

На правах рукописи



Гаврилов Константин Владимирович

ПОВЫШЕНИЕ РЕСУРСА ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЕВЫХ И
КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ
СНИЖЕНИЕМ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ

Специальность 05.04.02 – «Тепловые двигатели»

Специальность 05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Челябинск – 2019

Работа выполнена на кафедре «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)»

Научные консультанты: **Рождественский Юрий Владимирович**, доктор технических наук, профессор, ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)», г. Челябинск, кафедра автомобильного транспорта, заведующий
Лазарев Владислав Евгеньевич, доктор технических наук, доцент, ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)», г. Челябинск, кафедра двигателей внутреннего сгорания и электронных систем автомобилей, заведующий

**Официальные
оппоненты:**

Захаров Сергей Михайлович, доктор технических наук, профессор АО «Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта», научный центр «Рельсы, сварка, транспортное материаловедение», г. Москва научный консультант

Гоц Александр Николаевич, доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВО «Владимирский государственный университет имени А.Г. и Н.Г. Столетовых», г. Владимир, кафедра «Тепловые двигатели и энергетические установки», профессор

Корнаев Алексей Валерьевич, доктор технических наук, доцент ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева», г. Орел, кафедра «Мехатроника, механика и робототехника», доцент

Ведущая организация – ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет», г. Уфа

Защита диссертации состоится 25.03.2020 г., в 13-00 часов, на заседании диссертационного совета Д212.298.09, созданного на базе ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, аудитория 1001.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)»: <https://www.susu.ru/ru/dissertation/d-21229809/gavrilov-konstantin-vladimirovich>

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим направлять на имя ученого секретаря по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ЮУрГУ, Ученый совет, электронная почта: berezovskaiail@susu.ru, контактный телефон +7(351)267-91-23.

Автореферат разослан «___» _____ 2020 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д212.298.09,
доктор технических наук, профессор



Е.А. Лазарев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность и степень разработанности темы.

Современные тенденции развития энергетического машиностроения, в частности двигателестроения, характеризуются повышением удельной мощности и моторесурса поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) при одновременном снижении расхода топлива, материалоемкости и выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

Решение проблемы повышения моторесурса ДВС непосредственно связано со снижением потерь энергии на преодоление трения в элементах систем, механизмов и сложнонагруженных трибосопряжений. Среди энергетических потерь на трение особое место занимают гидромеханические потери на трение в трибосопряжениях ДВС.

Снижение потерь энергии на преодоление трения достигается уменьшением механических потерь за счет ограничения уровня нагруженности трущихся поверхностей, увеличением доли жидкостного режима трения для наиболее критичных по надежности ресурсопределяющих сложнонагруженных трибосопряжений. Для сложнонагруженных трибосопряжений свойственны переменные по времени и величине действующие нагрузки, при которых положение подвижного элемента в сопряжении характеризуется высокими значениями эксцентриситетов. К таким сложнонагруженным трибосопряжениям относят коренные и шатунные подшипники коленчатого вала, сопряжения «направляющая поршня–гильза цилиндра» и «поршневое кольцо–гильза цилиндра», опорные и упорные подшипники турбокомпрессора ДВС и т.п.

Характерными особенностями гидродинамических сложнонагруженных трибосопряжений (ГСТС) форсированных двигателей являются высокие термомеханические напряжения, обусловленные спецификой осуществления рабочего цикла, значительными деформациями и перекосами многоопорных валов, свойствами смазочных жидкостей и конструкцией смазочных систем. Многие трибосопряжения являются неавтономными и входят в единую трибосистему со смазкой под давлением от одного источника маслообеспечения двигателя.

На некоторых режимах работы ДВС процессы, происходящие в смазочном слое, разделяющем поверхности трения, могут сопровождаться появлением режимов смешанного и граничного трения. В этих условиях процессы теплообмена, которые являются определяющими в ГСТС, многократно усиливаются и требуют обязательного учета в методике расчетного анализа работы трибосопряжений.

Таким образом, процессы в ГСТС необходимо рассматривать в контексте связанных задач динамики и смазки ДВС, а разработка методик и методов анализа их работоспособности и оценки ресурса является актуальной проблемой.

Теоретическим фундаментом расчета и проектирования гидродинамических трибосопряжений, в том числе, для ДВС являются классические работы Петрова Н.А. и Рейнольдса О. Большой вклад в дальнейшее развитие этих работ

внесли отечественные и зарубежные ученые: Ахвердиев К.С., Бургвиц А.Г., Гоц А.Н., Дадаев С.Г., Дьячков А.К., Завьялов Г.А., Захаров С.М., Колесников В.И., Коровчинский М.В., Максимов В.А., Подольский М.Е., Прокопьев В.Н., Путинцев С.В., Рождественский Ю.В., Савин Л.А., Суркин В.И., Токарь И.Я., Buker G., Vijayaraghavan D., Goenka O., Keith T.G., Lund J.W., Rohde S., Holland D., Cheng V., Elrod H., Keogh P.S., Khonsari M.M. и другие.

В настоящее время при решении задач оптимизации и снижения гидромеханических потерь в ГСТС ДВС используются различные методы моделирования, отличающиеся возможностями описания взаимосвязанных процессов, протекающих в сопряжении и точностью используемых моделей. Одной из концептуальных особенностей моделирования работы ГСТС ДВС является выбор и применение уравнений гидродинамической теории смазки для описания давлений в смазочном слое трибосопряжений с соответствующими граничными условиями. Однако, они используются только для гидродинамического режима трения.

Современные зарубежные исследования сфокусированы на разработке методов подробного описания процессов в тонком смазочном слое, разделяющем контактирующие поверхности с учетом упругих свойств элементов конструкций, вязкостных характеристик смазочного материала (W.W.F. Chong, M. Teodorescu), микротекстурирования поверхностей трения (B. Bhushan, Buczkowski, Kleiber, M. Fillion, I. Etsion и др.), тепловых процессов и других факторов. Однако, в этих работах не рассматриваются проблемы профилирования поверхностей трения с точки зрения обеспечения наилучших характеристик смазочного слоя, параметров контактного взаимодействия и гидромеханических потерь на трение ГСТС.

Процессы контактного взаимодействия трущихся поверхностей без смазки достаточно хорошо изучены и представлены в исследованиях таких ученых как Демкин Н.Б., Крагельский И.В., Михин Н.М., Чичинадзе А.В., Буяновский И.А., Горячева И.Г., Громаковский Д.Г., Добычин М.Н., Дроздов Ю.Н., Дьяченко П.Е., Комбалов В.С., Свириденок А.И., Петроковец М.И., Торская Е.В., Чижик С.А., Bogy D.B., Chang W.R., Jeng Y.R., Peng S.R., Majumdar A., Tien C.L., Warren T.L., Krajcinovic D. и др.

Процессы, происходящие при граничном трении в контактах со смазкой, характерные для ГСТС ДВС, изучены недостаточно полно. Предпосылки для исследования таких процессов имеются как в отечественной, так и в мировой литературе в работах Dong Zhu, Herbert S., Katta R., Lee J., Polycarou A., Q. Jane Wang, Yeо С. и др. Однако, в этих работах не рассматривается реологическое поведение смазочного материала, влияние которого на работоспособность ГСТС ДВС оказывает значительное влияние, особенно, в связи с разработкой новых энергосберегающих моторных масел, работающих в условиях смешанного и граничного режимов трения, и требует обязательного учета в методике расчета.

Среди работ, посвященных описанию реологических свойств смазочного материала, применительно к ГСТС ДВС, можно отметить труды Gecim V.A., Nar-

поу А., Singh, Williamson, Колодежнова В.Н., Погодаева Л.И. Прокопьева В.Н., Савина Л.А., Задорожной Е.А. и др.

Развитие указанных моделей и методов учетом макро– и микропрофиля, создаваемого в результате технологической обработки поверхностей деталей сопряжения, нерегулярной микрогеометрии, описанием реологических свойств моторного масла, расчетно–экспериментальной оценкой интенсивности изнашивания и ресурса позволит существенно улучшить качество прогнозирования несущей способности и трибологических характеристик ГСТС ДВС.

В соответствии с изложенным, исследования, направленные на повышение ресурса ГСТС ДВС путем снижения потерь на трение являются приоритетными и актуальными, поскольку входят в «Приоритетное направление развития науки, технологий и техники в Российской Федерации: п.8. Энергоэффективность, энергосбережение...» и в «Перечень критических технологий Российской Федерации: п.27. Технологии энергоэффективного производства и преобразования энергии на органическом топливе».

Основные разделы диссертации выполнены при поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках федеральной целевой программы (ФЦП) «Научные и научно–педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 годы» (№П503 от 5.08.2009, №16.740.11.0073 от 1.09.2010, №П2019 от 2.11.2009), ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно–технического комплекса России на 2014–2020 годы» (№14.577.21.0102 от 16.09.2014), Российского фонда фундаментальных исследований (проекты №10–08–00424, №16–08–00990), при поддержке гранта Министерства науки и высшего образования РФ в рамках госзадания №9.7881.2017/БЧ, а также в процессе выполнения хозяйственных работ с Челябинским тракторным заводом, Уральским дизель–моторным заводом, Камским автомобильным заводом.

Цель настоящего исследования заключается в разработке и реализации методологии трибологического анализа гидродинамических сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания для повышения их ресурса.

Для достижения цели необходимо решить следующие основные задачи:

– разработать метод расчета динамики и смазки ГСТС дизелей, включающий анализ гидромеханических характеристик, в том числе потерь на трение с учетом регулярной макро– и микрогеометрии контактирующих поверхностей;

– разработать метод расчета поля гидродинамических давлений в смазочном слое применительно к сложнонагруженным трибосопряжениям ДВС (преимущественно, дизелей) на основе применения алгоритма сохранения массы с учетом неньютоновских свойств смазки и конвективного переноса ее через область кавитации смазочного слоя;

– разработать математическую модель контактного взаимодействия поверхностей трения подшипников скольжения ДВС с нерегулярной микрогеометрией, учитывающую эволюцию распределений высот микрорельефа во времени и наличие смазочного слоя, разделяющего поверхности;

– уточнить методику моделирования смазочной системы дизеля применением алгоритма сохранения массы, что позволит исследовать режимы масляного голодания подшипников;

– разработать методику расчетной оценки ГМХ и ресурса сложнонагруженных трибосопряжений на основе экспериментального определения линейной интегральной интенсивности изнашивания с учетом изменения микрорельефа поверхности трения;

– разработать алгоритмическое и программное обеспечения для решения связанных задач динамики и смазки гидродинамических трибосопряжений двигателей внутреннего сгорания;

– разработать рекомендации по выбору конструктивных макро– и микрогеометрических параметров на основе многопараметрической оптимизации ГСТС ДВС.

Объекты исследования. Процессы, происходящие в гидродинамических сложнонагруженных трибосопряжениях дизелей, в том числе, с газотурбинным наддувом.

Предмет исследования. Взаимосвязь этих процессов с трибологическими характеристиками гидродинамических сложнонагруженных трибосопряжений ДВС с учетом геометрии поверхности трения на разных масштабных уровнях.

Методы исследования. Методы гидродинамической теории смазки, методы, базирующиеся на теории вероятностей и математической статистике, методы оптимизации, методики моделирования теплового и напряженно–деформированного состояния деталей ДВС с использованием конечно–элементных моделей, экспериментальные методы оценки параметров трения и изнашивания сложнонагруженных трибосопряжений ДВС.

Научная новизна работы:

– предложен метод расчета динамики и смазки ГСТС поршневых и комбинированных ДВС, отличающийся учетом геометрии поверхностей трения на разных масштабных уровнях. Установлены зависимости между гидромеханическими характеристиками (ГМХ) ГСТС и параметрами регулярной макро– и микрогеометрии поверхностей трения;

– разработана математическая модель контактного взаимодействия шероховатых поверхностей трения ГСТС, позволяющая учитывать эволюцию распределений высот микрорельефа во времени и наличие смазочного слоя, разделяющего поверхности;

– уточнена методика моделирования смазочной системы ДВС применением алгоритма сохранения массы при расчете поля гидродинамических давлений в смазочном слое ГСТС с учетом конвективного переноса неньютоновской жидкости через область кавитации;

– разработана методика расчетной оценки ресурса ГСТС тепловых двигателей на основе экспериментального определения линейной интегральной интенсивности изнашивания, а также применения метода оценки изменения микрорельефа поверхности трения при эксплуатации ДВС;

– уточнена модифицированная энергетическая модель трения и изнашивания применительно к ГСТС тепловых двигателей, базирующаяся на совместном учете молекулярно–механической и энергетической моделях изнашивания;

– на базе разработанных методик создана методология комплексного трибологического анализа ГСТС ДВС и оценки их ресурса с учетом режимов трения.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной постановкой задач, строгостью используемого математического аппарата, обоснованностью принятых допущений, применением хорошо известных численных методов; подтверждается качественным и количественным совпадением полученных результатов с известными теоретическими и экспериментальными результатами.

Практическая значимость заключается в разработке методического, алгоритмического и программного обеспечений расчета динамики сложнагруженных трибосопряжений тепловых двигателей, учитывающих баланс массы смазочного материала в тонком смазочном слое, его неньютоновские свойства, регулярную и нерегулярную микро– и макрогеометрию поверхностей, различные режимы трения и возможное контактное взаимодействие поверхностей трения, а также особенности системы смазки. Это позволяет на этапах создания и доводки ДВС решать комплекс взаимосвязанных задач по обеспечению работоспособности и оценке ресурса узлов трения.

Использование разработанных программных продуктов применительно к инженерному проектированию форсированных двигателей различной размерности позволило создать новые конструкции ГСТС, обладающие высокой несущей способностью, улучшенными трибологическими характеристиками и повышенным ресурсом.

В Федеральной службе по интеллектуальной собственности (РОСПАТЕНТ) зарегистрированы: пакеты прикладных программ «Элрод», «Устойчивость»; программа оптимизации сопряжения «поршень–гильза цилиндра» «Поршень–оптимум»; комплексы программ «Орбита–поршень–2», «Микрогеометрия трибосистемы поршень–цилиндр», программа трибологического анализа «PIS-TON–CYLINDER TRIBOSYSTEM».

Разработана и запатентована оригинальная конструкция поршня двигателя внутреннего сгорания, обладающая улучшенными трибологическими свойствами, позволяющая снизить потери на трение в цилиндропоршневой группе ДВС.

