

На правах рукописи

Мухортов Игорь Васильевич

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ
ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ УЧЕТОМ МЕЖФАЗНЫХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ
СМАЗОЧНЫХ И КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Специальности

05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

02.00.04 – «Физическая химия (технические науки)»

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2012

Работа выполнена на кафедре «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (Национальный исследовательский университет) и в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» им. В.Н. Прокопьева.

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор,
Зав.кафедрой «Автомобильный транспорт
и сервис автомобилей», ФГБОУ ВПО ЮУрГУ (НИУ),
Рождественский Юрий Владимирович.

Официальные оппоненты: Буяновский Илья Александрович;
доктор технических наук,
Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН,
Зав.лабораторией методов смазки машин,
Профессор кафедры РК-4 МГТУ им. Баумана

Бескачко Валерий Петрович,
доктор физико-математических наук,
зав. кафедрой «Общая и теоретическая физика»,
ФГБОУ ВПО ЮУрГУ (НИУ)

Ведущее предприятие: Ивановский государственный университет.

Защита диссертации состоится 26 декабря 2012 г., в 15 часов, на заседании специализированного диссертационного совета Д 212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001 гл. корп.

E-mail: D212.298.09@mail.ru, тел/факс (351)267-91-23.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (Национальный исследовательский университет).

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просьба направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ЮУрГУ, на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан 23 ноября 2012 г.

Ученый секретарь специализированного диссертационного совета Д 212.298.09, доктор технических наук, профессор



Е.А. Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации. Повышение надежности трибосопряжений (ТС) поршневых и роторных машин, в том числе, двигателей внутреннего сгорания (ДВС), является одним из основных направлений современного машиностроения. Трибосопряжения жидкостного трения (ТЖТ) (шатунные и коренные подшипники коленчатого вала, сопряжение «поршень-цилиндр»), как правило, определяют ресурс поршневых машин. Повышение ресурса достигается как усовершенствованием конструкции, технологии изготовления узлов, так и применением высококачественных смазочных масел (СМ). К последним относятся, прежде всего, моторные масла с высокими противоизносными свойствами.

Значительный вклад в разработку методов расчёта подшипников скольжения внесли многие отечественные и зарубежные исследователи: А.К. Дьячков, С.М. Захаров, М.В. Коровчинский, В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Л.А. Савин, В.И. Суркин, И.А. Тодер, Н.Н. Типей, T.W. Bates, J.F. Booker, P.K. Goenka, B.A. Gecim, S.D. Gulwadi, D.R. Chen, R.S. Paranjpe, H.K. Hirani и др.

При разработке новых машин методы расчета ТЖТ должны включать модели реологического поведения реальных СМ. При разработке таких моделей наибольшую сложность представляет учет влияния на гидромеханические характеристики (ГМХ) трибосопряжений противоизносных присадок. Влияние поверхностно-активных веществ (ПАВ) на вязкость слоя масла, непосредственно прилегающего к твердой поверхности («граничного слоя») изучали А.С.Ахматов, И.А. Буяновский, Б.В. Дерягин, Н.В.Чураев, Г.С.Ходаков, Браунауэр, Эммет, Теллер, де Бур, Цвиккер, Поляни, J.Van der Werff, K.Kwak, C.Kim, X.Wang, X.Xu и др. отечественные и зарубежные ученые. Тем не менее, известные методики не полностью отражают физико-химические процессы, происходящие в системе «шип – смазочный слой – подшипник», соответствующие реологические модели для ТЖТ поршневых и роторных машин практически не используются. Слабая изученность данного вопроса обусловлена также тем, что процессы трения, физико-химические механизмы взаимодействия жидкостей с поверхностью твердых тел, процессы моно- и полимолекулярной адсорбции, термодинамическое и молекулярно-статистическое описание состояния жидкости, рассматриваются в рамках различных научных и технических дисциплин, имеющих высокую степень автономности.

Прогресс в развитии противоизносных свойств СМ позволяет значительно увеличить удельные мощности поршневых и роторных машин, повысить их надежность и экономичность. Для эффективного использования этих свойств, необходимо учитывать особенности реологического поведения СМ в трибосопряжениях на этапе проектирования машин. Для совершенствования методов расчета гидромеханических характери-

стик ТЖТ, необходимо описание реологического поведения реальных СМ в зазорах трибосопряжений.

Цель исследования заключается в совершенствовании метода гидродинамического расчета трибосопряжений жидкостного трения поршневых и роторных машин путем разработки реологической модели смазочного слоя, включающей эффекты, обусловленные противоизносными присадками.

Задачи исследования. Цель работы достигается при решении следующих задач:

1. Описать механизм влияния контакта углеводородной жидкости, содержащей противоизносные присадки (смазочного масла), с металлической поверхностью на структуру и механические характеристики разделяющего поверхности трения слоя масла, согласующийся с известными физико-химическими закономерностями и экспериментальными данными.

2. Разработать реологическую модель смазочного слоя, разделяющего металлические поверхности ТЖТ (граничного слоя).

3. Разработать методики и провести экспериментальные измерения параметров, входящих в реологическую модель смазочного слоя, а также исследования влияния параметров граничного слоя (микрореологических параметров) на трибологические характеристики узла трения скольжения.

4. Разработать методическое и программное обеспечение расчетов трибосопряжений жидкостного трения поршневых и роторных машин и выполнить верификацию разработанной реологической модели путем сопоставления результатов независимых реологических и трибологических измерений с результатами гидродинамических расчетов.

5. Оценить влияние противоизносных свойств различных моторных масел на динамику и гидромеханические характеристики шатунных и коренных подшипников коленчатого вала на примере двигателя внутреннего сгорания типа ЧН 13/15.

Объект исследования. Процессы, происходящие в смазочном слое, разделяющем поверхности трибосопряжений жидкостного трения.

Предмет исследования. Влияние микрореологических характеристик смазочных масел, обусловленных их контактом с поверхностью конструкционных материалов на трибологические характеристики ТЖТ.

Гипотеза: основной механизм противоизносного действия большинства поверхностно-активных веществ (таких, например, как диалкилдитиофосфаты цинка), заключается в инициировании полимолекулярной адсорбции углеводородных компонентов смазочного масла, что приводит в режиме жидкостного трения к повышению вязкости смазочного слоя в зазорах трибосопряжений и, как следствие, к расширению диапазонов температур, контактных давлений и скоростей относительного перемещения поверхностей трения сопряжений.

Методы проведения исследований. Методы гидродинамической теории смазки, численные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных, экспериментальные методы исследования реологических параметров СМ, экспериментальные и расчетные методы исследования гидромеханических характеристик ТЖТ.

Научная новизна

1. Усовершенствован метод гидродинамического расчета трибосопряжений жидкостного трения поршневых и роторных машин путем разработки реологической модели смазочного слоя, включающей эффекты, обусловленные противоизносными присадками и позволяющей учитывать характеристики смазочного масла с равной объемной вязкостью и различной эффективностью противоизносных присадок.

2. Установлена зависимость между трибологическими параметрами углеводородных смазочных масел и их реологическими параметрами, обусловленными содержанием противоизносных поверхностно-активных веществ и закономерностями адсорбции их компонентов на металлических поверхностях трибосопряжений; предложена математическая модель зависимости усредненной вязкости смазочного слоя от его толщины и величины зазора в трибосопряжении.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной постановкой задач, обоснованностью используемых теоретических зависимостей и принятых допущений, применением апробированных методик расчетов; подтверждается качественным и количественным совпадением результатов, полученных независимыми методами.

Практическая значимость

1. Создано программное обеспечение, позволяющее при проектировании трибосопряжений жидкостного трения поршневых и роторных машин оценить влияние на их гидромеханические характеристики конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов, обосновать рекомендации по подбору смазочного масла. В Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам (РОСПАТЕНТ) зарегистрированы разработанные при участии автора комплексы программ, предназначенные для анализа гидромеханических характеристик подшипников скольжения.

