

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Леванов Игорь Геннадьевич

**ОЦЕНКА РЕСУРСА СЛОЖНОАГРУЖЕННЫХ СОПРЯЖЕНИЙ
ТУРБОПОРШНЕВЫХ МАШИН С УЧЁТОМ СВОЙСТВ СМАЗОЧНЫХ
МАТЕРИАЛОВ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ИЗНАШИВАНИЯ**

05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук

Научный консультант:

д-р техн. наук, профессор Задорожная Е.А.

Челябинск – 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	5
1 СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	16
1.1 Прогнозирование ресурса трибосопряжений машин	18
1.2 Основные виды изнашивания подшипников скольжения	29
1.3 Моделирование подшипников скольжения.....	38
1.3.1 Моделирование подшипников скольжения при жидкостной смазке	41
1.3.2 Критерий перехода между жидкостной и граничной смазкой.....	45
1.3.3 Моделирование работы подшипников скольжения при полужидкостной (смешанной) и граничной смазке	50
1.3.4 Моделирование изнашивания подшипников скольжения.....	70
1.4 Экспериментальные исследования работы подшипников скольжения	87
1.4.1 Оборудование для изучения условий работы подшипников скольжения .	93
1.5 Программное обеспечение для моделирования подшипников скольжения...	104
1.6 Постановка цели и задач исследования	123
2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ПРОТИВОИЗНОСНЫХ КОМПОНЕНТОВ МАСЕЛ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ	127
2.1 Стенд на базе машины трения ИИ5018 для исследования подшипников.....	129
2.2 Методика получения диаграммы Герси-Штрибека.....	130
2.3 Исследование вязкостно-температурных и реологических свойств масел	132
2.4 Результаты экспериментальных исследований.....	134
2.4.1 Исследование подшипника при смазке моторными маслами классов вязкости SAE 5W-40 и 0W-20	134
2.4.2 Исследование подшипника при смазке индустриальным маслом И-40А..	136
2.4.3 Исследование подшипника при смазке гидравлическим маслом ВМГЗ-45 ...	140
2.5 Выводы по второй главе	144
3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ И РОТОРНЫХ МАШИН	147

3.1 Вводные замечания и принятые допущения	147
3.2 Определение гидромеханических характеристик подшипника скольжения на основе решения гидродинамической задачи	150
3.2.1 Уравнение движения центра шипа.....	152
3.2.2 Описание реологических свойств смазочного масла	154
3.2.3 Геометрия смазочного слоя и уравнение Рейнольдса для радиального подшипника, смазываемого неньютоновской жидкостью	155
3.2.4 Тепловое состояние подшипника	161
3.2.5 Интегральные гидромеханические характеристики.....	162
3.2.6 Модель вязкости смазочного материала.....	162
3.3 Определение расположения и продолжительности зоны контактного взаимодействия цапфы и втулки.....	175
3.4 Определение износа шейки вала и втулки в зоне их контактного взаимодействия, построение диаграмм износа	177
3.5 Определение ресурса подшипника до достижения предельного зазора, построение кривой износа	178
3.6 Результаты решения тестовых задач.....	180
3.7 Выводы по третьей главе.....	186
4 КОНЦЕПЦИЯ ОЦЕНКИ РЕСУРСА СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ СОПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЕВЫХ И РОТОРНЫХ МАШИН	187
4.1 Исследование свойств смазочного материала.....	188
4.2 Физическое моделирование подшипника скольжения	190
4.3 Математическое моделирование изнашивания подшипника скольжения	192
4.3.1 Обоснование предельного износа подшипника.....	193
4.3.2 Моделирование стендовых испытаний.....	196
4.3.3 Построение карты скоростей изнашивания подшипника.....	201
4.3.4 Статистическое моделирование ресурса ПС.....	202
4.4 Выводы по четвёртой главе.....	204
5 ПРОГРАММНОЕ БЕСПЕЧЕНИЕ ДЛЯ АНАЛИЗА ИЗНАШИВАНИЯ И ОЦЕНКИ РЕСУРСА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ.	205