Реализация. Разработанные методы расчета и программное обеспечение внедрены и используются при проектировании подшипниковых узлов в «ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск, ООО «ЧТЗ–Уралтрак», ООО «Уральский дизель–моторный завод», г. Екатеринбург, а также при подготовке специалистов, бакалавров и магистров на автотранспортном факультете ЮУрГУ.

Апробация работы. Содержание и результаты работы докладывались и обсуждались на научно–технических конференциях: ежегодные конференции в ЮУрГУ и ЧГАА (Челябинск, 2007–2019 гг.); Всероссийская научно–практическая

конференция «Разработки Российской Федерации по приоритетным направлениям развития науки, технологий и техники» (ЮУрГУ, Челябинск, 2009 г.); Международная научно–техническая конференция «Актуальные проблемы теории и современного двигателестроения», посвященная юбилею И.Я. Траштутина, научно–техническая конференция «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (СГАУ, Самара, 2009 г.); STLE Meeting & Exhibition (Orlando, Florida, 2014 г., USA), Всемирные трибологические конгрессы World Tribology Congress (Kyoto, Japan, 2009 г., Torino, Italy, 2013г., Beijing, China, 2017г.); Международный Конгресс двигателестроителей (Украина, Рыбачье, 2010 г); Юбилейная научно–техническая конференции, посвященная 180–летию МГТУ им. Н.Э. Баумана «Двигатель – 2010» (Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана); Международная научно–техническая конференция «Трибология–машиностроению» (Москва, ИМАШ, 2010 г.); «15th International Conference on Tribology» (Kragujevac, Serbia, 17–19 May 2017 г.), Международные научно–технические конференции «Пром–Инжиниринг» (Челябинск, ЮУрГУ, 2015 – 2019гг.), «13th International Conference on Tribology, BULTRIB '18» (October 25–27, 2018 г., Sofia, Bulgaria), а также на ряде областных и межвузовских конференций, совещаний и семинаров с представителями промышленных предприятий.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 70 научных трудов, включая 16 статей, в научных изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 12 статей в библиографической базе данных Scopus и Web of Science, монография, патент на полезную модель, 7 свидетельств об официальной регистрации программ для ЭВМ.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения и приложения, изложена на 375 страницах машинописного текста, включая 141 иллюстрацию, 48 таблиц, 221 формулу и список литературы, содержащий 178 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении содержится обоснование актуальности темы, сформулированы цель, задачи исследования, научная новизна и практическая значимость работы, приведены сведения об ее апробации и реализации, структура диссертации.

В первой главе проанализирована проблема повышения ресурса ГСТС в поршневых и комбинированных ДВС за счет обеспечения гидродинамического режима трения. Приведены исходные уравнения, решение которых обеспечивает получение информации о ГМХ ГСТС в дизелях.

Проблема теоретического анализа ГСТС ДВС состоит в обеспечении решения трех взаимосвязанных задач.

Первая задача заключается в моделировании динамики кривошипно–шатунного механизма ДВС, определении характеристик нелинейных колебаний шипа на смазочном слое, возникающих под действием нестационарных нагрузок от газовых и инерционных сил. Нагрузками, действующими на ГСТС «поршень–

цилиндр», «шейка коленчатого вала-вкладыш» (рис.1) являются результирующие нагрузки от газовых и инерционных составляющих, определяемые индикаторной диаграммой давления газов в рабочем цикле и частотой вращения коленчатого вала ДВС. В диссертации для определения индикаторной диаграммы исследуемых двигателей использованы методики и зависимости, представленные в работах

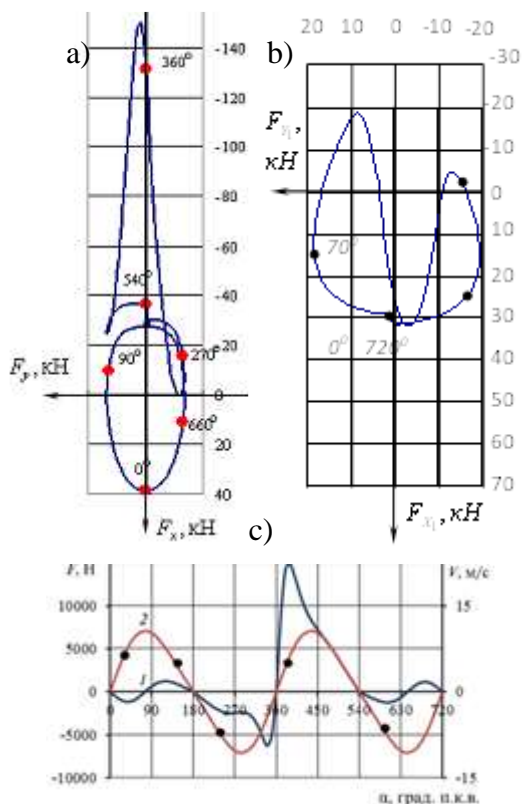


Рис.1. Годографы нагрузок в ГСТС дизеля: шатунный подшипник (а); коренной подшипник (б); «поршень-цилиндр» (с)

сотрудников кафедры двигателей внутреннего сгорания и электронных систем автомобилей Южно-Уральского государственного университета И.И. Вибе, Б.А. Шароглазова, М.Ф. Фарафонтон, А.Н. Лаврика, Е.А. Лазарева, В.Г. Камалтдинова и Д.К. Алексеева.

Вторая задача заключается в расчете поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем поверхности трения, и считается основополагающей и наиболее трудоемкой при моделировании динамики ГСТС ДВС, а также при рассмотрении параметров нелинейных колебаний роторов турбокомпрессоров (ТКР).

Одним из главных условий сохранения работоспособности ГСТС ДВС является отсутствие режимов масляного голодания. Применение при решении второй задачи граничных условий, обеспечивающих баланс смазки на границах разрыва и восстановления смазочного слоя, позволяет повысить достоверность прогноза возможного появления этих режимов.

Показано, что при решении этой задачи необходимо учитывать неньютоновское поведение смазочных жидкостей и их влияние на характеристики ГСТС, поскольку современные моторные масла, применяемые в ДВС, содержат различные энергосберегающие присадки, которые могут значительно изменять реологические свойства смазки.

Обоснована необходимость учета в расчетной модели микро- и макрогеометрии поверхностей трения. Игнорирование указанных факторов при решении второй задачи может быть причиной конструктивных, технологических и эксплуатационных отказов ресурсопределяющих ГСТС дизелей.

С целью повышения ресурса ДВС широкое применение находят конструктивно заданные макроотклонения поверхностей трения ГСТС от идеальной геометрии. Наряду с этим, современной тенденцией повышения несущей способности ГСТС ДВС является использование регулярной микрогеометрии, в

том числе, текстурирования поверхностей трения поршней, подшипников коленчатого вала и ротора ТКР.

Кроме конструктивно заданных, макроотклонения могут быть вызваны погрешностями обработки поверхностей трения, силовыми и тепловыми деформациями, а также процессами трения и изнашивания при эксплуатации трибосопряжений в составе ДВС. Учет влияния этих факторов на ГМХ обязателен в методике расчета ГСТС.

Третья задача заключается в определении теплового состояния смазочного слоя ГСТС ДВС. Особенностью трибологического анализа ГСТС дизелей является определение температуры в смазочном слое с учетом конфигурации смазочной системы ДВС, источников смазки на поверхностях трения, деформаций, обусловленных протеканием рабочих процессов в камере сгорания двигателя.

Показано, что одной из важных микрогеометрических характеристик ГСТС является шероховатость их поверхностей. Обоснована необходимость ее учета в процессе тепломассообмена при контактном взаимодействии в условиях смешанного и граничного режимов трения, характерных для ГСТС ДВС.

Решение этих задач является основополагающим для проведения оптимизационных расчетов ГСТС ДВС и оценки их ресурса.

Таким образом, задачи динамики и смазки ГСТС ДВС и методы их решения можно рассматривать в единой методологической концепции, включающей в себя совместное решение систем уравнений: гидродинамической теории смазки, динамики элементов ДВС, теплового баланса, теории упругости.

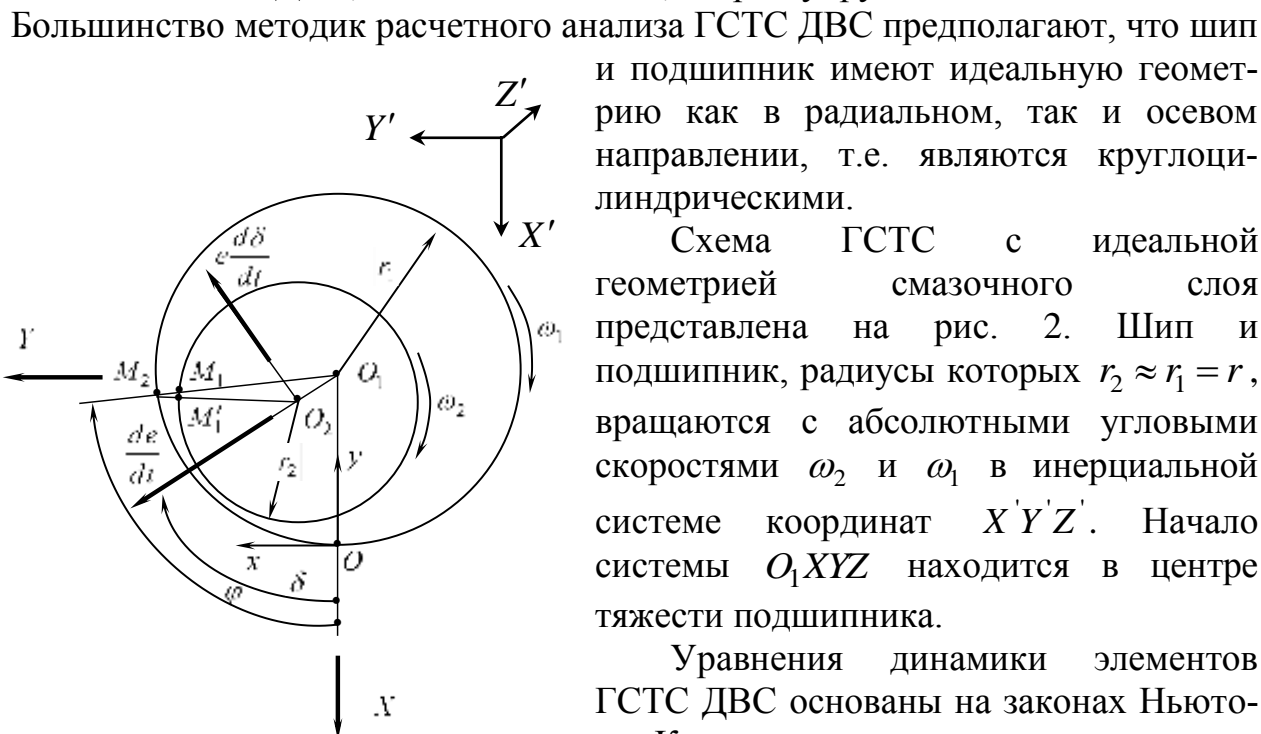


Рис.2. Схема ГСТС с идеальной геометрией смазочного слоя

и подшипник имеют идеальную геометрию как в радиальном, так и осевом направлении, т.е. являются круглоцилиндрическими.

Схема ГСТС с идеальной геометрией смазочного слоя представлена на рис. 2. Шип и подшипник, радиусы которых $r_2 \approx r_1 = r$, вращаются с абсолютными угловыми скоростями ω_2 и ω_1 в инерциальной системе координат $X'Y'Z'$. Начало системы O_1XYZ находится в центре тяжести подшипника.

Уравнения динамики элементов ГСТС ДВС основаны на законах Ньютона. Координаты центра шипа на смазочном слое определяются на каждом временном шаге численного интегрирова-

ния уравнений движения:

$$m_{\mathcal{E}}\ddot{U} = R_U(U, \dot{U}) + F_U. \quad (1)$$

Здесь $m_{\mathcal{E}}$ – эффективная безразмерная массовая характеристика шипа; $\bar{U} = U/h_0 = (\bar{X}, \bar{Y})$ – безразмерный вектор перемещений его центра; h_0 – радиальный зазор; $\dot{\bar{U}}, \ddot{\bar{U}}$ – производные по безразмерному времени \bar{t} ; F_U – внешняя нагрузка от газовых и инерционных сил в двигателе.

Вектор R_U обусловлен гидродинамическими давлениями, возникающими в смазочном слое.

Показано, что до 80% работ, посвященных расчету R_U , базируется на определении поля гидродинамических давлений из обобщенного уравнения Рейнольдса при граничных условиях Свифта–Штибера (СШ):

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_{\mathcal{E}}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{\bar{h}^3 \bar{\rho}}{12 \bar{\mu}_{\mathcal{E}}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{h} \bar{\rho}) + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} (\bar{h} \bar{\rho}). \quad (2)$$

Здесь $\bar{h} = h/\Delta_0$; $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$; $\bar{\mu}_{\mathcal{E}} = \mu_{\mathcal{E}}/\mu_0$; $-a \leq \bar{z} \leq a$, $a = B/D$; $\varphi = x/r$; $\bar{\omega} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0$; $\bar{t} = \omega_0 t$, где $\bar{h}, \bar{\rho}, \bar{\mu}_{\mathcal{E}}, \bar{p}$ – безразмерные: толщина смазочного слоя, плотность и вязкость смазки, гидродинамическое давление; $\mu_{\mathcal{E}} = \mu_{\mathcal{E}}(T_{\mathcal{E}})$ – эффективная вязкость смазки; D – диаметр подшипника; $T_{\mathcal{E}}$ – эффективная температура смазочного слоя; μ_0, ρ_0, ω_0 – соответственно характерные: вязкость, плотность смазки, угловая скорость; Δ_0 – радиальный установочный зазор.

Поскольку одним из допущений является отсутствие макроотклонений шипа и подшипника безразмерная величина \bar{h} и производная $\partial \bar{h}/\partial \bar{t}$ определяются формулами: $\bar{h} = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta)$, $\partial \bar{h}/\partial \bar{t} = -[\chi \cos(\varphi - \delta) + \chi \delta \sin(\varphi - \delta)]$, где $\chi = e/\Delta_0$ – относительный эксцентриситет, $\dot{\chi}, \dot{\delta}$ – производные по безразмерному времени, δ – угол положения линии центров.