2. Предложен и обоснован, согласующийся с известными физико-химическими закономерностями и экспериментальными данными, механизм влияния противоизносных присадок на реологические параметры смазочных масел, что позволило объяснить различия противоизносных свойств наиболее распространенных смазочных материалов и описать механизм жидкостного трения в наиболее нагруженных трибосопряжениях поршневых машин. Предложенный механизм полимолекулярной адсорбции смазочных масел может быть использован для тестирования противоизносных присадок и сравнительного тестирования смазочных материалов при их разработке.

3. Разработанные методики измерения микрореологических параметров граничного слоя могут быть использованы в ряде областей техники для управления реологическими параметрами суспензий.

Реализация. Разработанное методическое и программное обеспечение используется для проектирования подшипников скольжения ДВС в ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск, а также в учебном курсе "Эксплуатационные материалы" при подготовке специалистов на автотракторном факультете Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ).

Апробация. Содержание основных результатов работы докладывалось и обсуждалось на ежегодных научно-технических конференциях, проводимых в ЮУрГУ (Челябинск, 2010–2012 гг.); на научно-технической конференции с международным участием «Трибология-машиностроению» (Москва, ИМАШ, 2010, 2012 гг.); на Международной научной конференции «Трибология и надежность» (Санкт-Петербург, 2011 г.); научно-технических конференциях Челябинской государственной агроинженерной академии «Достижения науки – агропромышленному производству» (ЧГАА, Челябинск, 2010, 2011 гг.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 11 научных работ, включая 4 статьи в научных сборниках, рекомендованных ВАК РФ, 5 тезисов докладов, 2 свидетельства о государственной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и 6 приложений, изложена на 119 страницах машинописного текста, включая 30 иллюстраций, 12 таблиц, 104 формулы и библиографический список, содержащий 94 наименования.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Введение. Обоснована актуальность темы, сформулирована цель и задачи исследования, показана научная новизна и практическая значимость работы, приведены сведения об апробации, реализации и структуре диссертации.

Глава 1. Выполнен обзор работ, посвящённых разработке методов расчета трибосопряжений жидкостного трения и экспериментальным исследованиям влияния смазочных масел на работу подшипников скольжения поршневых и роторных машин, в том числе подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания, а также программного обеспечения для расчёта гидродинамических подшипников скольжения.

Проведен обзор и выполнен анализ опубликованной информации, относящейся к исследованиям закономерностей и механизмов изменения вязкости жидкостей вследствие контакта с поверхностями твердых тел. Поскольку вопросы, связанные с данным явлением, рассматриваются в рамках различных научных и технических дисциплин, выполнен обзор четырех тематически однородных массивов информации.

1.1. Данные об изменении вязкости жидкостей при контакте с поверхностями твердых тел.

Применительно к смазочным маслам, увеличение вязкости слоев жидкости, прилегающих к металлическим поверхностям («приграничных слоев»), было признано в качестве одного из важных факторов, определяющих трибофизические параметры контакта трения. Наиболее отчетливо эти представления отражены в работах А.С.Ахматова. В последующие годы формирование представлений о механизме противоизносного действия ПАВ происходило под влиянием четырех основных факторов. Во-первых, экспериментальные исследования трибофизики систем «ПАВ-углеводородное масло» проводились почти исключительно с использованием олеиновой кислоты и, иногда, ее ближайших структурных аналогов – алифатических монокарбоновых кислот, спиртов, аминов и амидов. В то же время олеиновая кислота по воздействию на свойства масел значительно отличается от ПАВ, используемых в качестве стандартных противоизносных присадок. Вторым фактором обусловлен широкими практическими исследованиями противоизносных свойств ПАВ на основе диалкилдитиофосфатов цинка (DDTPZ), и началом их промышленного производства. Это привело к появлению представления о механизме противоизносного действия присадок, как результата их трибохимического взаимодействия с материалами поверхностей трения с образованием фосфитов и сульфидов металлов. Третьим фактором являются результаты исследований граничной вязкости жидкостей, проводившиеся Б.В. Дерягиным, Н.В.Чураевым и др. Результаты, полученные методом сдвигания пленки жидкости потоком газа, свидетельствуют о наличии на поверхности твердого адсорбента слоя жидкости, имеющего более высокую вязкость, чем в объеме. Причем, по заявлению авторов, вязкость для широкого ряда жидкостей, в том числе, смазочных масел, постоянна по толщине граничного слоя. Четвертый фактор – бурное развитие исследований жидких кристаллов – привел к закреплению представлений о граничном слое, как жидkokристаллической фазе, образующейся на поверхности твердого тела в результате адсорбции ПАВ из жидкой фазы. В пользу этого представления, кроме экспериментов Б.В.Дерягина, свидетельствует доказанная оптическая анизотропия граничных слоев, в т.ч., для смазочных масел на металлических поверхностях. Против – несоответствие параметров компонентов смазочных масел условиям образования жидkokристаллических фаз, слабая зависимость вязкости разделяющих слоев СМ от напряжения сдвига.

1.2. Данные о влиянии физико-химических параметров взаимодействия жидкой и твердой фаз на реологические параметры дисперсных систем.

Теоретическая модель вязкости разбавленных суспензий сферических частиц (с объемной долей твердой фазы $\varphi \leq 0,04$) впервые была предложена А.Эйнштейном и впоследствии развита для более концентрированных суспензий. Вместе с тем, весьма многочисленные исследования реологии суспензий показали, что для концентрированных суспензий, вязкость часто не соответствует теоретической. Известны следующие

эмпирические закономерности: 1) вязкость зависит от размеров частиц, начиная с некоторого минимального значения размера; 2) вязкость водных суспензий зависит от лиофильности (теплоты смачивания) поверхности твердой фазы и может как возрастать со временем при увеличении энергии связи воды с твердой фазой, так и снижаться при введении ПАВ, гидрофобизирующих поверхность; 3) в случае изменения вязкости жидкой фазы, например, при изменении температуры или при использовании смесей жидкостей с разным соотношением, вязкость суспензий изменяется симбатно с ней, хотя для концентрированных суспензий может превышать вязкость исходной жидкости на 2 – 3 порядка. Анализ значительного объема экспериментальных данных такого рода проведен в работах Г.С.Ходакова. Указанные закономерности наиболее явно проявляются в немногочисленных экспериментальных исследованиях реологии наносуспензий с частицами размером 20...100 нм. Опубликованные результаты (J.Van der Werff, K.Kwak и С. Kim, X.Wang и X.Xu), свидетельствуют о значительных отклонениях вязкости от вычисленной по формуле А. Эйнштейна даже для разбавленных суспензий. Кроме того, зависимости вязкости от концентрации одной и той же твердой фазы значительно различаются для разных жидкостей.

1.3. Теории и механизмы полимолекулярной адсорбции.

Известны теории адсорбции, предусматривающие возможность образования полимолекулярного (многослойного) адсорбционного слоя. Это, прежде всего, теория Браунауэра, Эммета и Теллера (теория БЭТ), теория де Бура и Цвиккера, и наиболее общая потенциальная теория Поляни. Наибольший интерес представляет вывод из этих теорий, допускающий при сочетании ряда факторов, трансляцию адсорбционных взаимодействий на значительное количество молекулярных слоев адсорбата. К сожалению, теории полимолекулярной адсорбции относятся к адсорбции газов и паров на твердых адсорбентах. Адсорбция жидкостей изучена значительно слабее. Однако известные закономерности однозначно свидетельствуют о значительно большей вероятности полимолекулярной адсорбции жидкостей по сравнению с адсорбцией газов.

1.4. Экспериментальные данные о связи состава смазочных масел с трибофизическими свойствами.