ПРИМЕРЫ ПРАКТИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ	205
5.1 Примеры практического применения ПО	206
5.1.1 Исходные данные для оценки ресурса шатунных подшипников ДВС	207
5.1.2 Исходные данные для оценки ресурса подшипника турбоагрегата	210
5.1.3 Результаты расчётов	212
5.2 Выводы по пятой главе	234
6 ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЁЖНОСТИ И РЕСУРСА СОПРЯЖЕНИЙ МАШИН В ЭКСПЛУАТАЦИИ	237
6.1 Предварительные замечания	237
6.2 Двухступенчатый масляный фильтр	242
6.3 Масляный фильтр с сигнальным устройством	245
6.4 Разборный масляный фильтр	248
6.5 Сигнальное устройство загрязнения масляного фильтра	252
6.6 Выводы по шестой главе	260
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	261
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	267
Приложение 1. Описание испытательных стендов	300
Приложение 2. Описание подпрограмм комплекса «ОРБИТА-Ресурс»	306
Приложение 3. Нагрузки, действующие на шатунные подшипники	308
Приложение 4. Свидетельства о регистрации программ для ПЭВМ	321
Приложение 5. Результаты расчётной оценки ресурса подшипников	333
Приложение 6. Акты, подтверждающие использование и внедрение результатов научно-исследовательской работы	366
Приложение 7. Патенты	371
Приложение 8. Протоколы технических совещаний	376

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Вопросы надёжности машин всегда были актуальны для промышленности, а повышение их ресурса – важная задача, имеющая большое экономическое значение. Огромный резерв повышения эффективности производства и производительности труда заключается в решении проблемы надёжности вновь создаваемых и эксплуатирующихся машин. Особое место эти вопросы занимают на этапе проектирования машин, когда принимаются принципиальные решения о конструктивном исполнении деталей и их сопряжений, применяемых материалах и технологиях, обеспечивающих требуемый уровень надёжности, определяющих затраты при дальнейшей эксплуатации машины. В этой связи тема исследования является актуальной, поскольку затрагивает проблемы прогнозирования и обеспечения показателей надёжности (наработка на отказ, ресурс) одного из самых распространённых сопряжений деталей машин в технике – подшипника скольжения (ПС), то есть опоры или направляющей, в которой видом относительного движения является скольжение.

ПС являются неотъемлемыми элементами конструкции многих поршневых, роторных машин и технологического оборудования в самых разных отраслях промышленности: машиностроении и автомобилестроении, приборостроении, станкостроении и др. Типичными машинами, в конструкции которых не обойтись без ПС являются двигатели внутреннего сгорания (ДВС) и агрегаты их наддува (турбокомпрессоры), поршневые компрессоры, кривошипно-шатунные прессы, насосы, турбины энергоагрегатов, прокатные станы и пр. При этом шатунные и коренные подшипники коленчатого вала ДВС, подшипники верхней головки шатуна – являются сложноподвижными (динамически нагруженными) сопряжениями, воспринимающими внешние нагрузки, которые переменны во времени как по величине, так и по направлению.

При этом ПС определяют безотказность работы машин и оборудования, а их ресурс лимитируется состоянием (износом) рабочих поверхностей, называемых поверхностями трения. Например, ресурс подшипников коленчатого вала ДВС определяется состоянием и геометрическими размерами поверхностей шеек и

внутренней поверхности вкладышей. ПС машин являются сопряжениями, лимитирующими надёжность машин и определяющими безопасность их эксплуатации.

Как правило, отказы ПС машин и технологического оборудования приводят к их полной остановке, прекращению производственных процессов, значительным временным и финансовым затратам. В связи с этим прогнозирование ресурса ПС является **актуальной научной проблемой** как на этапе проектирования, так и на этапе эксплуатации машин и оборудования, что требует развития моделей отказов, методов расчёта ресурса ПС на основе физики процессов с учётом конструктивных, эксплуатационных и режимных факторов.