Однако, применение граничных условий Свифта–Штибера приводит к нарушению баланса расходов смазки, поступающей в смазочный слой из источника и вытекающей в торцы подшипника, что не позволяет в конечном итоге получить достоверную информацию о влиянии конструктивных особенностей смазочной системы ДВС на характеристики и ресурс ГСТС. Более корректными являются граничные условия Якобсона–Флоберга–Ольсона, которые относительно просто реализуются с использованием идеи Элрода и Адамса, предложивших определять поле гидродинамических давлений в смазочном слое из универсального уравнения для степени заполнения зазора θ :

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\frac{\bar{h}^3 \beta'}{12 \bar{\mu}_{\mathcal{E}}} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \varphi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{\bar{h}^3 \beta'}{12 \bar{\mu}_{\mathcal{E}}} g(\theta) \frac{\partial \theta}{\partial \bar{z}} \right] = \frac{\bar{\omega}}{2} \frac{\partial}{\partial \varphi} (\bar{h} \theta) + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} (\bar{h} \theta), \quad (3)$$

где θ – степень заполнения; $\bar{\beta}' = \beta' \psi^2 / \mu_0 \omega_0$ – безразмерный коэффициент сжимаемости смазки, β' – его размерное значение, $\psi = h_0 / r$; $g(\theta)$ – переключающая функция: $g = 1$, если $\theta \geq 1$, $g = 0$, если $\theta < 1$. Гидродинамические давления связаны с θ соотношением $p = \bar{p}_c + g(\theta) \beta' \ln \theta$, где \bar{p}_c – безразмерное давление кавитации.

При решении уравнения (3) большинством исследователей принимается допущение об идеально вязкой смазке, поведение которой описывается законом Ньютона–Стокса. Показано, что современные моторные масла в своем составе имеют различные энергосберегающие присадки, изменяющие реологические свойства моторного масла. Этот факт необходимо обязательно учитывать в методике расчета.

При решении тепловой задачи для ГТС ДВС используются три подхода: термогидродинамический, адиабатический и изотермический. Показана возможность использования третьего подхода, в рамках которого принимается, что эффективная расчетная температура T_3 одинакова во всех точках смазочного слоя и определяется решением уравнения теплового баланса

$$A_N(t) = A_Q(t), \quad (4)$$

отражающего равенство теплоты A_N , рассеянной в смазочном слое, теплоте A_Q , отведенной смазкой, вытекающей в торцы подшипника.

На основании проведенного анализа отечественной и зарубежной литературы, а также результатов собственных исследований сформулированы задачи, решаемые в диссертационной работе.

Вторая глава посвящена разработке методики численного моделирования динамики и смазки подшипников коленчатого вала ДВС с учетом

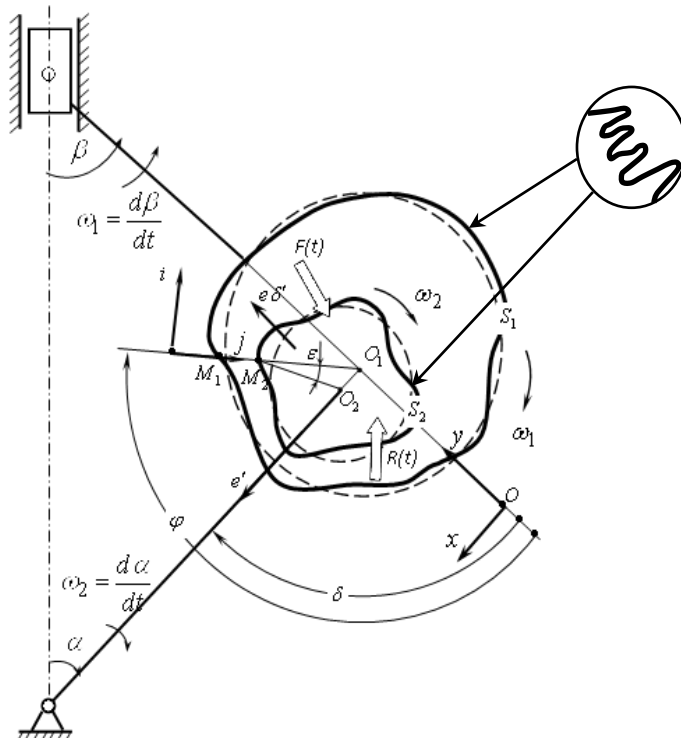


Рис.3. Схема шатунного подшипника

макрогеометрии смазочного слоя, шероховатости поверхностей трения и реологических свойств смазочного материала.

На основании полученной в результате синтеза рабочего цикла индикаторной диаграммы давления газов с учетом кинематики и динамики кривошипно–шатунного механизма рассчитывались силы, действующие на подшипники коленчатого вала $F(t)$ (рис. 3).

Смазочный слой радиального подшипника с учетом макро– и микрогеометрических

отклонений показан на примере шатунного подшипника (см. рис. 3). Он ограничен поверхностями подшипника (вкладыша) S_1 и шипа (шейки вала) S_2 .

Для определения поля ГД давлений разработаны два алгоритма интегрирования уравнения (3), устраняющие неустойчивость итерационной процедуры решения системы уравнений, а также зависимость скорости сходимости и получаемых результатов от величины коэффициента сжимаемости β' .

Проведены сравнительные исследования эффективности исходной версии алгоритма Элрода и разработанных в диссертации авторских алгоритмов сохранения массы в сравнении с традиционным решением уравнения Рейнольдса с граничными условиями СШ. Анализ результатов показал существенные различия в безразмерном расходе смазки \bar{Q}_T и протяженности области кавитации при использовании указанных алгоритмов. С увеличением относительного эксцентриситета χ различия в величинах \bar{Q}_T возрастают и при $\chi = 0,975$ (характерные значения для форсированных ДВС) их значения, рассчитанные с применением условий СШ, значительно превышают значения, полученные с помощью алгоритма сохранения массы.

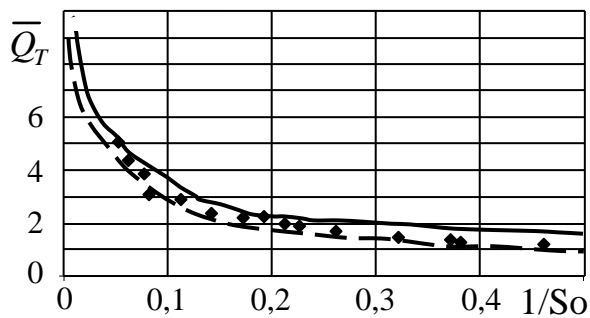


Рис. 4. Зависимость коэффициента торцевого расхода смазки от параметра $1/So$:

— граничные условия СШ; - - алгоритм сохранения массы; ◆ экспериментальные результаты Серве

Сравнение наших теоретических и заимствованных из работы Серве экспериментальных зависимостей \bar{Q}_T от числа Зоммерфельда So (рис.4) для подшипника с $a = B/D = 1$ показывает, что расчетные значения \bar{Q}_T , полученные с применением алгоритма сохранения массы практически совпали с экспериментальными, в то время как применение граничных условий СШ завышает его значения в среднем на 20%.

При этом одним из важнейших факторов, оказывающим влияние на ГМХ трибосопряжений, является реологическое поведение моторного масла, а именно, учет его неньютоновских свойств. С учетом неньютоновских свойств смазочного материала уравнение (3) записано в модифицированном виде:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\bar{\Phi}_1 \bar{h}^{n+2} \frac{\partial (g\Pi)}{\partial \varphi} \right) + \frac{1}{a^2} \left(\bar{\Phi}_1 \bar{h}^{n+2} \frac{\partial (g\Pi)}{\partial \bar{z}} \right) = \\ = \frac{\partial}{\partial \varphi} \{ \bar{\Phi}_2 \bar{h} [1 + (1-g)\Pi] \} + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} (\bar{h} [1 + (1-g)\Pi]), \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь $\Pi = \bar{p}$, $g = 1$ в области давлений ($\Pi \geq 0$); $\Pi = (\theta - 1)$, $g = 0$ в области кавитации ($\Pi < 0$), $\bar{\Phi}_1 = \left(\bar{\phi}_2 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \bar{\phi}_1 \right)$, $\bar{\Phi}_{21} = \left(1 - \frac{\bar{\phi}_1}{\bar{\phi}_0} \right) \bar{\omega}_{21}$, где $\bar{\phi}_k = \int_0^1 \bar{y}^k / \bar{\mu}^* d\bar{y}$.

Кажущуюся вязкость смазочного материала μ^* аппроксимировали степенным законом:

$$\mu^* = \mu I_2^{(n-1)/2}, \quad (6)$$

где n – параметр степенного закона; I_2 – второй инвариант тензора скоростей деформаций.

Методика учета реологических свойств смазочного материала была разработана совместно с Задорожной Е.А., Левановым И.Г., Мухортовым И.В.

Методика учета макрогеометрических параметров была разработана под руководством Прокопьева В.Н. и Рождественского Ю.В.

Типичными макроотклонениями шипа и подшипника от некруглости и цилиндрической формы являются: овальность, огранка, бочкообразность, седлообразность, конусность, их сочетания.

В общем случае с учетом отклонений макрогеометрии шипа и подшипника в радиальном и осевом направлениях толщина смазочного слоя в безразмерном виде при центральном положении шипа находилась из соотношения:

$$\bar{h}(\varphi, z, \bar{t}) = 1 - \chi \cos(\varphi - \delta) + \tau_1 \sin(k_1 \varphi + \alpha_1) - \tau_2 \sin(k_2 \gamma_2 + \alpha_2) + \bar{k}_1 z^1 + \bar{k}_2 z^2. \quad (7)$$

Параметры отклонений от идеальной макрогеометрии описаны в диссертации.

Адекватность расчетной модели, учитывающей макрогеометрические отклонения подшипников проверена при расчете шатунного подшипника коленчатого вала двигателя «Ruston and Hornsby 6VEB–ХМКШ (R&H)», являющимся международным эталоном тестирования. Полученные результаты отличаются не более, чем на 2% от результатов, представленных в работе О. Goenka (Исследование оптимальной в отношении смазки конструкции шатуна // Тр. амер. об-ва инж.-мех./ Проблемы трения и смазки. – М.: Мир. – 1986. – N 3. – С.151-161).

В результатах расчетов ГМХ ГСТС форсированных ДВС с учетом макроотклонений поверхностей трения от круглоцилиндрической имеют место минимальные значения толщины смазочного слоя за время рабочего цикла ($\inf h_{\min}$), сравнимые или меньшие, чем значения параметра R_a шероховатости поверхностей вала и вкладыша. Это свидетельствует о нарушении гидродинамического режима трения и возможных контактах поверхностей трения. Описание этого процесса выделено в отдельную подзадачу.

В случае контактного взаимодействия поверхность была представлена совокупностью выступов со случайными высотами и вершинами с большим радиусом кривизны (рис.5), расположенными на расстоянии Δ_s вдоль линии движения. Состояние выступа описано изменяющейся во времени случайной высотой, а вся поверхность – изменяющимся распределением выступов по высотам.

Движение принималось дискретным: за один шаг с интервалом $\tau = \Delta s / V$ происходит продвижение со скоростью V на один элемент Δs и взаимодействие противоположащих выступов. Высота ξ каждого выступа нижней поверхности подвергается воздействию движущихся выступов со случайными независимыми высотами η верхней поверхности. Результат $\xi_k(n+1)$ взаимодействия на шаге $n+1$ выступа с номером k зависит от $\xi_k(n)$ и уровня $\eta_{k-1}(n)$ соседнего выступа: $\xi_k(n+1) = \Phi(\xi_k(n), \eta_{k-1}(n))$. Зафиксировав любой элемент с номером k , упростим запись: $\xi_{n+1} = \Phi(\xi_n, \eta_n)$.

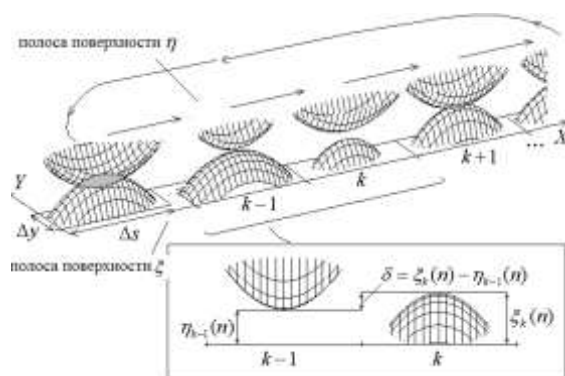


Рис 5. Модельная поверхность и схема сдвига

Если считать последовательность $\eta_n, n = 0, 1, 2, \dots$ независимыми случайными величинами, то последовательность $\xi_n, n = 0, 1, 2, \dots$ является марковской. Учитывая, что не только верхняя последовательность η_n действует на нижний выступ с высотой ξ_n , но и на любой фиксированный выступ верхней поверхности с уровнем η_n действует последовательность ξ_n , и можно для любого элемента верхней поверхности записать аналогично: $\eta_{n+1} = \Psi(\eta_n, \xi_n)$.

Функции Φ и Ψ задают механизм взаимодействия двух выступов. Выбором функций Φ и Ψ можно реализовать различные схемы взаимодействия. Эти два общих соотношения определяют марковские последовательности $\{\eta_n\}$ и $\{\xi_n\}$ изменения высот и эволюцию соответствующих распределений $p_n(x)$ и $q_n(y)$. Введя дискретизацию по уровню вершин выступов, получим простую цепь Маркова со следующим пересчетом распределений:

$$\begin{aligned} p_{n+1} &= p_n \Pi_\xi(q_n, \Phi), \\ q_{n+1} &= q_n \Pi_\eta(p_n, \Psi), \end{aligned} \quad (8)$$

где Π_ξ, Π_η – матрицы переходных вероятностей, зависящие от распределений и функций Φ и Ψ преобразования; p_n и q_n – векторы-строки распределений.

Описываемый подход разработан совместно с Горицким Ю.А. и отличается от известных возможностью получения оценок изменения характеристик контактного взаимодействия во времени. Методика была опробована при расчете сопряжений «шейка коленчатого вала–коренной вкладыш», «шейка коленчатого вала–шатунный вкладыш» дизельного двигателя ЧН13/15. На основании

эволюции во времени плотностей распределения нерегулярной геометрии взаимодействующих поверхностей были определены зависимости: параметра R_a шероховатости, средней площади контакта, среднего контактного пересечения, коэффициента трения, величины износа от количества циклов работы дизеля.