Экспериментальные данные, направленные на установление связи трибологических характеристик с концентрацией присадки, крайне малочисленны. Имеются данные, полученные при разработке стандартов измерения вязкости специалистами SAE¹, ASTM² и CEC³, свидетельствующие о влиянии на толщину разделяющего слоя факторов, не связанных с вязкостью. Из известных данных наибольший интерес представляет практика использования промышленных масел для направляющих скольжения

¹ Общество инженеров-автомобилистов

² Американская ассоциация испытаний и материалов

³ Европейский координационный Совет по разработке методов испытания смазочных материалов и топлив для двигателей

промышленного оборудования, а именно: аномальная зависимость толщины разделяющего слоя от температуры ("всплытие" направляющих) при использовании масел с повышенным содержанием противоизносной присадки. Данный факт не может быть объяснен с позиций известных теорий и гипотез о механизме противоизносного действия ПАВ.

Выводы: Для совершенствования методов гидродинамических расчетов ТЖТ, смазываемых СМ с высокими противоизносными свойствами, необходимо исследовать влияния противоизносных присадок на реологические параметры смазочного слоя, разделяющего поверхности трения сопряжения.

Глава 2. Экспериментальное определение параметров слоя смазочного масла с аномальной вязкостью (граничного слоя).

Наиболее простым методом оценки параметров адсорбционного слоя для конкретного сочетания твердой и жидкой фаз, является измерение отклонения вязкости суспензии от теоретического значения, вычисленного по формуле А.Эйнштейна. При неизвестных реологических параметрах граничного слоя жидкости, увеличение динамической вязкости суспензии может быть интерпретировано двояко: либо как увеличение радиуса частиц при присоединении к ним части жидкой фазы (Δr), либо как повышение эффективной вязкости жидкой фазы $\mu_{эфф}$ по сравнению с расчетной вязкостью μ_0 , зависящей только от объемной доли твердой фазы. Значение эффективной вязкости вместе с вычисленным средним расстоянием между частицами суспензии было использовано для расчета параметров граничного слоя на основании предположений о его структуре.

Для измерений в качестве дисперсной фазы, близкой по адсорбционным свойствам к черным металлам, использован тонкодисперсный оксид железа. Согласно микроскопическим измерениям, суспензия оксида железа содержит два типа частиц: кристаллические частицы диаметром 1,5...2,5 мкм и агрегаты диаметром 7...15 мкм. Приблизительно, гранулометрический состав использованного оксида железа принят как бидисперсный, содержащий фракции с радиусами $r_1 = 5$ мкм и $r_2 = 1$ мкм, с соотношением количества частиц мелкой и крупной фракций 1:20. В качестве дисперсионных сред использованы моторные масла для дизельных двигателей, имеющие различный состав базовых масел и присадок: Shell Rimula R3X, Mobil Delvac XHP, ТНК Revolux D2, М-10ДМ. Измерения вязкости суспензий проведены на ротационном вискозиметре «Rheotest 2». Концентрация суспензии 10% (объемная доля $\varphi = 0,1$) выбрана как максимальная концентрация свободнодисперсных систем, для которых можно пренебречь механическими взаимодействиями между частицами. Для сравнительных измерений, в качестве дисперсной фазы, не обладающей адсорбционной активностью по отношению к компонентам моторных масел, использованы предварительно измельченный хлорид калия и осажденный сульфат кальция. Измерения проводились при температурах 70...120 °С с шагом 5 °С, т.е., в области рабочих температур масла в ДВС.

Результаты измерений показали, что для суспензий сульфата кальция и хлорида калия с объемной долей твердой фазы φ_0 измеренная вязкость μ_0 составила $1,23 \dots 1,26\mu$, где μ – вязкость смазочного масла. Таким образом, с точностью до ошибки измерений (2%) μ_0 соответствовала вязкости, вычисленной по формуле А.Эйнштейна:

$$\mu_0 = \mu(1 + 2,5\varphi_0). \quad (1)$$

Для суспензий оксида железа в моторных маслах измеренные значения вязкости $\mu_{эфф}$ составили $1,52 \dots 1,88\mu$, т.е., превысили μ_0 в $1,18 \dots 1,5$ раз. Было установлено, что вязкости суспензий зависят от температуры значительно слабее, чем вязкости исходных масел. Наибольшее отличие вязкости наблюдается для масла Mobil Delvac XHP, содержащего присадки, термически активируемые при $95 \dots 100$ °С. Учитывая изотеричность частиц оксида железа и зависимость коэффициента при φ_0 в формуле (1) только от формы частиц, увеличение вязкости суспензий оксида железа представлено в аналогичной форме:

$$\mu_{эфф} = \mu(1 + 2,5\varphi_{эфф}), \quad (2)$$

где $\varphi_{эфф}$ – эффективная объемная доля дисперсной фазы, включающая адсорбированную часть смазочного масла. Из соотношения (1) и (2) получаем

$$\varphi_{эфф} = \frac{\mu_{эфф} - \mu}{2,5\mu}, \quad \varphi_0 = \frac{\mu_0 - \mu}{2,5\mu}. \quad (3)$$

В таблице 1 приведены отношения эффективного объема дисперсной фазы к фактическому при $\varphi_0 = 0,1$.

Таблица 1

Относительное увеличение объемной доли твердой фазы $\varphi_{эфф}$ в суспензии по сравнению с фактической объемной долей оксида железа φ_0

Марка масла	Температура, °С										
	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
	$\varphi_{эфф}/\varphi_0$										
Shell Rimula R3X	2,90	3,15	3,20	3,0	3,10	3,0	2,90	2,90	2,90	2,95	3,05
Mobil Delvac XHP	2,55	2,20	2,25	2,20	2,20	2,10	2,15	2,45	2,45	2,50	2,55
THK Revolux D2	2,85	2,95	3,10	3,10	2,95	2,70	2,60	2,45	2,45	2,40	2,40
М-10ДМ	3,50	3,20	3,05	3,15	3,0	2,90	3,0	2,80	2,80	2,90	2,90

Поскольку объем дисперсной фазы пропорционален количеству частиц и кубу их радиуса, эффективную толщину адсорбционного слоя Δr в случае монодисперсной суспензии находим из отношения

$$\frac{(r + \Delta r)}{r} = \sqrt[3]{\frac{\varphi_{эфф}}{\varphi_0}}, \quad (4)$$

где r – исходный радиус частиц, $(r + \Delta r)$ – радиус частиц с присоединенным за счет адсорбции слоем. Для использованной бидисперсной суспензии оксида железа:

$$\frac{(r_1 + \Delta r)^3 + 20(r_2 + \Delta r)^3}{r_1^3 + 20r_2^3} = \frac{\varphi_{эфф}}{\varphi_0}. \quad (5)$$

Значения толщины адсорбционных слоев для всех типов рассмотренных масел приведены в таблице 2.

Таблица 2

Соотношения между измеренным увеличением вязкости суспензий и рассчитанными (уравнение 5) значениями толщины адсорбционных слоев

$\mu_{эфф} / \mu_0$	1,18	1,32	1,4	1,5
$\varphi_{эфф} / \varphi_0$	2	2,5	3	3,5
Δr , мкм	0,37	0,54	0,69	0,83

Исходя из объемной доли и размеров частиц, рассчитано их количество в единице объема. Было определено среднее расстояние между частицами, которое составило $6,35 \pm 0,5$ мкм. Таким образом, для слоя толщиной $h \approx 6,35$ мкм, вязкость возрастает в $\mu_{эфф} / \mu_0 = \mu_{эфф} / (\mu(1 + 2,5\varphi_0)) = \mu_{эфф} / 1,25\mu$ раз. Согласно результатам, приведенным в таблице 1, при $h = 6$ мкм, рассчитанная ("эффективная") вязкость жидкой среды в рассмотренных суспензиях возрастает в 1,2...1,4 раза по сравнению с исходными маслами.

Глава 3. Экспериментальное определение связи трибологических характеристик смазочных масел с параметрами адсорбционного (граничного) слоя.

В третьей главе сравнивается характер зависимостей коэффициента трения и эффективной толщины адсорбционного слоя от температуры.