Несмотря на кажущуюся простоту конструкции ПС, процессы, сопровождающие их работу, разнообразны и сложны. Особое место занимают процессы изнашивания поверхностей трения ПС, решающую роль в которых играют смазочные материалы (СМ). Поскольку в основе прогнозирования ресурса ПС лежат их расчёты на износ, то развитие методов моделирования процессов изнашивания является также актуальной задачей.

Одной из главных задач машиноведения как науки становится адаптация накопленных знаний, методик, методов проектирования, результатов экспериментальных исследований для применения в инженерной практике и создания машин и механизмов нового поколения. Для современного этапа развития инженерной деятельности характерно сокращение продолжительности разработки машин и оборудования за счёт широкого применения электронно-вычислительной техники и специального программного обеспечения (ПО), позволяющих повышать качество и скорость проектирования, реализовывать принципы системного моделирования. Несмотря на широкое применение программных средств моделирования, при проектировании недостаточно внимания уделяется расчётам ресурса деталей. По-прежнему конструкторы опираются во многом на существующие аналоги. В то же время, применение триботехнических расчётов в практике проектирования позволяет значительно повышать показатели надёжности машин, существенно уменьшать трудоёмкость работ при исследованиях, испытаниях и совершенствовании машин.

Важной проблемой сегодня является техническая и технологическая зависимость России от Запада. Особенно ощущается эта зависимость в машиностроении. Она проявляется в виде использования западного оборудования, программного обеспечения, материалов. В некоторой степени это представляет угрозу научно-технологической безопасности страны. О проблеме технологической безопасности России говорится в последнее время всё чаще, во многих работах. Прямую аналогию можно провести в сферу научно-технических разработок машин и программного обеспечения (ПО) для проектирования. Несмотря на попытки ограничить применение иностранного программного обеспечения при разработке отечественной техники, а также направленность на приоритетное использование отечественного инженерного ПО, доля иностранных программ в структуре инженерного ПО на российских предприятиях составляет не менее 50%. В этой связи развитие методов расчёта и моделирования изнашивания деталей машин является актуальным, а их реализация в виде отечественных инженерных программных решений вносит существенный вклад **в развитие научно-технического потенциала страны и обеспечение технической независимости от западных технологий.**

Степень разработанности темы исследования. Значительный вклад в разработку методик расчёта ПС, математических моделей и методов моделирования их изнашивания внесли многие отечественные и зарубежные исследователи: И.Г. Горячева, А.К. Дьячков, С.М. Захаров, Р.Ф. Калимуллин, В.Г. Караваев, М.В. Коровчинский, А.В. Корнаев, М.А. Мукутадзе, И.В. Мухортов, В.Н. Прокопьев, О.И. Рабецкая, Ю.В. Рождественский, В.К. Румб, Л.А. Савин, В.И. Суркин, И.А. Тодер, Д.И. Фёдоров, Н.А. Хозенюк, К.В. Гаврилов, Н.Н. Типей, T.W. Bates, J.F. Booker, P.K. Goenka, B.A. Gecim, S.D. Gulwadi, D.R. Chen, R.S. Paranjpe, H.K. Hirani и многие другие.

Существующие сегодня методики расчёта ПС, реализованные в ряде инженерных программных комплексов, позволяют оценивать основные гидромеханические характеристики (ГМХ) ПС и работоспособность с учётом влияния многих факторов: теплообмена с окружающей средой, наличия упругих деформаций поверхностей трения, реологических свойств СМ, некруглостей шейки вала и втулки,