На основании разработанных методов решения уравнений динамики подвижных элементов ГСТС ДВС (1), теплового баланса (4) предложена комплексная методика оценки режимов трения ГСТС ДВС, включающая в себя моделирование работы трибосопряжения в гидродинамическом режиме с учетом процессов, происходящих в области кавитации (реализация закона сохранения массы (5) и учет неньютоновского поведения смазки (6)), в смешанном и граничном режимах трения с учетом контактного взаимодействия, и позволяющая моделировать влияние изменения топографии сопрягаемых поверхностей на трибологические параметры ГСТС ДВС.

Третья глава посвящена разработке методики моделирования динамики ГСТС ДВС с учетом масляного голодания. Представлен алгоритм расчета смазочной системы ДВС на основе нелинейных макромоделей опор скольжения. Рассмотрены возможности повышения ресурса ГСТС в условиях масляного голодания за счет применения подшипников с регулярной микрогеометрией контактирующих поверхностей и конструкции смазочной системы дизеля. Приведены разработанные модели ГСТС с регулярной микрогеометрией поверхностей трения, в том числе, с текстурированием.

Масляного голодания подшипников не возникнет, если давление подачи и расход смазки через опору будут соответствовать жидкостному режиму трения в ГСТС. Это наиболее точно может быть достигнуто в результате расчета и анализа смазочной системы двигателя. Модель смазочной системы дизеля строилась с участием Сивриковой С.Р. на основе методов гидравлики и макромоделей трибосопряжений.

На рис.6 представлен один из элементов смазочной системы ДВС – подсистема смазки ГСТС кривошипно–шатунного механизма.

Внешняя характеристика элемента, являющаяся исходным материалом для разработки макромоделей может быть получена исследованием аналитической модели элемента, численным моделированием или экспериментально.

Пример макромоделей для коренной опоры коленчатого вала с канавкой в верхнем вкладыше подшипника представлен выражением в зависимости от угла поворота коленчатого вала α :

$$p_1 - p_2 = 8 \cdot \rho \cdot \xi_k Q_1^2 / (\pi d^2)^2; \quad (9)$$

$$Q_2 = Q_1,$$

где

$$\xi_k = \begin{cases} \xi'' + \sigma_1 / n^2, & \text{если } 0 \leq \alpha \leq 90; \quad 270 \leq \alpha \leq 450; \quad 630 \leq \alpha \leq 720; \\ \xi'' + \xi_\Sigma + \sigma_2 / n^2, & \text{если } 90 < \alpha < 270; \quad 450 < \alpha < 630. \end{cases}$$

Здесь d – диаметр канала в коренной шейке; $\xi'' = f(r'/d)$, $\sigma_1 = f_1(h_1/d)$, $\sigma_2 = f_2(h_2/d)$ – коэффициенты сопротивления; r' – радиус закругления края входного от-

верстия; h_1 – глубина канавки в подшипнике; h_2 – толщина смазочного слоя перед входом в отверстие коренной шейки, определяемая в результате гидродинамического расчета опоры в зависимости от угла поворота коленчатого вала; $n = F_1/F_0$; F_1 – площадь входного отверстия в коренной шейке с учетом размеров входной фаски; F_0 – площадь поперечного сечения канала в коренной шейке; ξ_Σ – коэффициент сопротивления внезапного сужения при течении жидкости из канавки в зазор между вкладышами и шейкой коренной опоры. p_1, Q_1 – давление и расход в первом узле подключения к магистрали; p_2, Q_2 – давление и расход во втором узле подключения к магистрали: цифры 1 и 2 соответствуют узлам подключения к входной и выходной магистралям.

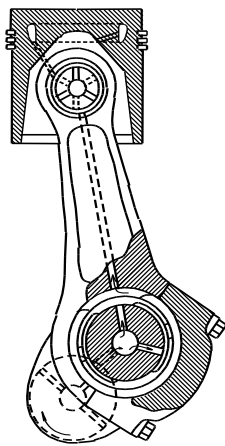


Рис. 6. Схема смазки опор скольжения кривошипно-шатунного механизма

Основными элементами смазочной системы двигателя, определяющими его работоспособность и надёжность, являются ГСТС, поэтому в основе разработанного алгоритма лежит гидродинамический расчёт всех трибосопряжений, смазываемых под давлением. Применение уравнения Рейнольдса не позволяет моделировать режим масляного голодания, так как не учитывает степень заполнения смазочного зазора маслом. Особенностью предложенной методики расчета является использование модифицированного алгоритма сохранения массы. Это позволяет физически обоснованно описать процессы в

смазочном слое, существенно повысить точность прогнозирования масляного голодания подшипников, избежать применения масляных насосов с избыточной производительностью, снизить потери мощности на их привод.

В диссертации приведена блок-схема общего алгоритма расчета смазочной системы ДВС как сложной трибосистемы с общим источником маслообеспечения. Расчет производился в квазистатическом режиме, то есть для ряда фиксированных значений давления на входе в опору (p_1, \dots, p_5) и серии значений угла поворота коленчатого вала за цикл работы двигателя ($\alpha_1, \dots, \alpha_{72}$), определяются траектории движения шеек вала в подшипниках. По результатам расчета для каждого значения угла поворота коленчатого вала путем аппроксимации находятся следующие зависимости:

$$Q_i = Q(p_i); h_i = h(p_i); N_i = N(p_i); T_{Эi} = T_{Э}(p_i), \quad (10)$$

где p_i – давление на входе i -й опоры; Q_i – расход смазочной жидкости, вытекающей через торцы опоры; h_i – минимальная толщина смазочного слоя в опоре; N_i – потери мощности на преодоление сопротивления движению шейки вала в подшипнике; $T_{Эi}$ – температура в смазочном слое.

На основании полученных аппроксимированных зависимостей (10) формируются нелинейные макромоделли опор скольжения. На следующем этапе в соответствии со схемой смазочной системы и ее реальной компоновкой формируется полная гидравлическая схема системы, при этом отводящие на опоры магистрали

заменяются макромоделями. В результате определяются значения давлений и расходов во всех узловых точках системы.

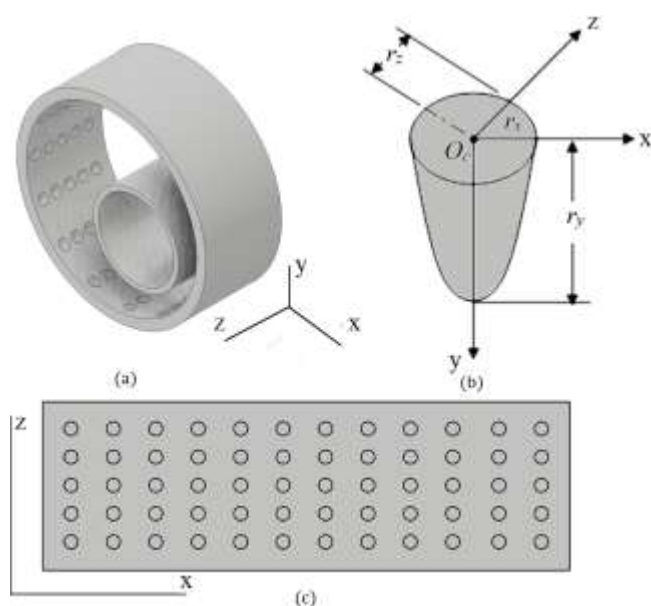


Рис.7. Текстурированная поверхность подшипника (а) с геометрией микроямок (b) и развернутая поверхность вкладыша (с)

Результаты расчетных исследований с использованием разработанных методик сравнивались с экспериментальными замерами, выполненными НТЦ «КАМАЗ» для дизеля Ч 12/12. Оценено восемь вариантов, отличающиеся частотой вращения коленчатого вала, давлением и температурой масла на входе, углами расположения отверстия в шатунной шейке. Отличие расчетных исследований от экспериментальных не превысило 10%.

Одним из способов снижения масляного голодания может выступать текстурирование контактирующих поверхностей (рис.7), что позволит увеличить несущую способность сложнонагруженного подшипника за счет создания множества «микрорельефов».

В частности, текстурирование поверхности вкладышей подшипников коленчатого вала может выполняться в виде эллиптических ямок, которые позволяют сохранять масло на поверхности трения при любых режимах работы дизеля. Особенности моделирования ГСТС с микротекстурированной поверхностью представлены в диссертации.

В результате решения уравнений для ГД–давлений в смазочном слое и уравнений движения подвижных элементов ГСТС ДВС определены траектории движения и рассчитаны ГМХ. Примеры траектории движения шейки коленчатого вала и эпюры толщины смазочного слоя в шатунном подшипнике дизеля ЧН 13/15 представлены на рис.8.

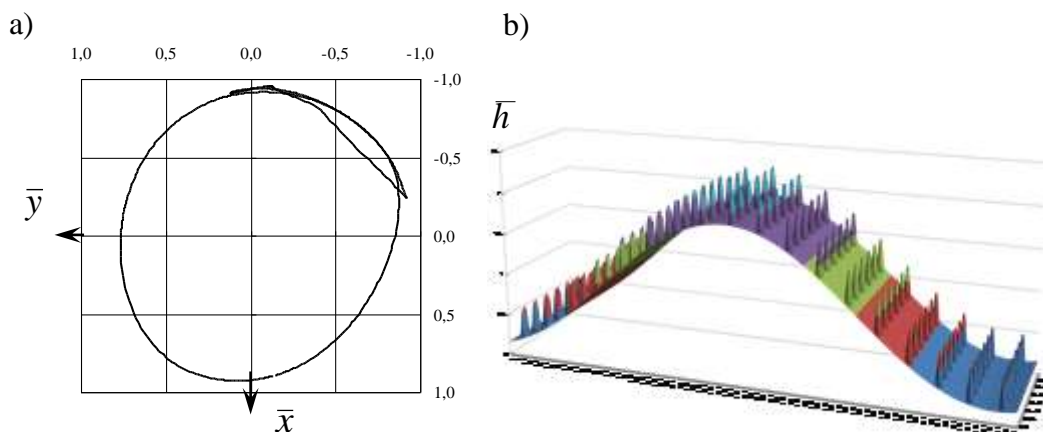


Рис 8. Траектория центра шатунной шейки коленчатого вала (а), эпюра толщины смазочного слоя в шатунном подшипнике с микроямками на поверхности вкладыша (b) дизеля ЧН 13/15

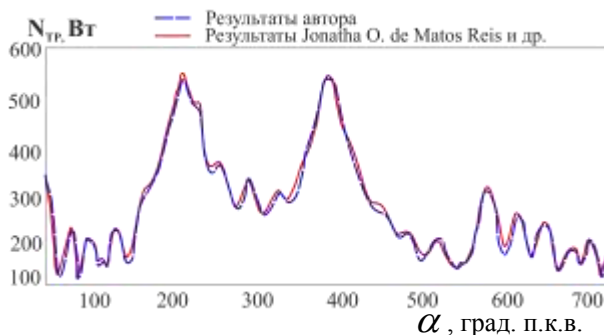


Рис. 9. Зависимость потерь на трение в коренном подшипнике от угла поворота коленчатого вала ДВС

Верификация разработанной методики расчета радиальных ГСТС ДВС с микротекстурированной поверхностью подшипника выполнена на примере расчета ГМХ коренного подшипника коленчатого вала 4-х цилиндрического бензинового ДВС. Сравнение результатов расчета потерь на трение показало практически полное совпадение (рис.9) с результатами работы

Jonatha O. de Matos Reis, Gabriel W. Rodrigues, Marco L. Bittencourt (Virtual texturing of lightweight engine crankshaft bearings // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2019), авторы которой при расчете ГД-давлений для текстурированной поверхности использовали алгоритм сохранения массы для ньютоновской жидкости.

Разработанная методика позволяет моделировать микротекстурирование поверхностей трения не только радиальных (подшипники коленчатого вала) ГСТС, но и упорных подшипников турбокомпрессора (ТКР) ДВС.

На рис. 10 приведена расчетная схема лазерного микротекстурирования (участок II) упорного подшипника (УП) ТКР 8.5С, на поверхности которого по аналогии с радиальным подшипником наносились микроямки заданной глубины h_p , радиуса r_z и плотности их распределения S_p .

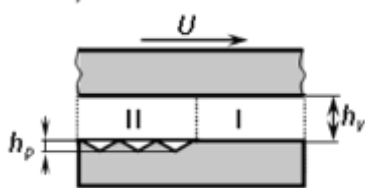


Рис. 10. Расчетная схема сегмента

Были выполнены расчетные исследования с учетом различных видов текстурирования поверхностей на примере ГСТС «вкладыш–шейка коленчатого вала» ДВС и «подпятник–пята» ТКР.

Совместно с Бояршиновой А.К. и Чернейко С.В. были проведены параметрические исследования и определены наиболее эффективные параметры текстурирования ГСТС «подпятник–пята» ТКР 8.5С.

Определено, что увеличение S_p более 0,6 не позволяет существенно повысить несущую способность (НС) сопряжения. Также важным параметром, влияющим на увеличение НС, является глубина микроямки, оптимальное значение которой для рассматриваемой конструкции составило $h_p = 15$ мкм. При увеличении h_p от 5 до 15 мкм НС увеличивается на 13,7 %, дальнейшее увеличение h_p приводит к снижению НС.

Расчетные исследования шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15 на различных скоростных режимах показали эффект применения микротекстурирования поверхности вкладыша. При этом снижение максимального ГД–давления составило от 3 до 5%, потери на трение по углу поворота коленчатого вала уменьшились до 6% в зависимости от геометрических параметров микротекстурирования.

Четвертая глава посвящена комплексной методике анализа динамики и смазки сопряжения «поршень–цилиндр» ДВС.

Необходимым элементом системы оптимального проектирования ДВС и, в частности, рассматриваемого сопряжения является определение и учет влияния внутрицилиндровых физических процессов на тепловую и механическую нагруженность элементов ГТС. Особенности развития давления в цилиндре, представленные индикаторной диаграммой, в совокупности с кинематикой кривошипно–шатунного механизма являются базовыми для определения нагрузок в сопряжении «поршень–цилиндр» и во многом определяет ресурс ДВС.