Испытания проводили на машине трения СМЦ-2 с модернизированным контактом трения: конформный узел трения типа «ролик-колодка». Ролик изготовлен из стали ШХ 15 (HRC = 60), колодка – из меди М2. Диаметр ролика 90 мм, ширина 15 мм. В колодке с углом охвата ролика 45° , шириной 10 мм и длиной 35 мм выполнено глухое отверстие для ввода термопары. Подвод смазочного масла – внешний, на фаску, расположенную на входе в контакт трения, избыточный. Величина нагрузки (800 Н) и скорости вращения ролика (500 мин^{-1}) выбраны опытным путем как близкие к предельным значениям, обеспечивающим жидкостное трение в данных условиях (без интенсивного выделения тепла). Нагрев – внешний, радиационный от лампы накаливания мощностью 250 Вт. Измерения проводили для ряда однотипных моторных масел (предназначенных для мощных дизельных двигателей), различающихся классом вязкости и наличием или отсутствием термически активируемых присадок по информации производителя. Результаты измерений приведены на рисунке 1.

Вследствие неизвестности механических характеристик адсорбционных слоев, в частности, устойчивости к напряжениям сдвига, полученные результаты позволяют сравнить лишь характер зависимостей коэффициентов трения и Δr .

Для ряда масел, содержащих термически активируемые присадки, в частности, для Mobil Delvac XHP, обнаружен локальный минимум коэффициента трения в интервале температур 110–130°С. Для масел Shell Rimula R3X, THK Revolux D2 и M-10ДМ коэффициенты трения изменяются монотонно.

Для выявления связи параметров адсорбционного слоя с трибологическими характеристиками реального узла трения, проведено измерение коэффициентов трения и интенсивности изнашивания трибосопряжений при постоянной температуре 140° С, нагрузке 1000 Н и скорости вращения ролика 1000мин⁻¹.

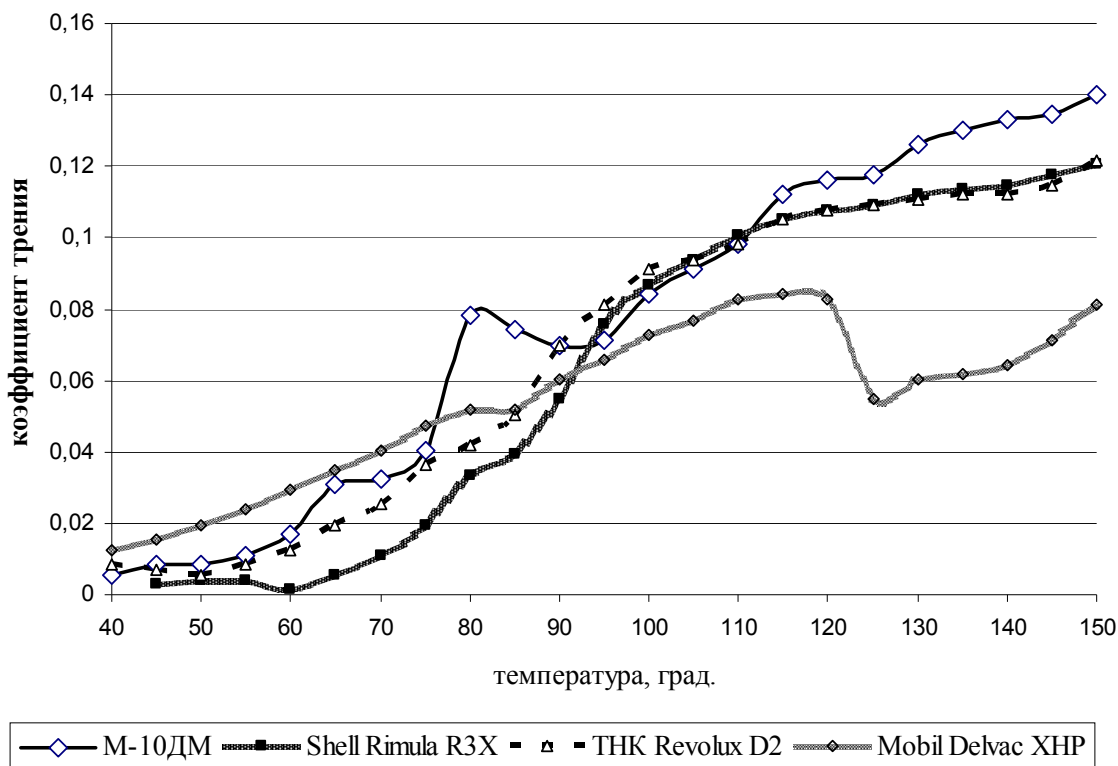


Рис. 1. Зависимость коэффициентов трения от температуры

В данных условиях подъемная сила, обусловленная обычной (объемной) вязкостью масла, недостаточна для разделения поверхностей и жидкостное трение реализуется, в основном, за счет слоя с повышенной вязкостью, обусловленного противоизносными присадками.

Выбранный материал и обработка ролика идентичны материалу шатунной шейки вала тракторного двигателя ЧН13/15 (ОАО «ЧТЗ-УРАЛТРАК»), в качестве рабочей части составной колодки использовали фрагмент вкладыша этого же подшипника. Интенсивность изнашивания измеряли по разности массы рабочей части колодки до и после испытаний. Результаты испытаний, представленные на рисунке 2 и в таблице 3 в сопоставлении с параметрами граничного слоя, свидетельствуют, что для однотипных масел имеется явная связь между условной толщиной адсорбционного слоя, определенной по измерениям вязкости суспензий (см. табл. 2) и коэффициентами трения в граничном режиме жидкостного трения.

Таблица 3

Значения коэффициентов трения, интенсивности изнашивания и параметра Δr , характеризующего эффективную толщину граничного слоя

Марка масла	Δr	Коэффициент трения $f_{тр}$	Среднее значение $f_{тр}$	Потеря массы образца Δm , г	Интенсивность изнашивания I_h
Mobil Delvac XHP	0,38	0,094	0,094	0,0025	$3,3 \cdot 10^{-11}$
THK Revolux D2	0,54	0,017...0,05	0,036	0,0035	$4,7 \cdot 10^{-11}$
M-10ДМ	0,65	0,026...0,08	0,057	0,0072	$9,45 \cdot 10^{-11}$
Shell Rimula R3X	0,7	0,015...0,025	0,018	0,0001	$1,25 \cdot 10^{-11}$