микротекстурирования поверхностей и др. Однако, при несомненной важности этих факторов, влияние СМ на характеристики ПС учитывается только посредством вязкости и её зависимости от температуры, скорости сдвига и давления. При этом не учитывается влияние противоизносных свойств СМ, обусловленных адсорбционным действием противоизносных компонентов, входящих в состав СМ (природные поверхностно-активные вещества, синтезированные добавки), на работоспособность, надёжность и ресурс ПС при наиболее важных с точки зрения работы машин режимах смазки (гидродинамической, смешанной и граничной). Кроме того, несмотря на попытки описания граничного слоя смазки вязкоупругими моделями (например, Максвелла или Кельвина) при решении контактных задач, до сих пор отсутствуют инженерные методики расчёта ПС, учитывающие влияние граничного слоя СМ на распределение контактных давлений при соприкосновении элементов ПС. Это обстоятельство обусловлено тем, что: только на этапе формирования находятся математические модели, описывающие физико-химическое взаимодействие противоизносных присадок СМ с поверхностями трения, образование и разрушение полимолекулярного адсорбционного граничного слоя; слабо изучены физико-механические свойства адсорбционных граничных слоёв, образуемых современными СМ, и их зависимости от условий работы (нагрузки, температуры, скорости скольжения).

Несмотря на достаточно большое количество теоретических и экспериментальных исследований, посвящённых ПС, требуется дальнейшее развитие моделей расчёта изнашивания ПС и методологии прогнозирования их ресурса в условиях гидродинамического, смешанного и граничного режима смазок с учётом особенностей поведения СМ и их противоизносных свойств, соответствующее совершенствование алгоритмического и программного обеспечения.

Всё выше сказанное предопределило **цель исследования** – разработку комплекса математических моделей и алгоритмов, описывающих механизмы трения в сложнонагруженных ПС при любых возможных режимах смазки, учитывающих процессы взаимодействия СМ с поверхностями трения, и позволяющих повысить

достоверность моделирования процесса изнашивания для прогнозирования ресурса подшипников.

Задачи исследования сформулированы следующим образом:

1. Исследовать влияние противоизносных компонентов в смазочных маслах на условия, при которых происходит смена режима смазки в ПС с гидродинамического на граничный, а также возможности управления надёжностью ПС за счёт изменения состава СМ и его противоизносных свойств.

2. Разработать методику моделирования процесса изнашивания сложнонагруженных ПС с учётом физико-химического взаимодействия СМ с поверхностями трения.

3. Предложить концепцию оценки ресурса сложнонагруженных ПС турбопоршневых машин, основываясь на алгоритмах и методах решения гидродинамической задачи с учётом влияния противоизносных свойств СМ в процессе изнашивания на гидромеханические характеристики ПС.

4. Разработать ПО для анализа усталостного и абразивного изнашивания сложнонагруженных ПС и оценки их ресурса, провести параметрические исследования на примере таких поршневых машин, как двигатели внутреннего сгорания, и сравнить результаты с известными экспериментальными данными.

5. На основе результатов параметрических исследований предложить технические решения, позволяющие снизить интенсивность абразивного изнашивания ПС, повысить их надёжность и ресурс.

Объект исследования. Процессы, происходящие в системе «шип-смазочный слой-подшипник» при гидродинамическом, смешанном и граничном режимах смазки в процессе динамического нагружения трибосопряжения.

Предмет исследования. Взаимосвязи и закономерности изменения элементов и параметров системы «шип-смазочный слой-подшипник» при гидродинамическом, смешанном и граничном режимах смазки в процессе динамического нагружения трибосопряжения.

Методы исследования. Методы гидродинамической теории смазки, численные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных, экспериментальные методы исследования ПС и СМ.

В процессе выполнения исследования получены следующие **новые научные** результаты прикладного и теоретического характера, **выносимые на защиту**:

1. результаты экспериментальных исследований влияния противоизносных компонентов в маслах различного назначения на работоспособность гидродинамического подшипника скольжения, показывающие возможность управления за счёт состава СМ условиями работы подшипника, при которых происходит смена режима смазки с гидродинамического на граничный;

2. математическая модель смазочного слоя сложнонагруженного ПС, учитывающая явление существования высоковязкого граничного смазочного слоя (ВГСС) на поверхностях трения ПС и его разрушения под действием сдвига, отличающаяся тем, что для описания явления разрушения этого слоя использован степенной закон, учитывающий толщину и устойчивость ВГСС к сдвигу.