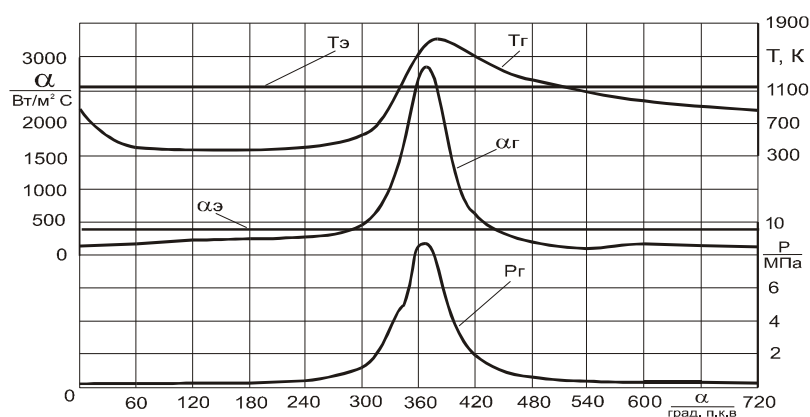
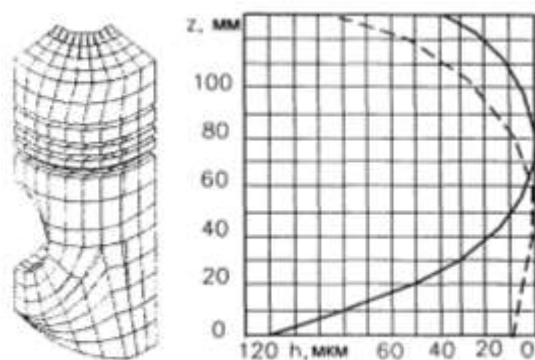


Рис. 11. Изменение давления, температуры и коэффициента теплоотдачи от рабочих газов в цилиндре дизеля по углу поворота коленчатого вала

Термодинамический анализ индикаторной диаграммы позволяет определить изменения температуры газа в зависимости от изменения объема цилиндра или угла поворота коленчатого вала двигателя (рис. 11). Давление и температура газов используются для определения особенностей теплообмена между газом в цилиндре и поверхностями, ограничиваю-

щими внутрицилиндровое пространство, в частности, элементами поршня. В процессе моделирования поршня и гильзы методом конечных элементов с учетом граничных условий теплообмена определены температурное состояние поршня, термоупругое деформирование его головки и юбки (рис. 12). Эти деформации были использованы при профилировании юбки поршня.

Для аналитического описания макрогеометрии юбки поршня в плоскости перпендикулярной оси поршневого пальца задавались от-



— — — — исходный «холодный» профиль юбки;
 — — — — профиль юбки деформированного «горячего» поршня.

Рис. 12. Температурные деформации поршня двигателя ЧВН 15/16

клонения h_{a1i} и h_{a2i} (рис. 13) профиля от правильной цилиндрической формы на верхнем ($Z = -B/2$, где B – высота юбки) и нижнем ($Z = B/2$) краях юбки и координата Z_{aci} точки C_i вершины профиля, $i=1,2$ – нагруженная и ненагруженная стороны поршня соответственно (индекс “а” указывает на осевое профилирование). Принималось, что зазор между поршнем и цилиндром в точке C_i равен характерному зазору Δ_0 в сопряжении при центральном положении поршня в цилиндре. Профиль юбки представлялся аппроксимирующей кривой вида

$$h_{0i} = \Delta_0 k_{ai} |z - m_{ai}|^{l_{ai}},$$

где $z = Z / R$; $m_{ai} = Z_{aci} / R$; R – радиус поршня, l_a и k_a – безразмерные коэффициенты, определяемые из выражений:

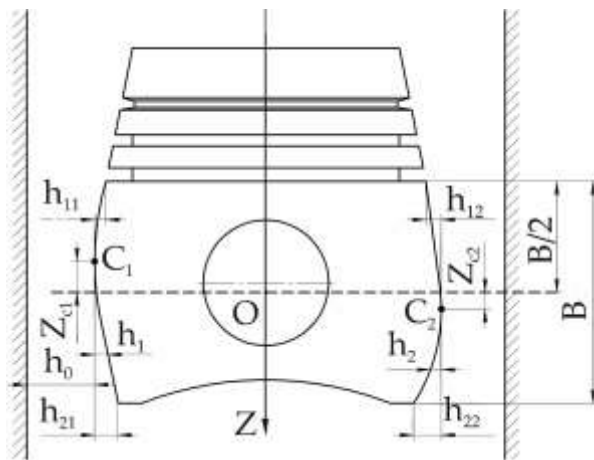


Рис. 13. Размеры осевого профиля поршня

$$l_{ai} = \ln \left(\frac{h_{a1i}}{h_{a2i}} \right) / \ln \left| \frac{a-z}{a+z} \right|, \quad k_{ai} = \frac{h_{a1i}}{\Delta_0} (a - m_{ai})^{-l_{ai}}.$$

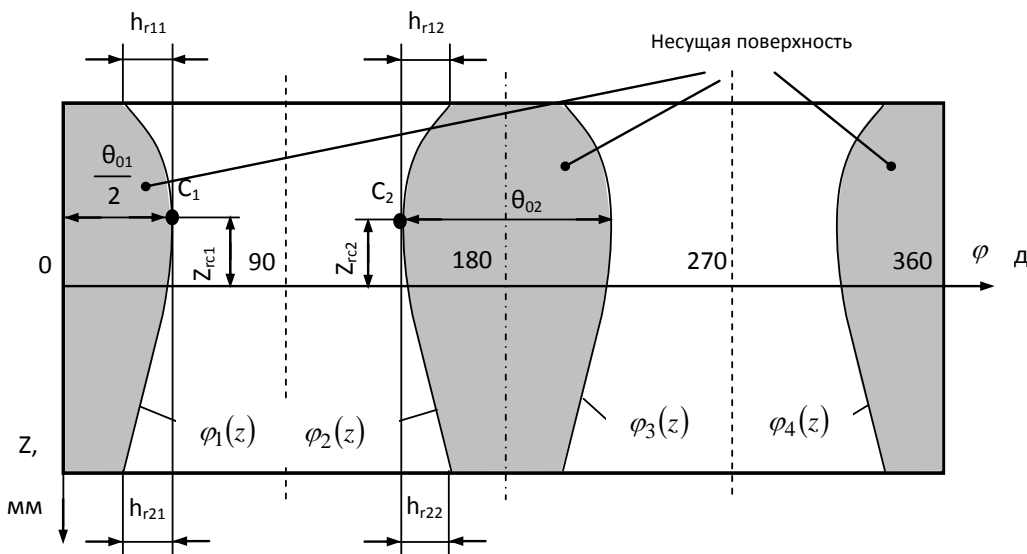


Рис. 14. Развертка юбки поршня с овальным радиальным профилированием

По аналогии с осевым при радиальном профилировании линии $\varphi_1(z)$, $\varphi_2(z)$, $\varphi_3(z)$ и $\varphi_4(z)$, ограничивающие несущую поверхность (рис. 14), аппроксимировались параболами вида:

$$\begin{aligned} \varphi_1(z) &= \frac{\theta_{01}}{2} + \frac{\theta_{01}}{2} \cdot k_{r1} \cdot |(z - m_{r1})|^{l_{r1}}; \\ \varphi_4(z) &= 2\pi - \frac{\theta_{01}}{2} - \frac{\theta_{01}}{2} \cdot k_{r1} \cdot |(z - m_{r1})|^{l_{r1}}; \\ \varphi_2(z) &= \pi - \frac{\theta_{02}}{2} - \frac{\theta_{02}}{2} \cdot k_{r2} \cdot |(z - m_{r2})|^{l_{r2}}; \end{aligned}$$

$$\varphi_3(z) = \pi + \frac{\theta_{02}}{2} + \frac{\theta_{02}}{2} \cdot k_{r2} \cdot |(z - m_{r2})|^{l_{r2}}.$$

Здесь θ_{01} и θ_{02} – угловая ширина несущих поверхностей на уровнях Z_{rC1} и Z_{rC2} соответственно, h_{r1i} – расстояние по оси φ от точки C_i до пересечения границы несущей поверхности с верхним краем развертки, h_{r2i} – расстояние по оси φ от точки C_i до точки пересечения границы несущей поверхности с нижним краем развертки юбки поршня. Индекс “ r ” указывает на радиальное профилирование. Коэффициенты параболы:

$$l_{ri} = \ln \left(\frac{h_{r2i}}{h_{r1i}} \right) / \ln \left| \frac{a - m_{ri}}{a + m_{ri}} \right|; \quad k_{ri} = \frac{h_{r1i}}{\frac{\theta_{02}}{2} (a + m_{ri})^{l_{ri}}}, \quad (11)$$

где $m_{ri} = Z_{rCi} / R$.

Для описания более сложного профиля поршня (отличного от параболической формы) применялись интерполяционные процедуры.

В качестве микропрофиля на поверхности юбки поршня могут наноситься регулярные микроканавки различного сечения, получаемые в результате технологической обработки поверхностей. Таким образом, толщина смазочного слоя с учетом как макро- так и микрогеометрии поверхности может быть записана в виде:

$$h(\varphi, z) = h_0(\varphi, z) + h_1(\varphi, z), \quad (12)$$

где $h_0(\varphi, z)$ описывает макрогеометрию юбки поршня, а $h_1(\varphi, z)$ – микрогеометрию поверхности с учетом микроканавок. Математическое описание геометрии микроканавок приведено в диссертации.

Для определения поля ГД–давлений в смазочном слое ГСТС «поршень–цилиндр» по аналогии с радиальным использовалось модифицированное уравнение Элрода, записанное для сопряжения с поступательным движением элементов.

Для проверки адекватности методики оценки регулярной микрогеометрии были проведены сравнительные расчетные исследования с результатами авторов из Школы механики Шанхайского университета С. Fang, X. Meng, Y. Xie (A piston tribodynamic model with deterministic consideration of skirt surface grooves // J. Tribology international, 2017). На рис. 15 представлены гидромеханические потери на трение в сопряжении «поршень–цилиндр» комбинированного четырехцилиндрового ДВС ЧН 8,4/9 для гладкой и текстурированной поверхностей юбки поршня.

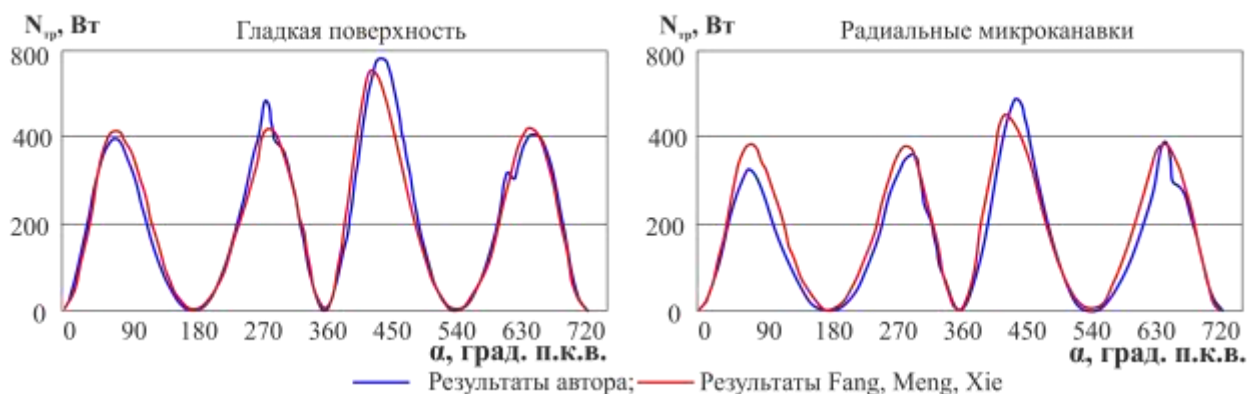


Рис. 15. Зависимости потерь на трение от угла поворота коленчатого вала в сопряжении «поршень–цилиндр» ДВС

Разработанная методика применена для исследования различных технических решений сопряжения «поршень–цилиндр» дизеля. На основании анализа траекторий поршня на смазочном слое в цилиндре дизеля (рис. 16) рассчитаны ГМХ сопряжения, которые, в частности, свидетельствуют о снижении потерь на трение до 10-20% для поршней с профилированием юбки и регулярной микрогеометрией.

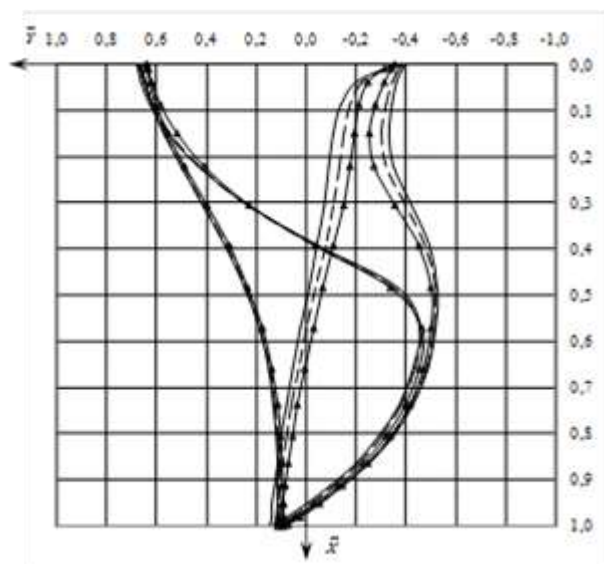


Рис. 16. Траектория движения поршня на смазочном слое в цилиндре дизеля ЧН 13/15:
 — гладкая поверхность;
 - - - с радиальными микроканавками;
 —△— с перекрещивающимися микроканавками

пригодную для проведения конечно–элементного анализа. При этом потери суммарного значения функции спектральной плотности не превышают 15%.

В основе метода оценки ресурса использованы идеи Фляйшера. В первый момент контактного взаимодействия энергия трения полностью расходуется на упругие механические деформации. По истечении определенного времени энергия деформирования затухает по гармоническому закону. В результате

колебаний молекул в контактном слое кинетическая энергия рассеивается и переходит в тепловую энергию контактирующих поверхностей.