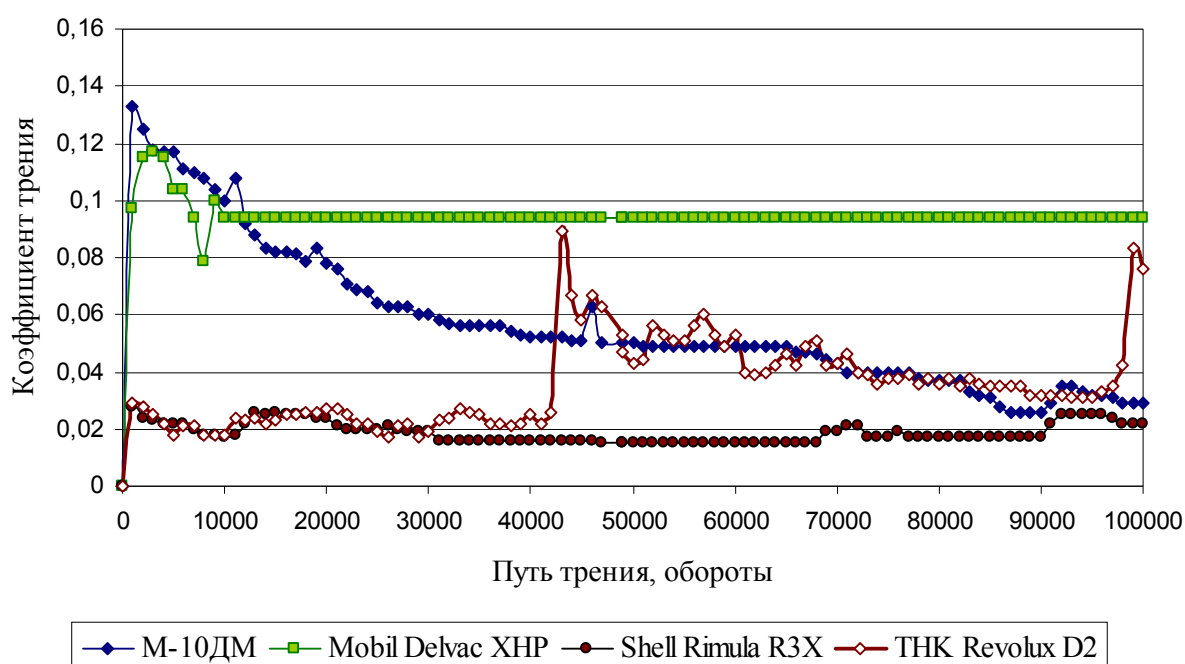


Рис. 2. Зависимости коэффициентов трения от пути трения в процессе испытаний

Глава 4. Механизм образования граничных слоев и реологическая модель для описания вязкости тонких слоев смазочного масла.

Рассмотрены условия образования граничного слоя в результате полимолекулярной адсорбции с позиции термодинамики, коллоидной химии, известных закономерностей адсорбции, структуры и свойств ПАВ. Описана роль химической адсорбции как условия существования адсорбционных слоев в широком интервале температур. При повышении температуры равновесие между процессами адсорбции и десорбции смещается в сторону десорбции согласно уравнению Вигнера-Поляни:

$$-\frac{\partial \Theta}{\partial t} = k\Theta^n = A \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \Theta^n, \quad (6)$$

где Θ – концентрация молекул адсорбированного вещества на поверхности, k – константа скорости десорбции, A – предэкспоненциальный множитель, n – порядок реакции, E_a – энергия активации десорбции, R – универсальная газовая постоянная.

Как правило, в качестве противоизносных присадок используются ПАВ, способные к химической адсорбции, с энергией активации хемосорбции E_{aCh} при которой температура активации лежит в интервале рабочих температур трибосопряжения. Стабильные параметры граничного слоя смазочного масла возможны при условии перехода от физической адсорбции ПАВ к химической адсорбции в интервале рабочих температур, т.е. при условии $E_{aCh} \approx RT_W$, где T_W – рабочая температура смазываемого узла. В этом случае зависимость количества адсорбированного вещества от температуры имеет вид, представленный на рисунке 3, где a – температурный интервал перехода от физической к химической адсорбции; b – интервал относительной устойчивости параметров разделяющего слоя смазки в граничном режиме.

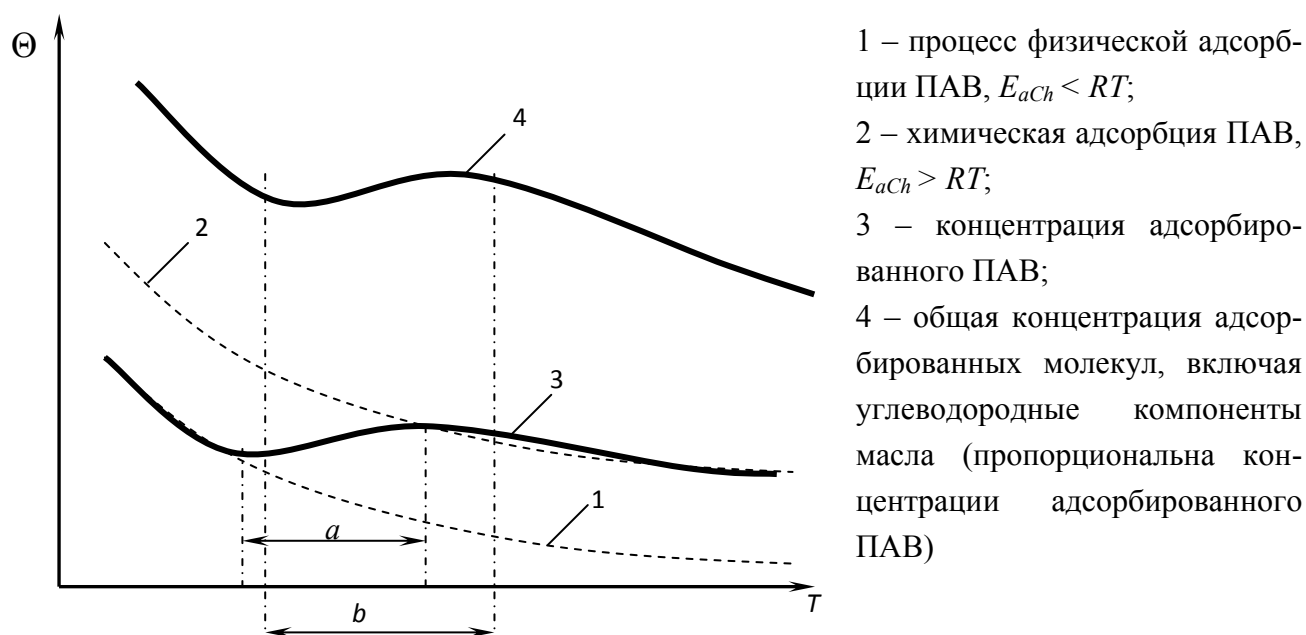


Рис. 3. Зависимость поверхностной концентрации адсорбированного вещества от температуры

Условие $E_{aCh} \approx RT_W$ выполняется для ряда обычных противоизносных компонентов: DDTPZ и алкилсалицилаты кальция (моторные и гидравлические масла), трифенилфосфаты и алкилтриазолы (масла для направляющих скольжения), триарилфосфотионаты (некоторые пластичные смазки).

В отличие от известных жидкокристаллических моделей граничного слоя, данное представление позволяет объяснить наличие локального минимума толщины адсорбированного слоя и локального максимума коэффициента трения для ряда смазочных масел с «термически активируемыми присадками», аномальной зависимости вязкости от температуры масел в направляющих скольжения и т.д.

На основании следующего из теории полимолекулярной адсорбции Поляни экспоненциального изменения термодинамических потенциалов на границе раздела фаз, а также исходя из необходимости учета изменения механизма адсорбции в заданном ин-

тервале температур, автором предложена следующая формула для описания зависимости вязкости смазочного масла на расстояния h_i от поверхности трибосопряжения:

$$\mu_i = \mu_0 + \mu_s \exp\left(-\frac{h_i}{l_h}\right), \quad (7)$$

где μ_i – условное значение вязкости на расстоянии h_i от поверхности, μ_s – значение вязкости углеводородного слоя, непосредственно адсорбированного на поверхности слоя ПАВ, l_h – параметр, имеющий смысл расстояния, на котором по нормали к поверхности вязкость слоя изменяется в e раз, μ_0 – исходная вязкость жидкости (на бесконечном удалении от поверхности). Для слоя толщиной h , ограниченного двумя поверхностями и отсчетом h_i от одной из поверхностей:

$$\mu_i = \mu_0 + \mu_s \left(\exp\left(-\frac{h_i}{l_{h1}}\right) + \exp\left(-\frac{h-h_i}{l_{h2}}\right) \right). \quad (8)$$

В методики расчета гидромеханических характеристик подшипников скольжения были введены зависимость усредненной вязкости $\bar{\mu}$ от толщины смазочного слоя h

$$\bar{\mu} = \frac{1}{h-h_{s1}-h_{s2}} \int_{h_{s1}}^{h-h_{s2}} \mu(h_i, l_h) dh_i, \quad (9)$$

и зависимость силы жидкостного трения от параметров адсорбированного слоя

$$F_{mp} = \min \left(\frac{V_0}{(h-h_{s1}-h_{s2})^2} \int_{h_{s1}}^{h-h_{s2}} \mu(h_i, l_h) dh \right), \quad (10)$$

где V_0 – относительная скорость поверхностей, h_{s1} и h_{s2} – толщины слоев смазки на каждой из двух поверхностях, скорости сдвига в которых принимаем равными нулю. Параметры $h_{s1,2}$ определяются из условия минимума F_{mp} , который достигается при $\frac{dV}{dh} = 0 \Big|_{\substack{h_i \leq h_{s1} \\ h_i \geq h_{s2}}}$. Значения h_s , рассчитанные с учетом эффективной вязкости и расстоя-

ния между частицами суспензии (гл.1), близки к экспериментальным значениям Δr при условии $\mu_s = 10^4 \dots 10^6$ Па·с.