3. концепция оценки ресурса сложнонагруженных ПС, отличающаяся тем, что основана на определяющей роли СМ в процессах изнашивания и экспериментально-расчётных методах их моделирования;

4. результаты оценки влияния противоизносных свойств СМ на скорость изнашивания, ресурс и ГМХ подшипников скольжения турбопоршневых машин на примере двигателей внутреннего сгорания и турбогенератора, что позволяет решать обратную задачу – создание поверхностей трения ПС и СМ, обеспечивающих требуемый ресурс с точки зрения практического применения машины.

5. закономерность изменения критического значения характеристики режима работы ПС в зависимости от уровня противоизносных свойств СМ.

Теоретическая значимость исследования.

Предложена новая концепция оценки ресурса сложнонагруженных ПС, ведущая роль в которой отводится влиянию противоизносных свойств СМ, обусловленных адсорбционным высоковязким граничным слоем, на скорость изнашивания

поверхностей трения ПС. Получил развитие метод расчёта ресурса ПС, работающих в гидродинамическом, смешанном и граничном режимах смазки.

Практическая значимость исследования.

На основе полученных результатов разработано алгоритмическое и программное обеспечение, которое даёт возможность на ранних этапах проектирования машин с ПС проводить вычислительные эксперименты и оценивать принятые технические решения с позиции надёжности, а также обосновывать: применение конструкционных и смазочных материалов, требования к ним и к качеству обработки поверхностей трения, требования к системам тонкой и грубой очистки СМ, предельные условия нагружения, предельный износ.

Предложены конструкции модельных узлов ПС, позволяющие расширить возможности серийных машин трения ИИ-5018 и УМТ-2168 для исследования процессов, происходящих в смазочном слое ПС при гидродинамическом и граничном режимах смазки.

Разработаны и запатентованы технические решения, позволяющие повысить надёжность работы гидродинамических ПС, в частности, ПС поршневых и роторных машин: двухступенчатый масляный фильтр, масляный фильтр с сигнальным устройством, разборный масляный фильтр, сигнальное устройство загрязнения масляного фильтра. Последнее может являться составной частью электронной системы оценки технического состояния и прогнозирования остаточного ресурса ПС на борту транспортной машины или в составе технологического оборудования, отличающейся от известных решений тем, что основой системы является математическая модель ПС, учитывающая влияние уровня противоизносных свойств СМ, конструктивных и режимных факторов на скорость изнашивания ПС.

На основе разработанных методов моделирования изнашивания с применением созданных алгоритмов и ПО выполнена сравнительная оценка теоретического ресурса по износу ПС перспективного семейства двигателей типа 12ЧН 18,5/21,5 и даны рекомендации заводу-изготовителю по его повышению.

Основные разделы диссертации подготовлены при проведении фундаментальных и прикладных исследований в рамках: проектов Российского фонда

фундаментальных исследований (проект 07-08-00554, 2007–2009 годы, проекты № 16-08-00990 А, № 16-08-01020 А, 2016-2018 годы, № 20-48-740007, 2021 год); проектов Министерства образования и науки Российской Федерации (РНП 2.1.2.2285, №П503 от 5.08.2009, № 16.740.11.0073 от 1.09.2010, № П2019 от 2.11.2009, соглашение № 14.577.21.0102); НИОКР «Создание конструкций и организация промышленного производства подшипников коленчатого вала для обеспечения разработки базовых образцов дизельных двигателей и их последующей модернизации» (шифр «Аналогия», ОАО «НИИД», государственный контракт от 07.06.2013 г. № 13411.1370399.20.003 с Министерством промышленности и торговли РФ, 2013-2015 годы); НИОКР «Разработка эскизной и рабочей конструкторской документации поршня для дизельных двигателей размерности 18,5/21,5 с цилиндровой мощностью 240 кВт и изготовление экспериментальных и опытных образцов такого поршня» (10.3-37.38-18/368, № 2018549 с ООО «Уральский дизель-моторный завод») и др.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректной постановкой задач, обоснованностью используемых теоретических зависимостей и принятых допущений, применением хорошо известных численных методов; подтверждается качественным и количественным совпадением полученных результатов решения тестовых задач с известными теоретическими и экспериментальными результатами отечественных и зарубежных исследователей.