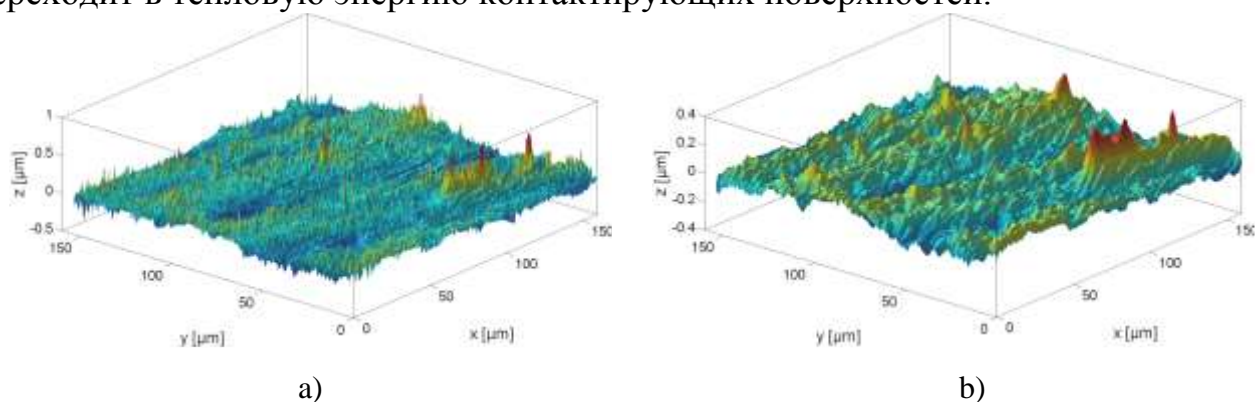


Рис. 17. Оригинальная (а) и моделированная (б) топографии поверхности

После преобразований, которые подробно изложены в диссертации, выражение для определения линейной интегральной интенсивности изнашивания записано в виде:

$$I_h = \frac{2f_{mp}\sigma E}{\sigma_B^2} \rho, \quad (13)$$

где f_{mp} – коэффициент трения, σ – фактическое нормальное контактное напряжение, определяемое по результатам конечно–элементного анализа напряженно–деформированного состояния поверхностного слоя, E – модуль упругости, σ_B – предел прочности материала, ρ – коэффициент аккумуляции энергии, теоретическое определение которого затруднено. Для его оценки далее были проведены экспериментальные исследования, описанные в следующей главе.

Методика расчетного анализа ГМХ ГСТС ДВС с учетом регулярной макро– и микрогеометрии более подробно представлена в диссертационной работе и приведена для сопряжения «поршень–цилиндр» дизеля.

В пятой главе приводится методика и результаты экспериментальных исследований для определения параметров модифицированной энергетической модели, оценки интенсивности изнашивания ресурсопределяющих ГСТС ДВС.

Экспериментальная оценка линейной интегральной интенсивности изнашивания исследуемых ГСТС проводилась автором на трибометре SRV в Австрийском центре компетентности в трибологии (AC2T research GmbH). Прибор позволяет реализовать схему контактного взаимодействия с возвратно–поступательным движением образцов и подачу смазки в зону контакта.

Основными внешними характеристиками, влияние которых на скорость изнашивания сопряжения оценивали в ходе проведения экспериментальных исследований, являются удельное давление P_a и линейная скорость скольжения V . Диапазон изменения P_a и V на трибометре определяли исходя из рассчитанных наибольших за цикл значений боковой силы F и скорости движения поршня в дизеле ЧН 13/15 на режимах максимальной мощности и крутящего момента.

Оценку глубины и объема слоя металла, изношенного в ходе контактного взаимодействия, выполняли с использованием DST–метода, сущность которого сводится к сравнению контрольных точек (инденторов) трехмерных профилограмм поверхностей трения до и после проведения испытаний, выполненную с использованием электронного микроскопа и специального программного обеспечения.

В качестве примера для одного из режимов нагружения на рис. 18 приведены 3D профилограммы поверхности исследуемого образца юбки поршня до и после испытаний с указанием областей размещения инденторов для оценки глубины и объема изношенного слоя металла DST–методом.

В процессе проведения эксперимента непрерывно фиксировались значения коэффициента трения, толщины изношенного слоя, температуры.

На основании экспериментальных данных линейная интегральная интенсивность изнашивания образца материала поршня определялась по формуле:

$$I_h = \Delta h / L, \quad (14)$$

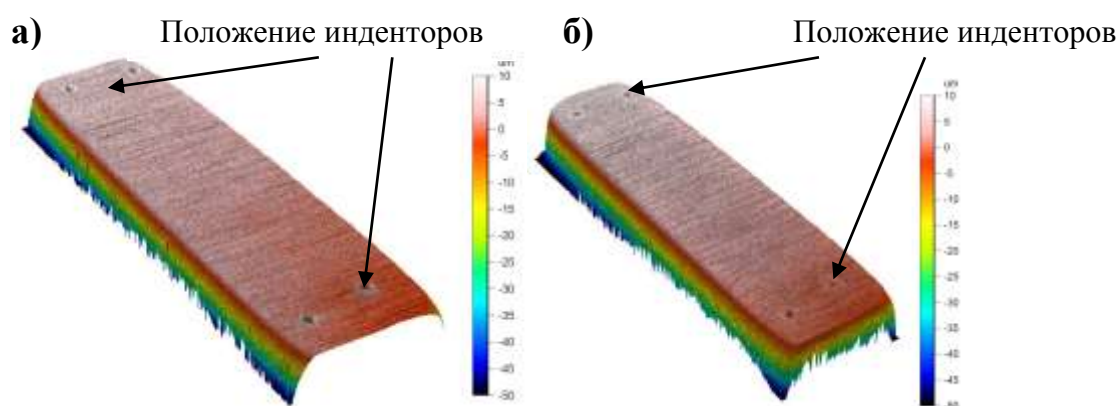


Рис. 18. Поверхность образца из юбки поршня дизеля ЧН 13/15 до (а) и после (б) проведения испытаний

а значение коэффициента аккумуляции энергии из выражения:

$$\rho = I_h \sigma_B^2 / (2 f_{mp} \sigma E), \quad (15)$$

где Δh – глубина изношенного слоя; L – путь трения.

Зависимости значений коэффициентов аккумуляции энергии трения для рассмотренных режимов нагружения исследуемого ГСТС приведены на рис. 19.

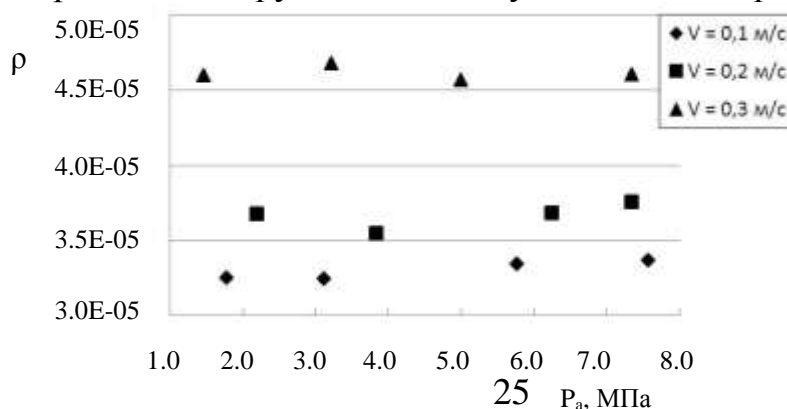


Рис. 19 Влияние на коэффициент аккумуляции энергии в исследуемом контакте удельного давления и скорости скольжения

Полученные значения коэффициента ρ могут быть использованы для расчетного определения линейной интенсивности изнашивания в соответствии с выражением (13) для ГСТС «поршень–цилиндр» при рассматриваемых режимах эксплуатации и материалах сопряжения.

Аналогичные результаты экспериментального определения интенсивности изнашивания были получены в лаборатории трибологии Института проблем механики РАН на трибометре УМТ–3МТ, который позволяет реализовать схему контактного взаимодействия пальчик–пластина. Пальчик, изготовленный из юбки поршня дизеля ЧН13/15, является неподвижным образцом, а пластина, изготовленная из гильзы цилиндра этого дизеля, совершает возвратно–поступательное движение относительно прижатого к ней пальчика. Для приближения условий испытания исследуемых материалов к эксплуатационным, эксперименты проводились при постоянной температуре 110 °С. После прохождения заданного пути трения, узел трения охлаждали, отсоединяли рабочую часть и взвешивали пальчик с точностью до 10^{-4} г.

Линейная интегральная интенсивность изнашивания образца материала поршня была рассчитана по формуле:

$$I_h = \Delta m / (\rho_{Al} A_a L), \quad (16)$$

где Δm – изменение массы пальчика в результате износа; ρ_{Al} – плотность материала юбки поршня; A_a – номинальная площадь контакта.

Была получена аппроксимирующая локальная зависимость интенсивности изнашивания I_h от контактного давления p_{cont} , которая использована в методе расчетно–экспериментальной оценки ресурса ГСТС «поршень–цилиндр» дизеля ЧН 13/15.

Во всех проведенных экспериментах использовано моторное масло 5W30, которое в своем составе содержит различные присадки, определяющие его неньютоновское поведение. Однако, реологические свойства современных моторных масел различаются между собой и учет этих свойств в расчетных и расчетно–экспериментальных исследованиях необходим для адекватного описания процессов в ГСТС ДВС.

Для исследования реологического поведения моторных всесезонных масел в Вузовско–академической лаборатории «Триботехника» Южно–Уральского государственного университета был использован сертифицированный аппарат TANNAS TBS 2100E, позволяющий измерять вязкость смазочных жидкостей при высоких скоростях сдвига (до $3 \cdot 10^6$ с⁻¹ по стандарту SAE J300) и определять неньютоновские параметры смазки при температуре 150 °С.

Для эксперимента были выбраны всесезонные моторные масла, принадлежащие к разным классам вязкости по SAE J300. В табл. 1 представлены результаты обработки экспериментальных данных для масел Mobil XHP Delvac 10W–40 и

Liqui Moly Molygen 5W–50. Видно, что снижение вязкости всесезонных моторных масел при изменении скорости сдвига от 10^2 с^{-1} до 10^6 с^{-1} , что характерно для сложнагруженных опор скольжения коленчатого вала ДВС, составляет от 5–6 % при $T = 40 \text{ °C}$ до 40% при $T = 150 \text{ °C}$.

Экспериментальные исследования по исследованию реологического поведения моторных масел выполнены совместно с Левановым И.Г.

Таблица 1. Снижение вязкости всесезонных моторных масел (в %) при изменении скорости сдвига от 10^2 с^{-1} до 10^6 с^{-1}

Масло	$T = 40 \text{ °C}$	$T = 100 \text{ °C}$	$T = 120 \text{ °C}$	$T = 150 \text{ °C}$
Mobil XHP Delvac 10W–40	5,1	6,4	21,5	41,2
Liqui Moly Molygen 5W–50	6,1	4,1	21,3	33,7

Выполненные исследования подтверждают необходимость учёта реологического поведения масел при проектировании ГСТС ДВС.

Шестая глава посвящена параметрическим исследованиям и оптимизации конструктивных решений ГСТС дизелей.

Представлены комплексы программ, созданные на основе разработанных методов и алгоритмов решения задач динамики и смазки ГСТС ДВС.

На первом этапе решалась задача оптимизации макрогеометрических параметров шатунных подшипников коленчатого вала ДВС ЧН 12/12, ЧН 21/21, а также ГСТС «поршень–цилиндр» дизеля ЧН 15/16. На втором этапе выполнялись параметрические исследования микрогеометрических параметров для ГСТС дизеля ЧН 13/15. Третий этап включал расчетно–экспериментальное определение ресурса ГСТС «поршень–цилиндр» дизеля ЧН 13/15.

Задача многокритериальной оптимизации макрогеометрических параметров сложнагруженных подшипников базировалась на применении ЛП_τ – последовательностей в совокупности с выбором Парето–оптимального решения.

Варьируемыми параметрами являлись: ширина подшипника B , диаметр D , радиальный зазор h_0 , давление подачи p_S смазки, а также вязкостно–температурная зависимость $\mu_{\Omega} = \mu_{\Omega}(T_{\Omega})$.

Задавались границы, в пределах которых варьировались макрогеометрические параметры, вязкостно-температурные характеристики моторных масел, учитывалась схема подачи смазки, давление подачи p_S .

Таким образом, пространство изменяющихся параметров для оптимизации представлялось в виде точек q с координатами $(h_0, B, D, \mu_{40}, \mu_{100}, p_S)$.

Критериями качества системы «шип–смазочный слой–подшипник» $\Phi_1(q), \Phi_2(q), \dots, \Phi_k(q)$ выбраны не экстремальные ($\inf h_{\min}, \sup p_{\max}$), а средние за цикл ГМХ: потери на трение N^* , толщина смазочного слоя h_{\min}^* , максимальное ГД-давление p_{\max}^* , расход смазки Q^* , температура смазочного слоя T_{Ω}^* , образующие вектор качества $\Phi(q)$. Этот перечень был дополнен протяженностью зон касания $\alpha|_{h=h_{oon}}$, т.е. участков траектории движения центра шипа, на которых

$h_{\min}(\tau)$ меньше критических значений $h_{\text{дон}}$. Для критериев качества в диалоговом режиме экспертами вводились ограничения.

В методе ЛП–поиска минимизируемая функция в обычном понимании отсутствует, а задача оптимизации заключается в отыскании точки \tilde{q} такой, что $\Phi(\tilde{q}) = \underset{q \in D}{\text{opt}} \Phi(q)$, где D – множество допустимых точек, определяющих оптимальное значение вектора качества.

Анализом результатов решения задачи оптимизации параметров серийной конструкции шатунного подшипника двигателя ЧН 12/12 установлено, что хотя они и близки к оптимальным, даже их изменения в пределах 6%, которые вполне возможно реализовать на практике, в том числе, применением конструкции разностенных вкладышей способствуют улучшению ГМХ до 10%, а такая характеристика как $\alpha|_{h=h_{\text{дон}}}$ улучшена выбором оптимальных параметров на 48%.

Результаты решения оптимизационной задачи показали, что использованием моторного масла Shell Rimula Ultra XT, индекс вязкости которого наиболее близок к полученному расчетами оптимальному значению, а также увеличением давления подачи смазки до 0,6 МПа и уменьшением радиального зазора до 42 мкм, можно увеличить минимальную толщину смазочного слоя h_{\min}^* и снизить ГД–давления p_{\max}^* на 20%. При этом протяженность зоны касания $\alpha|_{h=1.5}$ не превысит 20% длительности цикла нагружения, что является допустимым.

Для семейства дизелей ЧН 21/21 решена задача выбора оптимальной схемы подачи смазки в шатунный подшипник и далее на охлаждение поршня. Отобраны три схемы подачи и для каждой из них обоснованы параметры шатунного подшипника, при которых набор ГМХ оптимален. Используя в качестве смазочного материала для дизеля масло Shell Rimula Ultra XT SAE 5W–40 показана возможность увеличения минимальной толщины смазочного слоя на 22% и снижения максимального ГД–давления на 18%.