Глава 5. Применение модели граничного слоя в гидродинамических расчетах подшипников скольжения ДВС.

В главе представлен метод гидродинамического расчета подшипников жидкостного трения, совершенствованный учетом межфазных взаимодействий смазочных и конструкционных материалов.

При разработке метода были приняты следующие основные допущения гидродинамической теории смазки: трение в ПС обусловлено внутренним трением смазочной жидкости; смазочная жидкость «прилипает» к поверхностям шипа и подшипника; пространство между шипом и подшипником полностью заполнено смазочной жидкостью; течение смазочной жидкости ламинарное, силы инерции не учитываются; поверхности

шипа и подшипника считаются идеально круглыми, гладкими и жёсткими; перекосы осей шипа и подшипника не учитываются; теплоотдача от смазочной жидкости в шип и подшипник не учитывается.

Задача расчёта динамики сложнагруженного подшипника скольжения сводилась к построению траектории движения центра масс шипа (например, шатунной шейки) под действием внешней периодической нагрузки в системе координат, закреплённой на втулке (вкладыше), и определению его гидромеханических характеристик (ГМХ), к которым относятся: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя $h_{\min}(t)$ и максимального гидродинамического давления $p_{\max}(t)$ в момент времени t , а также их экстремальные $\inf h_{\min}$, $\sup p_{\max}$ и средние $h_{\min}^*$, $p_{\max}^*$ за цикл нагружения t_y величины, эффективная температура смазочного слоя T_3 , мгновенные и средние потери мощности на трение $N(t)$, N^* ; расходы смазки $Q_B(t)$, Q_B^* .

Траектория движения центра шипа строилась по координатам, получаемым в результате решения уравнения равновесия:

$$\frac{1}{h_0 \omega_0^2} R_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}}) + F_U(\bar{t}) = 0. \quad (11)$$

Здесь $\bar{U} = U/h_0 = (\bar{X}, \bar{Y})$ – безразмерный вектор перемещений центра шипа; $\dot{\bar{U}}, \ddot{\bar{U}}$ – производные по безразмерному времени $\bar{t}$; $F_U = (F_X, F_Y)$ – проекции на соответствующие оси внешней нагрузки; $R_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}})$ – реакции смазочного слоя; h_0 – радиальный зазор; $\omega_0 = d\alpha/dt$ – угловая скорость вращения шипа.

Интегрирование уравнения движения (11) осуществлялось методом, основанным на формулах дифференцирования назад для уравнений второго порядка и описанным в работах В.Н. Прокопьева, Ю.В. Рождественского, К.В. Гаврилова и др.

Поле гидродинамических давлений, необходимое для вычисления реакции смазочного слоя $\bar{R}_U$, определялось интегрированием уравнения Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1^2}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\bar{\omega}_{21} \bar{\rho} \bar{h} \left(1 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\rho} \bar{h}). \quad (12)$$

Здесь $\bar{\rho}$, $\bar{p} = (p - p_a) \psi^2 / \mu_0 \omega_0$, $\psi = h_0/r$, $\bar{z} = z/r$, $-a \leq \bar{z} \leq a$, $\tau = \omega_0 t$ – безразмерные: плотность СМ, гидродинамические давления, относительный зазор, координата по ширине подшипника, время; $a = B/D$ – относительная ширина подшипника; μ_0 – характерная вязкость СМ; p_a – атмосферное давление; $B, D = 2r$, r – соответственно, ширина, диаметр, радиус подшипника; $\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0$ – безразмерная угловая ско-

рость вращения шипа; безразмерная толщина смазочного слоя $\bar{h}$ и её производная $\partial\bar{h}/\partial\tau$, которые определяются формулами

$$\bar{h} = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta), \quad \partial\bar{h}/\partial\tau = -\dot{\chi} \cos(\varphi - \delta) - \chi \dot{\delta} \sin(\varphi - \delta), \quad (13)$$

где χ – относительный эксцентриситет; δ – угол относительного положения линии центров.

$$\bar{\phi}_k = \int_0^{\bar{y}} \frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}^*} d\bar{y}, \quad (14)$$

где $k = 0; 1; 2$; $\bar{\mu}^*$ – вязкость СМ, являющаяся функцией скорости сдвига, температуры и давления; $\bar{y}$ – безразмерная координата поперёк смазочного слоя.

Уравнение (12) интегрировалось многосеточным методом, описанным в работах Задорожной Е.А., Рождественского Ю.В. и др., при граничных условиях Свифта-Штибера с учётом наличия на поверхности шипа источников смазывания (отверстий, канавок):

$$\begin{aligned} \bar{p}(\varphi, \bar{z} = \pm a) &= 0; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}(\varphi + 2\pi, \bar{z}); \bar{p}(\varphi, \bar{z}) \geq 0; \bar{p}(\varphi, \bar{z}) = \bar{p}_s \text{ на} \\ (\varphi, \bar{z}) &\in \Omega_s, \quad S = 1, 2, \dots, S^*. \end{aligned} \quad (15)$$

Здесь Ω_s – область источника смазки, в которой давление постоянно и равно давлению подачи p_s , S^* – количество источников смазывания.

В уравнении Рейнольдса (12) единственным параметром, характеризующим реологическое поведение смазочного материала, по-прежнему остаётся вязкость. В связи с этим задача обоснования математической модели вязкости является принципиальной.

Зависимость вязкости загущенных масел от температуры, давления и скоростей сдвига была учтена в виде функции, предложенной в работе Леванова И.Г.,

$$\mu^* = \mu \cdot (I_2)^{\frac{n-1}{2}} \cdot e^{\alpha(T) \cdot p} \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T+C_3))}. \quad (16)$$

Здесь μ – безразмерный параметр консистенции (вязкость СМ при низкой скорости сдвига до 10^2 с^{-1}); $I_2 = \left(\frac{\partial \bar{V}_x}{\partial \bar{y}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{V}_z}{\partial \bar{y}} \right)^2$ – второй инвариант скоростей сдвига; n – параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения; $\beta(T_g)$ – пьезокоэффициент вязкости СМ, являющийся функцией температуры; p – гидродинамическое давление; T_g – эффективная температура смазочного слоя; C_1, C_2, C_3 – константы

Значения вязкости (16), используем для решения определенных интегралов (14) в каждой точке сетки при определении гидродинамических давлений.

Однако, учитывая изменения вязкости по толщине смазочного слоя, и принимая во внимание влияние высоковязких слоев смазки, адсорбированных на поверхностях трения, пределы интегрирования в (14) изменяются.