Реализация. Результаты работы использованы при проектировании подшипников двигателей внутреннего сгорания в ГСКБ «Трансдизель», ООО «ЧТЗ-УРАЛ-ТРАК» г. Челябинск, в частности, при выполнении НИОКР «Разработка технологии производства унифицированного ряда высокофорсированных дизельных двигателей мощностью 650-900 л.с.» (шифр «Дизель-Б»), ООО «Уральский дизель-моторный завод» г. Екатеринбург. Разработанные методы физического моделирования гидродинамических ПС, а также конструкции модельных ПС составляют базу для комплекса лабораторных работ в дисциплинах «Основы трибологии», «Триботехника» с 2019 года и используются в учебном процессе при подготовке бакалавров, магистров и аспирантов на автотранспортном факультете

Южно-Уральского государственного университета. Специальные версии программных комплексов используются при выполнении выпускных квалификационных работ и в процессе научно-исследовательской деятельности студентов.

Апробация результатов. Основные результаты диссертационного исследования были обсуждены на конференциях, конгрессах и технических семинарах различного уровня: Международных научно-технических конференциях «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (СГАУ, Самара, 2009 г.), «Трибология-машиностроению» (Москва, ИМАШ, 2010 г.), «УРАЛ-ТРИБО» (Челябинск, 2014), ICIE (Челябинск, 2016, 2017), «Современное машиностроение: Наука и образование MMESE» (Санкт-Петербург, СПбПУ, 2020), «SERBIATRIB'15», «SERBIATRIB'17» (Serbia, Belgrade, 2015, Kragujevac, 2017), «BULTRIB'16», «BULTRIB'18» (Bulgaria, Sofia, 2016, 2018), «BALKANTRIB'20» (Serbia, Belgrade, 2021); Международном Конгрессе двигателестроителей (Украина, Рыбачье, 2010 г.); Международном техническом семинаре 16th EDF/Prime Workshop: «Behaviour of journal and thrust bearings under transient and mixed lubrication regime» (France, Futuroscope, 2017); научно-технических конференциях ЮУрГУ (Челябинск, 2009–2021 гг.).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 63 научных работы, включая 17 статей в научных изданиях, рекомендованных ВАК РФ, 11 статей в изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science, 12 свидетельств о государственной регистрации программ для ЭВМ, 5 патентов.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения и 8 приложений, изложена на 376 страницах машинописного текста, включая 123 иллюстрации, 13 таблиц, 75 формул и библиографический список, содержащий 314 наименований.

В первой главе рассмотрены: основные подходы, используемые при прогнозировании ресурса машин; виды изнашивания ПС; критерии перехода между жидкостным и граничным видом смазки в подшипниках; некоторые работы, посвящённые моделированию изнашивания подшипников при полужидкостной и граничной смазке; оборудование для изучения условий работы ПС; современное

программное обеспечение, позволяющее моделировать ПС. На основе обзора поставлены цель и задачи исследования.

Вторая глава посвящена экспериментальным исследованиям ПС, а именно улосивям смены вида смазки в подшипнике. В результате был установлен характер влияния некоторых противоизносных присадок в маслах различного назначения на условия смены вида смазки в ПС с гидродинамической на граничную, что послужило основой для разработки математической модели смазочного слоя сложно-нагруженного ПС, учитывающей особенности взаимодействия СМ с поверхностями трения.

В третьей главе представлены основные допущения и положения методики для моделирования процессов смазки и изнашивания в динамически нагруженном ПС с учётом неньютоновских и индивидуальных противоизносных свойств смазочного материала, описанных в результатах экспериментальных исследований.