Были проведены оптимизационные расчетные исследования макрогеометрических параметров сопряжения «поршень–цилиндр» и параметрические исследования влияния регулярной микрогеометрии на ГМХ дизеля ЧН 13/15. В табл. 2 представлены результаты расчетов ГМХ для исходной и рекомендуемой конструкции юбки поршня с измененным осевым и радиальным профилем. Показана возможность снизить расчетные значения потерь на трение и расхода смазки в направлении камеры на 10 % и 70 % соответственно за счет изменения профиля. Таблица 2 – Сравнение результатов расчета ГМХ для вариантов конструкции сопряжения «поршень–цилиндр» дизеля ЧН 15/16 до и после оптимизации

Вариант конструкции*	N^* , Вт	Q^* , см ³ /с	$\inf h_{\min}$, мкм	h_{\min}^* , мкм	supp_{\max} , МПа	p_{\max}^* , МПа
1. Исходный	463,96	76,48	36,13	124,68	5,533	1,293

2. Исходный оптимизированный, с симметричной юбкой поршня	455,89	69,90	21,46	127,65	5,966	1,364
3. Исходный оптимизированный, с ассиметричной юбкой поршня	450,23	68,88	36,41	129,65	5,690	1,277
4. С рекомендованными Δ_0 и θ	419,07	18,18	37,90	68,54	6,233	1,572
5. С рекомендованными Δ_0 и θ оптимизированный, с ассиметричной юбкой поршня	408,21	14,46	40,14	66,74	5,633	1,355

* – варианты конструкций представлены в диссертации

Дополнительными исследованиями были определены рекомендованные параметры θ (опорный угол поршня) и Δ_0 .

Кроме оптимизационных были выполнены параметрические исследования основных видов макроотклонений геометрии вкладышей и шейки на ГМХ шатунного подшипника дизеля ЧН 13/15. Показано неоднозначное влияние овальности и трехвершинной огранки вкладышей и шейки на ГМХ. Так, при овальных вкладышах и круглой шейке заметно увеличиваются $\inf h_{\min}$, h_{\min}^* , величина $\sup p_{\max}$ снижается, что, как известно, способствует уменьшению износа поверхностей трения подшипника. При расположении большей оси овала подшипника перпендикулярно оси шатуна величина $\inf h_{\min}$ принимает недопустимо малое значение. Наличие одновременно овальности или трехвершинной огранки шейки и овальности вкладышей приводит к снижению значений $\inf h_{\min}$ и существенно повышают гидромеханические потери на трение в смазочных слоях (\approx на 25%).

На втором этапе выполнена расчетная оценка влияния регулярной микрогеометрии на ГМХ сопряжений «поршень–цилиндр» и «шатунный подшипник–шейка вала» дизеля типа ЧН 13/15. Результаты расчета, представленные в табл. 3, позволяют сделать вывод о возможности снижения расчетных потерь на трение до 20% в ТС за счет применения регулярной микрогеометрии.

Таблица 3 – Результаты расчета ГМХ ГСТС «поршень–цилиндр» дизеля ЧН 13/15 для различных видов регулярной микрогеометрии

Виды микрогеометрии	N^* , Вт	Q^* , см ³ /с	$\inf h_{\min}$, мкм	h_{\min}^* , мкм	$\sup p_{\max}$, МПа	p_{\max}^* , МПа
Без микрогеометрии	298,99	16,9	5,62	19,99	7,86	1,63
с радиальными микроканавками	262,15	17,8	4,84	18,92	10,51	2,05
с перекрещивающимися микроканавками	236,09	18,6	4,16	18,02	13,80	2,58

Эффект снижения потерь на трение микротекстурированием поверхности шатунного вкладыша дизеля ЧН 13/15 на режиме максимальной мощности составил от 1% до 5% по сравнению с гладкой поверхностью. При этом величина снижения потерь на трение определяется геометрией, а также плотностью и областью расположения микроямок.

На третьем этапе при оценке среднего моторесурса сопряжения «поршень–цилиндр» дизеля ЧН 13/15 учитывалось распределение нагрузки дизеля в условиях работы бульдозерного агрегата. Время изнашивания сопряжения в результате возникновения граничного режима трения определялось на основании результатов расчета минимальной толщины смазочного слоя и параметра $\alpha|_{h=h_{дон}}$.

Результаты расчета основных параметров контактирования юбки поршня и гильзы цилиндра дизеля при различных режимах нагружения, соответствующих рабочему циклу бульдозера, представлены в табл. 4.

С увеличением нагрузки дизеля при постоянной частоте вращения коленчатого вала наблюдается увеличение боковой силы в сопряжении в 1,4 раза и возрастает доля времени контактного взаимодействия элементов сопряжения. Как следствие наблюдается повышение интенсивности изнашивания элементов сопряжения в 1,7 раза и снижение моторесурса сопряжения. Учет распределения нагрузки дизеля в условиях работы тракторного агрегата позволяет прогнозировать средний моторесурс сопряжения, который по данным расчетной оценки составил 21622 моточасов.

Таблица 4 – Параметры нагруженности и изнашивания юбки поршня тракторного дизеля ЧН 13/15

Параметр	Нагрузка дизеля, %			
	0	10	50	100
Доля времени работы с нагрузкой, %	10	28	28	34
Частота вращения коленчатого вала, с ⁻¹	220	220	220	220
Боковая сила в сопряжении, кН	10,6	10,8	12,3	15,0
Номинальное давление, МПа	0,6	0,6	0,7	0,9
Доля контактного взаимодействия, %	0,5	1,3	4,1	12,5
Интенсивность изнашивания, м/м	$1,3 \cdot 10^{-9}$	$1,3 \cdot 10^{-9}$	$1,6 \cdot 10^{-9}$	$2,2 \cdot 10^{-9}$
Предельный износ сопряжения, мкм	6,4			
Время работы до предельного износа, ч	417,3	462,0	376,5	277,2
Моторесурс сопряжения, м·ч	83460	35538	9182	2218
Средний моторесурс сопряжения, м·ч	21622			

В **заключении** приводятся итоги выполненной работы. В приложении помещены исходные данные, необходимые для решения тестовых примеров; некоторые результаты экспериментальных исследований линейной интегральной интенсивности изнашивания; свидетельства о регистрации разработанных комплексов программ; патент на полезную модель; акты, подтверждающие использование и внедрение результатов работы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработана и реализована методология трибологического анализа гидродинамических сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и комбинированных ДВС с учетом динамики их нагружения, свойств современных смазочных материалов, геометрии поверхностей трения на разных масштабных уровнях, позволяющие обеспечить решение комплекса задач по снижению гидромеханических потерь на трение для повышения ресурса сопряжений, работающих в условиях жидкостного, смешанного и граничного режимов.

2. Применительно к сложнонагруженным трибосопряжениям тепловых двигателей предложен и научно обоснован метод расчета поля гидродинамических давлений в смазочном слое с учетом регулярной макро– и микрогеометрии поверхностей трения на основе алгоритма сохранения массы, неньютоновских свойств смазки и конвективного переноса ее через область кавитации в смазочном слое. Применение алгоритма сохранения массы с учетом неньютоновских свойств смазки и конвективного переноса ее через область кавитации в смазочном слое при расчете поля гидродинамических давлений в сложнонагруженных трибосопряжениях позволяет установить эффект «масляного голодания» и прогнозировать потерю работоспособности подшипника при снижении давления или неудачной схеме подачи смазки в дизеле.

3. Разработан метод расчета динамики и смазки ГСТС дизелей, включающий анализ гидромеханических характеристик, в том числе потерь на трение с учетом регулярной макро– и микрогеометрии контактирующих поверхностей. Установлено, что применение регулярной микрогеометрии позволяет снизить расчетные значения потерь на трение в подшипниках коленчатого вала до 5%, в сопряжении «поршень–цилиндр» до 20%, а также увеличить несущую способность упорных подшипников ТКР до 13%.

4. Вероятностная модель контактного взаимодействия шероховатых поверхностей трения сложнонагруженных трибосопряжений позволяет описать их изменение в процессе трения как случайный процесс. Это дает возможность оценить эволюцию распределения высот микрорельефа во времени с учетом смазочного слоя, изменение параметров трения и изнашивания коренных подшипников и юбки поршня дизелей.

5. Уточнена методика моделирования смазочной системы дизеля применением алгоритма сохранения массы, что позволило исследовать режимы масляного голодания подшипников. Результаты расчета показали расхождение с экспериментом не более 10%

6. Развита модифицированная энергетическая модель трения и изнашивания применительно к сложнонагруженным трибосопряжениям тепловых двигателей, базирующаяся на учете молекулярно–механической и энергетической моделей изнашивания. Расчетно–экспериментальная методика позволяет оценить связь коэффициента аккумуляции энергии с линейной интегральной интенсивностью изнашивания поверхностей трения и ресурс сопряжения «поршень–цилиндр» дизеля в эксплуатации. Для дизеля ЧН 13/15 выполнена оценка его моторесурса в условиях работы в составе бульдозерного агрегата.

7. Разработаны алгоритм и программа расчета гидродинамики сложнонагруженных трибосопряжений дизелей, учитывающих неньютоновские

свойства смазки, регулярную и нерегулярную микро– и макрогеометрию поверхностей трения. Использование разработанных программных продуктов при проектировании позволяет создавать и модифицировать конструкции сложнагруженных трибосопряжений двигателей различной размерности. Патентована конструкция поршня с трибологическим профилем, позволяющая снизить потери на трение и улучшить его охлаждение.

8. Выполнена оптимизация характеристик шатунных подшипников дизелей ЧН 21/21, ЧН 15/18, ЧН15/16, сопряжения «поршень–цилиндр» дизелей ЧН 13/15, ЧН18,5/21. Показано, что для шатунных подшипников подбором оптимальной вязкостно–температурной характеристики смазки и применением разностенных вкладышей возможно снизить гидродинамические давления в смазочном слое на 16–30% и увеличить его толщину на 16–24%.

Перспективы дальнейшей разработки темы:

- разработанные методы и алгоритмы расчета ГСТС ДВС в дальнейшем планируется дополнить исходными параметрами и факторами, определяемыми методами молекулярной динамики, что позволит охватить практически все масштабные уровни взаимодействия поверхностей трибосопряжений;
- дополнить модели и методы расчета возможностью учета физико–химических свойств современных и перспективных антифрикционных покрытий ГСТС ДВС.

ПУБЛИКАЦИИ АВТОРА ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Монографии

1. Рождественский, Ю.В. Динамика и смазка гидродинамических трибосопряжений поршневых и роторных машин [Текст]: монография / Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная, Н.А. Хозенюк, **К.В. Гаврилов** – М.: Наука, 2018. – 373с. – ISBN 978–5–02–039998–3.
2. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин [Текст]: монография / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваев, **К.В. Гаврилов** и др. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – Ч.1. – 136с.
3. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин [Текст]: монография / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваев, **К.В. Гаврилов** и др. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011. – Ч.2. – 221с.

В изданиях, входящих в базу данных Scopus и Web of Science

4. Prokop'ev, V.N. Hydromechanical characteristics of complex–loaded siding bearing with allowance for nonroundness of the pivot shaft and bush [Text] / V.N. Prokop'ev, A.K. Boyarshinova, **K.V Gavrilo**v // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – 2009. – Vol.38. –№4. – p. 393–398.
5. Prokop'ev, V.N. Methodology of calculation of dynamics and hydromechanical characteristics complex–loaded tribounits, greased structurally–heterogeneous and non–Newtonian

fluids [Text] / V.N. Prokop'ev, J.V. Rogdestvensky, A.K. Boyarshinova, **K.V. Gavrilo**v // Proceedings of World Tribology Congress. – 2009. – p. 58.

6. Rozhdestvenskij, J.V. Numerical and experimental investigations of the piston–cylinder" tribosystem of diesel engine [Text] / J.V.Rozhdestvenskij, **K.V. Gavrilo**v, A.A. Doykin, I.G. Levanov // Proceedings of 5th World Tribology Congress. – 2013. – p.1255–1258.

7. Goryacheva, I.G. Теоретико–экспериментальное исследование влияния профиля направляющей поршня на характеристики трибосистемы «поршень – цилиндр» дизеля (на английском языке) [Text] / I.G. Goryacheva, A.V. Morozov, J.V. Rozhdestvenskij, **K.V. Gavrilo**v // Journal of friction and wear. – 2013. – Vol.34. – №5. – p. 339–348.

8. **Gavrilo**v, **K.V.** Estimation of the tribotechnical parameters of the “piston skirt–cylinder liner” contact interface from IC–engine for decreasing the mechanical losses [Text] / **K.V. Gavrilo**v, V.E. Lazerev, A.A. Doykin, Seurd–Base J., Vorlaufer G.// 1st International Conference on Energy Production and Management in the 21st Century: The Quest for Sustainable Energy. – 2014. – Vol.190. – p. 625–635.

9. Goritskiy, Y.A. Numerical Model for Mechanical Interaction of Rough Surfaces of the “Piston–Cylinder Liner” Tribosystem / Y. Goritskiy, Y. Ismailova, **K.V. Gavrilo**v, J.V. Rozhdestvenskij // FME Transactions. – 2015. – Vol.43. – p. 249–253.

10. Goritskiy, Y.A. A numerical model for mechanical interaction of rough surfaces of tribosystem of the high forced diesel engine / Y. Goritskiy, **K.V. Gavrilo**v, J.V. Rozhdestvenskij, A.A. Doykin // Procedia Engineering. – 2016. – Vol.129. – p. 518–525.

11. Asaulyak, A.A. Elastohydrodynamic Lubrication (EHL) of Piston Rings in the Internal Combustion Engine [Text] / A.A. Asaulyak, J.V.Rozhdestvenskij, **K.V. Gavrilo**v // Procedia Engineering. – 2016. – Vol.150. – p. 536–540.

12. Rozhdestvenskij, J.V. Forced Diesel Piston Tribological Parameters Improvement [Text] / J.V.Rozhdestvenskij, **K.V. Gavrilo**v, A.A. Doykin // Procedia Engineering. – 2017. – Vol.206. – p. 647–650.

13. Rozhdestvenskij, J.V. Development of Technical Solutions for Forced Diesel Main Tribosystems [Text] / J.V.Rozhdestvenskij, **K.V. Gavrilo**v, A.A. Doykin // Procedia Engineering. – 2017. – Vol.206. – p. 651–655.