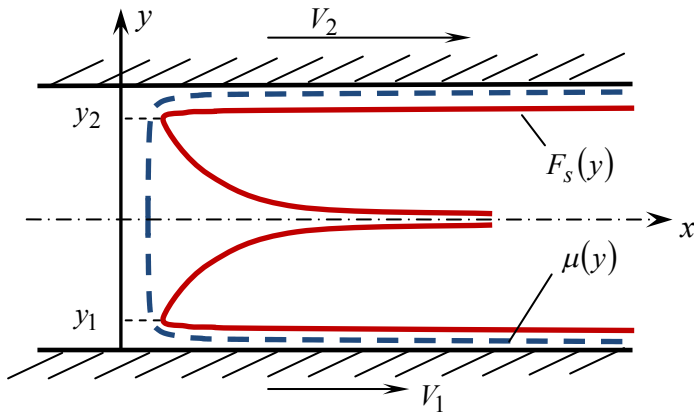


Рис. 4. К определению границ изменения вязкости по толщине слоя

На рисунке 4 представлена функция сил гидродинамического сопротивления, которую записываем в виде

$$F_s = \frac{V(y_2) - V(y_1)}{(y_2 - y_1)^2} \int_{y_1}^{y_2} \mu^*(y) dy, \quad (17)$$

где $V(y_2) = V_2, V(y_1) = V_1$.

Координаты y_1 и y_2 определяем из условия минимума функции F_s

$$F_s(y_1, y_2) = \min(F_s(y_1, y_2, \mu(y))), y \in [0, h] \quad (18)$$

Таким образом, функция изменения вязкости по толщине смазочного принимает вид:

$$\mu^*(y) = \mu_0 + \mu_S \left(\exp\left(-\frac{y_1}{l_{h1}}\right) + \exp\left(-\frac{y - y_2}{l_{h2}}\right) \right), \quad (19)$$

где l_{h1} и l_{h2} – характерные параметры, индивидуальные для каждого сочетания смазочного масла и материала поверхности.

Измеренные значения высоковязких адсорбционных слоев сравнимы или превышают типичную высоту шероховатостей сопряженных поверхностей большинства используемых в технике трибосопряжений, чем и обусловлены противоизносные свойства смазочных масел. Величина l_h является одним из факторов, определяющим интенсивность изнашивания при равной объемной вязкости масел и равных параметрах трибосопряжения. В гидродинамическом режиме трения, при расчетных значениях $h \gg 2\Delta r$, наличие адсорбционных слоев приводит к увеличению фактической толщины разделяющего слоя на $2\Delta r$ по сравнению с рассчитанной при предположении $\mu = \text{const}$.

При расчете теплового состояния подшипника использован изотермический подход, предполагая, что расчетная текущая температура $T = T(t)$ одинакова во всех точках смазочного слоя. Эта температура определяется при решении уравнения теплового баланса

$$A_N(t) = A_Q(t), \quad (20)$$

отражающего равенство средних за цикл значений теплоты A_N , рассеянной в смазочном слое и теплоты A_Q , отведенной смазкой, вытекающей в торцы подшипника.

Полученные зависимости $\mu(l_h, h)$ использованы для совершенствования метода расчета гидромеханических характеристик подшипников скольжения.

На основе представленных методик расчета и методов определения параметров граничного слоя разработано алгоритмическое и программное обеспечение расчета ди-

намики подшипников жидкостного трения, которое предусматривает не только учет неньютоновских свойств смазочного масла, конструктивных особенностей (источников смазывания), скоростного и нагрузочного режимов работы поршневой или роторной машины, но и зависимость вязкости смазки по толщине смазочного слоя, в том числе, и высоковязкого слоя смазки, адсорбированного на поверхностях трения. Получены свидетельства о государственной регистрации программы для ЭВМ №2010612188 от 24.03.2010 и № 2012617386 от 16.08.2012.

Для оценки адекватности реологической модели и метода расчета был сделан гидродинамический расчет трибосопряжения «ролик-колодка» с размерами, режимами и нагрузками соответствующими эксперименту. Это позволило сопоставить значения измеренных коэффициентов трения, параметров адсорбционного слоя и расчетных ГМХ трибосопряжения. Полученные результаты приведены в таблице 4.

Таблица 4.

Значения измеренных коэффициентов трения, параметров адсорбционного слоя и расчетных параметров, характеризующих режим трения

Марка масла	Параметры					
	экспериментальные			расчетные		
	коэффициент трения f	Δr , мкм	l_h , 10^9 м	$\inf h_{\min}$, мкм	N^* , Вт	$\sup p_{\max}$, МПа
Shell Rimula R3X	0,024	0,72	52	3,27	4,5	14,6
ТНК RevolutD2	0,06	0,65	43	2,90	4,57	14,67
Mobil Delvac XHP	0,094	0,38	30	2,50	4,7	14,8
Без учета граничного слоя	—		принято = 0	1,68	5,4	14,9

Как видно из таблицы 4, имеется качественное соответствие коэффициентов трения, микрореологических параметров масел (Δr , l_h) и расчетных величин диссипации энергии и максимальных давлений в смазочном слое. При сопоставлении расчетных и экспериментальных данных следует иметь в виду, что параметры, характеризующие граничный слой, измерены при низкой скорости сдвига и зависят от температуры.

Из закономерностей адсорбции (гл.4) следует, что значения параметров μ_s и l_h , входящих в модель адсорбционного слоя, существенно зависят от температуры. Постоянство экспериментально измеряемой эффективной толщины адсорбционного слоя следует из характера зависимостей в интервале рабочих температур. Параметр μ_s , обусловленный средним временем пребывания адсорбированных молекул ПАВ на поверхности металла и характеризующий вязкость смазочного материала вблизи поверхности, может возрасти при повышении температуры в результате возрастания скорости химической адсорбции (рис. 4). Параметр l_h , характеризующий скорость повышения энтропии и снижения вязкости смазки при удалении от поверхности, снижается

при повышении температуры. Для оценки возможного влияния изменения значений этих параметров на гидромеханические характеристики и теплообмен в ТЖТ выполнены расчеты динамики и ГМХ шатунного подшипника двигателя ЧН 13/15 (ЧТЗ) при использовании параметров масел Mobil Delvac XHP и Shell Rimula R3X. Экстремальные значения параметров определены из условия $\bar{\mu}(\mu_s(T_1), l_h(T_1)) = \bar{\mu}(\mu_s(T_2), l_h(T_2))$ и диапазона возможных значений μ_s (от максимального - вязкости твердого парафина до минимального, обеспечивающего существование граничного слоя). Результаты расчетов приведены в таблице 5 и на рисунках 5, 6.

В таблице 5 сочетания параметров в вариантах расчета 1 и 2 относятся к маслу Mobil Delvac XHP, 3 и 4 – к маслу Shell Rimula R3X, и последнее – к условному маслу без присадок.

Таблица 5

Значения расчетных параметров шатунного подшипника при возможных изменениях параметров адсорбционного слоя в интервале рабочих температур

№	ГМХ значения параметров	N^* , <i>Bm</i>	$Q^* \cdot 10^3$, <i>кг/с</i>	T , $^{\circ}\text{C}$	$h_{\min}^*$, <i>мкм</i>	$\sup p_{\max}$, <i>МПа</i>	$\inf h_{\min}$, <i>мкм</i>
v1	$\mu_s = 10^2 \text{ Па} \cdot \text{с};$ $l_h = 0,08 \text{ мкм}$	392,5	9,587	121,3	5,725	179,6	3,156
v2	$\mu_s = 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с};$ $l_h = 0,032 \text{ мкм}$	396,8	9,407	121,9	5,375	179,8	2,755
v3	$\mu_s = 10^2 \text{ Па} \cdot \text{с};$ $l_h = 0,106 \text{ мкм}$	388,5	9,801	120,6	6,245	179,2	3,737
v4	$\mu_s = 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с};$ $l_h = 0,056 \text{ мкм}$	388,5	9,850	120,5	6,334	179,3	3,816
v5	$\mu_s = 0; l_h = 0$	419,7	11,15	119,6	5,342	169,5	2,088