Четвёртая глава посвящена описанию практической методологии оценки ресурса динамически нагруженных ПС. Методология основана на экспериментальных методах исследования реологических и вязкостно-температурных свойств СМ, микрогеометрии поверхностей трения, а также на физическом и математическом моделировании ПС.

Пятая глава посвящена примерам практического применения разработанных на основе теоретических исследований алгоритмов и ПО для оценки ресурса динамически нагруженных ПС с учётом индивидуальных противоизносных свойств СМ. Полученные результаты сопоставляются с результатами экспериментальных и теоретических исследований других авторов.

В шестой главе содержится описание предлагаемых технических решений для повышения надёжности и ресурса сопряжений машин (например, подшипников скольжения автомобильных двигателей, поршневых компрессоров) – двухступенчатый и разборный масляные фильтры, сигнальное устройство загрязнения масляного фильтра.

В заключении приводятся итоги выполненной работы. В приложения помещены нагрузки на подшипники, необходимые для решения тестовых примеров;

некоторые результаты экспериментальных исследований; свидетельства о регистрации разработанных комплексов программ; акты, подтверждающие использование и внедрение результатов работы.

Диссертационная работа является дальнейшим развитием исследований, проводимых научной школой д-ра техн. наук, профессора В.Н. Прокопьева на кафедре «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета под руководством д-ра техн. наук, профессора Ю.В. Рождественского, д-ра техн. наук, профессора Е.А. Задорожной.

Автор благодарен научному консультанту Е.А. Задорожной, единомышленникам И.В. Мухортову, А.Д. Рулевскому, а также коллективу вузовско-академической лаборатории «Триботехника» ЮУрГУ за пожелания и замечания, а также помощь в подготовке, проведении и оформлении работы.

1 СОСТОЯНИЕ ПРОБЛЕМЫ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Надёжность и ресурс машин имеют важное технико-экономическое значение, а увеличение ресурса, как пишет В.В. Болотин, «представляет серьёзный резерв по экономии материалов, энергии и трудовых затрат» [121]. Ресурс является критерием долговечности, временным понятием надёжности и определяется как суммарная наработка объекта от начала эксплуатации или её возобновления после ремонта до момента достижения предельного состояния [141].

Проблема ресурса машин (как и проблема надёжности) является комплексной. А.С. Проников писал: «Особенностью проблемы надёжности является её связь со всеми этапами проектирования, изготовления и использования машины...» [251,301]. Эта связь состоит в том, что надёжность, а значит и ресурс машин закладываются на этапе проектирования, обеспечиваются при изготовлении, а реализуются при эксплуатации (рисунок 1.1).



Рисунок 1.1 – Надёжность и ресурс в жизненном цикле изделия

Прогнозирование и оценка ресурса машины на этапе проектирования осложняется тем, что ресурс машины определяется ресурсом отдельных взаимосвязанных узлов, агрегатов и систем. Например, ресурс ДВС определяется ресурсом его

основных узлов, механизмов и систем, таких как цилиндро-поршневая группа, газораспределительный и кривошипно-шатунный механизмы и др.

Подшипники скольжения (ПС) являются одними из самых распространённых узлов трения в машинах и механизмах. Ресурс ПС лимитируется состоянием его рабочих поверхностей, а именно поверхностями шейки вала и втулки, которая может быть выполнена в виде единой детали или в виде двух половин, называемых вкладышами. Рабочие поверхности подшипника принято называть поверхностями трения.

Как правило, повреждения подшипников скольжения машин и технологического оборудования приводят их полной остановке, прекращению производственных процессов и значительным временным и финансовым потерям.

Отказы подшипников скольжения относятся к наиболее трудоёмким, поскольку требуют частичной разборки машины.