14. **Gavrilo**v, **K.V.** A numerical model for estimation of service life of tribological systems of the piston engine / **K.V. Gavrilo**v, A.A. Doikin, M.A. Izzatulloev, Y.A. Goritskiy // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2019. – p. 993–1002.

15. **Gavrilo**v, **K.V.** Research of the friction surfaces regular microgeometry parameters effect on the hydro–mechanical characteristics of the «piston–cylinder» tribounit / **K.V. Gavrilo**v, A.A. Doikin, M.A. Izzatulloev, S.V. Surovtsev [Электронный ресурс]// IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – Vol.489. – №1. – статья № 012026.

16. Rozhdestvenskij, J.V. Influence of location of lubrication sources on hydromechanical characteristics of diesel crankshaft bearings [Text] / J.V.Rozhdestvenskij, **K.V. Gavrilo**v, A.A. Doikin // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2019. – p. 983–991.

17. Doikin, A.A. Experimental Modeling of Wearing the Friction Surfaces of “Piston–Cylinder” Tribounit [Text] / A.A. Doikin, **K.V. Gavrilo**v // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2019. – p. 1225–1231.

В изданиях, рекомендованных ВАК России

18. **Гаврилов**, **К.В.** Модифицированная энергетическая модель трения и изнашивания применительно к трибосопряжениям ДВС [Текст] / В.Е. Лазарев, **К.В. Гаврилов**, А.А. Дойкин, Й. Секвард–Бэйж // Вестник БГТУ. – 2016. – №3(51). – С. 58–66.

19. **Гаврилов**, **К.В.** Экспериментальная оценка параметров трения и изнашивания трибосопряжения «поршень – цилиндр» форсированного дизеля [Текст] / В.Е.Лазарев,

К.В. Гаврилов, А.А. Дойкин, А.А. Асауляк // Двигателестроение. – 2016. – № 2. – С. 19–23.

20. Прокопьев В.Н. Гидромеханические характеристики коренных подшипников коленчатого вала двигателя 4Т371 [Текст] / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.С. Мурзин, **К.В. Гаврилов** // Двигателестроение. – 2008. – №2. – С. 27–30.

21. Рождественский Ю.В. Влияние вязкостно–температурных свойств моторных масел на гидромеханические характеристики трибосопряжения поршень–цилиндр [Текст] / Ю.В. Рождественский, **К.В. Гаврилов**, И.В. Мухортов, А.А. Дойкин // Двигателестроение. – 2010. – №2. – С.23–26.

22. Горячева И.Г. Теоретико–экспериментальное исследование влияния профиля направляющей поршня на характеристики трибосистемы «поршень – цилиндр» дизеля [Текст] / И.Г. Горячева, А.В. Морозов, Ю.В. Рождественский, **К.В. Гаврилов**, А.А. Дойкин // Трение и износ. – 2013. – Т.34. №5. – С. 446–457.

23. Рождественский Ю.В. Пути повышения несущей способности гидродинамических трибосопряжений текстурированием поверхностей трения [Текст] / Ю.В. Рождественский, **К.В. Гаврилов**, С.В. Чернейко // Вестник Южно–Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2014. – Т. 14. № 3. – С. 16–21.

24. Горицкий, Ю.А. Марковская модель изменения шероховатых поверхностей при механическом взаимодействии. Применение для оценки ресурса трибосопряжений дизеля [Текст] / Ю.А. Горицкий, **К.В. Гаврилов**, Ю.С. Исмаилова, О.В. Шевченко // Вестник Московского энергетического института. – 2017. – № 5. – С. 101–110.

25. Прокопьев В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы в задачах статики и динамики опор скольжения. [Текст] / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, **К.В. Гаврилов** // Вестник Южно–Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2003. – №1(17). – С. 43–54.

26. Прокопьев В.Н. Применение алгоритмов сохранения массы при расчёте динамики сложнагруженных опор скольжения [Текст] / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, **К.В. Гаврилов** // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2004 – №4. – С. 32–38.

27. Прокопьев В.Н. Гидромеханические характеристики шатунных подшипников, смазываемых неньютоновскими жидкостями [Текст] / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, **К.В. Гаврилов** // Вестник Южно–Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2005. – №1(41). – С. 17–24.

28. Прокопьев В.Н. Методика и результаты оптимизации параметров сложнагруженных подшипников скольжения [Текст] / В.Н. Прокопьев, **К.В. Гаврилов** // Вестник Южно–Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2007 – №11(83). – С.14–20.

29. Прокопьев В.Н. Оптимизация параметров сложнагруженных подшипников скольжения [Текст] / В.Н. Прокопьев, **К.В. Гаврилов** // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2007. – №5. – С.79–86.

30. Прокопьев В.Н. Применение пакетов прикладных программ при обосновании конструктивных параметров подшипников коленчатых валов на ранней стадии проектирования поршневых двигателей / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, **К.В. Гаврилов** [Текст]// Вестник Южно–Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2008. – №23(123). – С.13–19.

31. Прокопьев В.Н. Гидромеханические характеристики сложнагруженных подшипников скольжения с учетом некруглостей цапфы и втулки. [Текст] / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, **К.В. Гаврилов** // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2009. – №5. – С.98–104.

32. Рождественский Ю.В. Решение задач оптимизации трибосопряжений поршневых и роторных машин с использованием алгоритма сохранения массы [Текст] / Ю.В. Рождественский, **К.В. Гаврилов**, А.А. Дойкин, М.А. Макарихин // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – №8. – С. 38–43.

33. **Гаврилов, К.В.** Влияние расположения источников смазки на гидромеханические характеристики сложнонагруженных подшипников тепловых двигателей [Текст] / К.В. Гаврилов, М.А. Иззатуллоев, П.С. Гриценко, И.Р. Цвешко // Вестник Южно–Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. – 2019. – Т.19, № 3. – С13–21.

34. Горицкий, Ю.А. Марковский подход к построению моделей взаимодействия шероховатых поверхностей [Текст] / Ю.А. Горицкий, **К.В. Гаврилов**, И.А. Мигаль // Вестник Московского энергетического института. – 2019. – № 1. – С. 114–123.

В других источниках

35. **Gavrilov, K.V.** Расчет гидродинамических подшипников скольжения поршневых машин с использованием алгоритма сохранения масс (статья на английском языке) [Текст] / J.V. Rozhdestvenskij, K.V. Gavrilov, E.A. Zadorozhnaya // Proceedings of 3–rd European Conference on Tribology Proceedings of 3–rd European Conference on Tribology (ECOTRIB 2011) arranged jointly with Viennano'11, Austria, Vienna. – 2011. – P. 723–724.

36. **Gavrilov, K.V.** Методология расчета динамических и гидромеханических характеристик тяжело нагруженных трибосопряжений, смазываемы структурно неоднородными и неньютоновскими маслами (статья на английском языке) [Текст] / J.V. Rozhdestvenskij, E.A. Zadorozhnaya, K.V. Gavrilov, I.G. Levanov // Tribology – Lubricants and Lubrication, Chang–Hung Kuo (Ed.), ISBN: 978–953–307–371–2, InTech. – 2011. – P. 94–118.

37. **Гаврилов, К.В.** Методика расчёта динамики и смазки гидродинамических трибосопряжений поршневых машин [Текст] / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, А.А. Дойкин // Трибология и надежность. Сборник научных трудов XI Международной научной конференции. Петербургский гос. Университет путей сообщения, Санкт–Петербург. – 2011. – С. 78–87.

38. **Гаврилов, К.В.** Моделирование контактного взаимодействия пар трения элементов гидродинамических трибосопряжений транспортных двигателей / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, А.А. Дойкин // Известия Самарского научного центра РАН. Механика и машиностроение, – Самарский научный центр РАН. – 2011. – Т.13, №4(42). – С. 1203–1206.

39. **Gavrilov, K.V.** Расчет гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень–цилиндр» с учетом неньютоновских свойств смазочных материалов (статья на английском языке) [Текст] / J.V. Rozhdestvenskij, E.A. Zadorozhnaya, K.V. Gavrilov, I.G. Levanov // Symposium 2011 Tribology in Industry and Research Efficient Material and Energy Usage – Challenges and Solutions. Wien, Austria. 2011. – P. 237–247.

40. **Гаврилов, К.В.** Исследование контактного взаимодействия трибосистемы «поршень – цилиндр» дизеля [Текст] / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, А.А. Дойкин // Проблемы машиноведения: "Трибология – машиностроению". Труды всероссийской научно–технической конференции с участием иностранных специалистов. ИМАШ РАН. – 2012. – Т.1. – С.134–137.

41. **Gavrilov, K.V.** Modeling of a Multisupporting Cranckshaft Tribo–system of Internal Combustion Engine [Text]/ J.V. Rozhdestvenskij, N.A. Khozenjuk, A. Mylnikov, K.V. Gavrilov // NordTrib 2012 – 15th Nordic Symposium on Tribology Trondheim, Norway. – P. 163–167.

42. **Gavrilov, K.V.** Experimental and numerical investigations of the friction behaviour and evaluation of wear parameters for “aluminum alloy – cast iron” contact interface [Text] / V.E. Lazerev, K.V. Gavrilov, A.A. Doykin, Seurd–Base J., Vorlaufer G. // Труды всероссийской научно–технической конференции с международным участием. – 2013. – Т.2. – С. 259–263.

43. **Gavrilov, K.V.** Numerical and experimental investigations of tribosystems of piston engines taking into account boundary lubrication regime, macro and microgeometry of contact interface [Электронный ресурс] / K.V. Gavrilov, J.V. Rozhdestvenskiy // 2014 STLE Annual Meeting & Exhibition. – 2014.

44. **Gavrilov, K.V.** A Modified Energy–based Model for Describing Wear Processes Applied To An Internal Combustion Engine [Text] / J. Seurd–Base, G. Vorlaufer, C. Lenauer, V.E. Lazerev, K.V. Gavrilov, A.A. Doykin // International Journal of Computational Methods and Experimental Measurements. – 2015. – Vol.3. – P. 150–164.

45. **Gavrilov, K.V.** Numerical simulation of tribosystems of the high–forced diesel engine taking into account rheological characteristics of a lubricant [Электронный ресурс] / K.V. Gavrilov, E.A. Zadorozhnaya, A.A. Doykin // 12th International Conference on Computational Methods and Experiments in Surface and Contact Mechanics including Tribology. Wessex Insitute of Technology. – 2015.

46. **Gavrilov, K.V.** Numerical Simulation of the "Piston Skirt–Cylinder Liner" Tribosystem of the Diesel Engine Taking Into Account Rheological Characteristics of a Lubricant [Электронный ресурс] / K.V. Gavrilov, E.A. Zadorozhnaya, A.A. Doykin // 20th International Colloquium Tribology Industrial and Automotive Lubrication. – 2016.

47. **Gavrilov, K.V.** Development and Implementation of an Integrated Approach to Improving the Operating Cycle and Design of an Energy–Efficient Forced Diesel Engine [Электронный ресурс] / K.V. Gavrilov, V.G. Kamaltdinov, E.A. Lazarev, J.V. Rozhdestvenskiy // Proceedings of the Scientific–Practical Conference "Research and Development – 2016". – 2016. – P.189–198.

48. **Gavrilov, K.V.** Numerical simulation of tribosystems of the high–force diesel engine taking into account the rheological characteristics of a lubricant [Text] / K.V. Gavrilov, E.A. Zadorozhnaya, A.A. Doykin // WIT Transactions on the Built Environment.– 2017. – Vol.166. – P. 499 – 508.

49. **Gavrilov, K.V.** Numerical Simulation of the "Piston Skirt–Cylinder Liner" Tribosystem of the Diesel Engine Taking Into Account Rheological Characteristics of a Lubricant [Электронный ресурс] / K.V. Gavrilov, E.A. Zadorozhnaya, A.A. Doykin // Tribology Industrial and Automotive Lubrication. – 2016.

50. **Gavrilov, K.V.** A numerical model for mechanical interaction of rough surfaces of hydrodynamic tribosystems of piston engines taking into account rheological characteristics of lubricants [Электронный ресурс] / K.V. Gavrilov, Y. Goritskiy, Y. Ismailova, A.A. Doykin // Сборник Шестого Международного трибологического конгресса. – 2017.

51. Гриценко П.С. О проблематике несущей способности подшипников с учетом различных масштабных уровней поверхностей [Текст] / П.С. Гриценко, Ю.В. Рождественский, **К.В. Гаврилов**, А.А. Мирзоев // Транспорт Урала. – 2019. – №2 (61). – С.72–75.

Комплексы программ

52. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2019664243. Микрогеометрия трибосистемы вал–вкладыш ДВС / **К.В. Гаврилов**, М.А. Иззатуллоев. Дата государственной регистрации 01.10.2019.

53. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018663437. Микрогеометрия трибосистемы поршень–цилиндр / **К.В. Гаврилов**, Т.В. Садреев, М.А. Иззатуллоев. Дата государственной регистрации 26.10.2018.

54. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016616955. Программа трибологического анализа сопряжения "направляющая поршня–гильза цилиндра" двигателя внутреннего сгорания "PISTON–CYLINDER TRIBOSYSTEM" / **К.В. Гаврилов**, Ю.В. Рождественский, А.А. Дойкин. Дата государственной регистрации 24.08.2016.

55. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2012661032. Программа расчета гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень – цилиндр» с учетом контактного взаимодействия поверхностей трения и изменения температуры смазочного слоя: «Поршень – КОНТАКТ» / Ю.В. Рождественский, **К.В. Гаврилов**, Е.А. Задорожная, А.А. Дойкин и др. Дата государственной регистрации 05.12.12.

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

57. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010612853. Программа анализа гидромеханических характеристик трибосопряжения «поршень – цилиндр»: «Поршень – ВТХ» / Ю.В. Рождественский, **К.В. Гаврилов**, А.А. Дойкин, А.А. Мыльников и др. Дата государственной регистрации 27.04.10.

58. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2008611068. Комплекс программ для расчета динамики и гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников с произвольной геометрией смазочного слоя «Макрогеометрия» / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, **К.В. Гаврилов**. Дата государственной регистрации 28.02.2008.

Патент

59. Патент на полезную модель № 135731 от 20.12.2013. Поршень двигателя внутреннего сгорания / **К.В. Гаврилов**, А.А. Дойкин; заявитель и правообладатель ЮУрГУ (НИУ).

Издательство Южно–Уральского государственного университета

Подписано в печать .12.2019. Формат 60×84 1/16. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 2,16. Уч.–изд. л. 2,0. Тираж 100 экз. Заказ / .

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