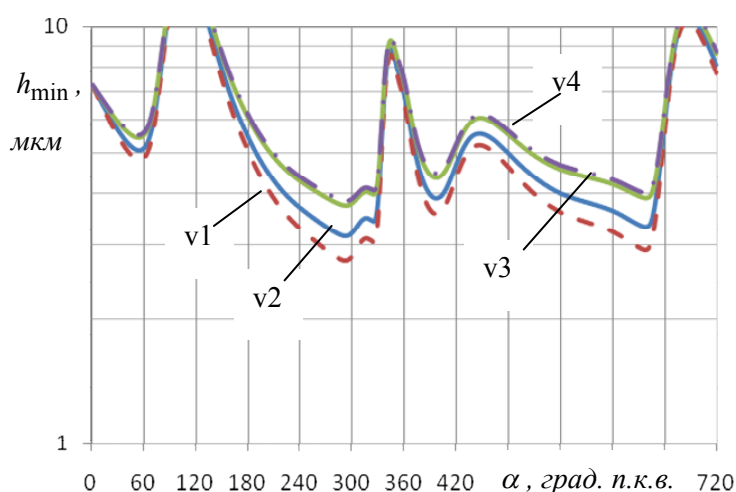


Рис. 5. Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала

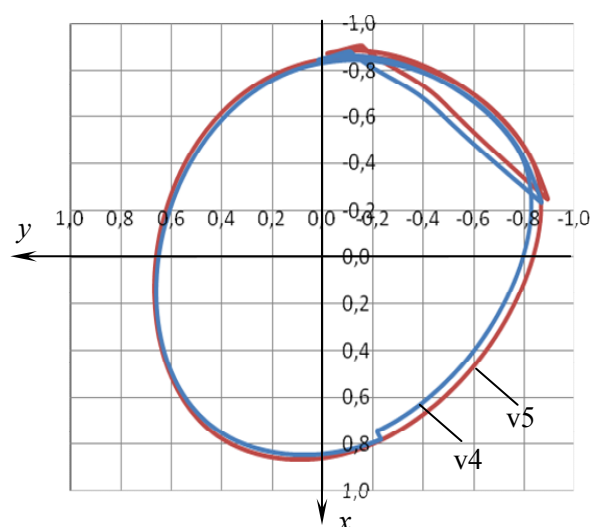


Рис. 6. Траектория движения центра шипа относительно подшипника

Как видно из результатов, варьирование параметров в широких пределах оказывает заметное влияние на наименьшую за цикл нагружения минимальную толщину и температуру смазочного слоя. Учитывая, что в гидродинамических расчетах ТЖТ именно значение $\inf h_{\min}$ служит основным критерием работоспособности подшипника скольжения и косвенно характеризует скорость изнашивания поверхностей, то в рассматриваемом контексте оно служит критерием оценки противоизносных свойств смазочного масла.

Таким образом, установлена связь между параметрами адсорбированного (граничного) слоя и противоизносными свойствами смазочного материала.

Выводы

1. Усовершенствована методика гидродинамического расчета трибосопряжений жидкостного трения поршневых и роторных машин путем разработки реологической модели смазочного слоя, включающей эффекты, обусловленные противоизносными присадками и позволяющей учитывать различия характеристик смазочного масла с равной объемной вязкостью и различной эффективностью противоизносных присадок.

2. Установлена связь между трибологическими параметрами углеводородных смазочных масел и их реологическими параметрами, обусловленными содержанием противоизносных поверхностно-активных веществ и закономерностями адсорбции их компонентов на металлических поверхностях трибосопряжений (микрореологическими параметрами); предложена математическая модель зависимости усредненной вязкости смазочного слоя от его толщины и величины зазора в трибосопряжении.

3. Создано программное обеспечение, позволяющее при проектировании сложнагруженных опор жидкостного трения оценить влияние на их гидромеханические характеристики конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов, обосновать рекомендации по совершенствованию конструктивных параметров и подбору смазочного масла. В Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам (РОСПАТЕНТ) зарегистрированы разработанные при участии автора комплексы программ анализа гидромеханических характеристик подшипников скольжения.

4. Предложенный механизм полимолекулярной адсорбции смазочных масел может быть использован для тестирования противоизносных присадок и сравнительного тестирования смазочных материалов при их разработке. Полученные экспериментальные результаты позволяют объяснить различия противоизносных свойств стандартных смазочных материалов (по классификациям API, ACEA).

5. Разработанные экспериментальные методики измерения микрореологических параметров граничного слоя могут быть использованы в ряде областей техники для управления реологическими параметрами суспензий.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ, ОТРАЖАЮЩИХ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОТЫ

В изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

1. Усовершенствованная модель реологических свойств граничного слоя смазки / **И.В. Мухортов**, Н.А. Усольцев, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов // Трение и смазка в машинах и механизмах, 2010. – № 5. – С. 8–19.
2. Мухортов, И.В. Полимолекулярная адсорбция смазочных материалов и ее учет в теории жидкостного трения / **И.В. Мухортов** // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение», 2011. – Выпуск 18, №31 (248). – С.62–67.
3. Влияние вязкостно-температурных свойств моторных масел на гидромеханические характеристики трибосопряжения поршень-цилиндр / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, А.А. Дойкин, **И.В. Мухортов** // Двигателестроение. – СПб., 2010. – №2. – С.23–26.
4. Мухортов, И.В. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчёте сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин / Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов, **И.В. Мухортов** // Трение и смазка в машинах и механизмах, 2011. – №7. – С. 22–30.

В других источниках:

5. Мухортов, И. В. Методика расчёта сложнонагруженных узлов трения, смазываемых неньютоновскими жидкостями / Е.А. Задорожная, **И.В. Мухортов**, И.Г. Леванов // XV Международный конгресс двигателестроителей. – Харьков, ХАИ, 2010. – С. 40–41.
6. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчёте сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин / Е.А. Задорожная, Ю.В. Рождественский, **И.В. Мухортов**, И.Г. Леванов // Трибология – машиностроению: тезисы докладов науч.-техн. конференции, 7–9 декабря 2010 г. – Москва, ИМАШ 2010. – С. 65–66.
7. Rozhdestvenskiy Juri, Zadorozhnaya Elena, Gavrillov Konstantin, Levanov Igor, **Mukhortov Igor** and Khozenyuk Nadezhda (2011). Methodology of Calculation of Dynamics and Hydromechanical Characteristics of Heavy-Loaded Tribounits, Lubricated with Structurally-Non-Uniform and Non-Newtonian Fluids, Tribology - Lubricants and Lubrication, Chang-Hung Kuo (Ed.), ISBN: 978-953-307-371-2, InTech.
8. **Muchortov I.**, Zadorojznaya E., Levanov I. / Rheological Model of a Boundary Layer of Lubricant, STLE 66th STLE Annual Meeting & Exhibition, 15–19 May, 2011, Hilton Atlanta, ~ Atlanta, Georgia (USA).
9. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2010612188 от 24.03.2010. Программа исследования характеристик статически на-

груженных подшипников скольжения «Микрореология» / Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов, **И.В. Мухортов**. – Заявка № 2010610347; заявл. 25.01.10.

10. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012617386 от 16.08.2012. Программа исследования характеристик динамически нагруженных трибосопряжений с учетом процессов тепломассообмена в смазочных слоях и граничных режимов трения / Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов, **И.В. Мухортов**, К.В. Гаврилов. – Заявка № 2012615192; заявл. 22.06.2012.

11. **Мухортов И.В.**, Задорожная Е.А. Экспериментальное обоснование модели граничного слоя смазки. Трибология и надежность / Сборник научных трудов XI Международной научной конференции, 27–29 октября. – СПб., 2011. – С. 240–245.

Мухортов Игорь Васильевич

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА ПОДШИПНИКОВ ЖИДКОСТ-
НОГО ТРЕНИЯ УЧЕТОМ МЕЖФАЗНЫХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ СМАЗОЧНЫХ И
КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Специальности

05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

02.00.04 – «Физическая химия (технические науки)»

Автореферат

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Издательский центр

Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 20.11.2012. Формат 60х84 1/16. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 1,09. Уч.-изд. л. 1. Тираж 120 экз. Заказ

УОП Издательства. 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76.