Несмотря на кажущуюся простоту конструкции подшипников скольжения, процессы, сопровождающие их работу, разнообразны и сложны. Подшипники скольжения как и многие другие узлы трения принято называть трибосопряжениями – сложными термодинамическими системами, в которых происходит преобразование энергии механического движения в другие виды, в основном менее упорядоченные, – тепло, колебания и т.д., а также передача преобразованной энергии внешней среде.

«Прогнозирование ресурсов на этапе проектирования остро необходимо для современной техники», писал Ю.Н. Дроздов [164].

В своей работе [121] В.В. Болотин также отмечает, что «поскольку прогнозирование ресурса включает установление зависимости его от всех внешних и внутренних факторов, разработку методов прогнозирования следует рассматривать как одну из неотъемлемых частей общей проблемы ресурса». В литературе часто понятие надёжности употребляется вместе с понятием ресурса.

Для прогнозирования ресурса трибосопряжений на этапе проектирования важно иметь методы, позволяющие с высокой степенью достоверности

моделировать процессы изнашивания, которые, как будет показано ниже, определяют ресурс.

Икрамов У.А. отмечал, что существуют статистический и динамический методы расчёта изнашивающихся деталей [187].

Недостатки статистического метода очевидны – длительный сбор данных об износе деталей машин в эксплуатации, сопровождающийся большим объёмом работ, а также запоздалая информация о соответствии материала и конструкции детали требованиям износостойкости.

Динамический же метод основывается на анализе механизма разрушения деталей при различных видах и режимах трения и позволяет получить в той или иной степени приближения расчётные значения скоростей изнашивания различных материалов и их сочетаний, учитывая при этом различные эксплуатационные факторы. Преимущество этого метода заключается в том, что с помощью расчётных исследований, пусть и на основе сравнительных оценок, уже на ранних этапах проектирования можно заложить основы высокой износостойкости и надёжности машины в целом и её отдельных ресурсопределяющих сопряжений.

В этой связи особую важность представляет изучение и понимание физики процессов, приводящих к отказу как отдельных сопряжений деталей машины, так и машины в целом. Физика отказов, по мнению А.С. Проникова, это основа расчёта надёжности.

1.1 Прогнозирование ресурса трибосопряжений машин

Надёжность выражается как вероятность безотказной работы [191]:

$$P = e^{-\lambda \cdot t}, \quad (1.1)$$

где t – время работы (наработка); $\lambda = 1/t_0$ – интенсивность отказов, t_0 – средняя продолжительность безотказной работы.

Применительно к сопряжениям машин, например к подшипникам скольжения, это средняя продолжительность безотказной работы и является ресурсом, то есть временем работы до достижения предельного состояния, которое

характеризуется увеличением износа поверхностей трения подшипника выше допустимого значения.

Центральным понятием теории надёжности является понятие отказа. Для гидродинамического подшипника скольжения отказом является невозможность нести внешнюю нагрузку. Это может быть вызвано тем, что в подшипнике не развиваются гидродинамические давления, способные уравновесить эту внешнюю нагрузку, в результате износа поверхностей трения и нарушения геометрии подшипника. Невозможность нести внешнюю нагрузку приводит к соприкосновению поверхностей трения, их износу, сопровождается повышением температуры и приводит в конечном итоге к заклиниванию подшипника скольжения. Таким образом, процесс изнашивания поверхностей трения подшипника играет ключевую роль в определении его надёжности. Необходимо уделять внимание этому процессу на этапе проектирования машины.

В основе теоретических методик для определения ресурса трибосопряжений лежит условие работоспособности [268, 197, 263]

$$[\Delta h] < \Delta h_{\text{пред}}, \quad (1.2)$$

где $[\Delta h]$ – допустимый износ, мкм; $\Delta h_{\text{пред}}$ – предельный износ, мкм.

Условие долговечности сопряжения [268] имеет вид

$$t = \frac{[\Delta h]}{\gamma_1 + \gamma_2} \geq T, \quad (1.3)$$

где t – расчётный ресурс узла трения до достижения предельного износа; γ_1, γ_2 – скорость изнашивания элементов узла трения; T – срок службы узла трения.

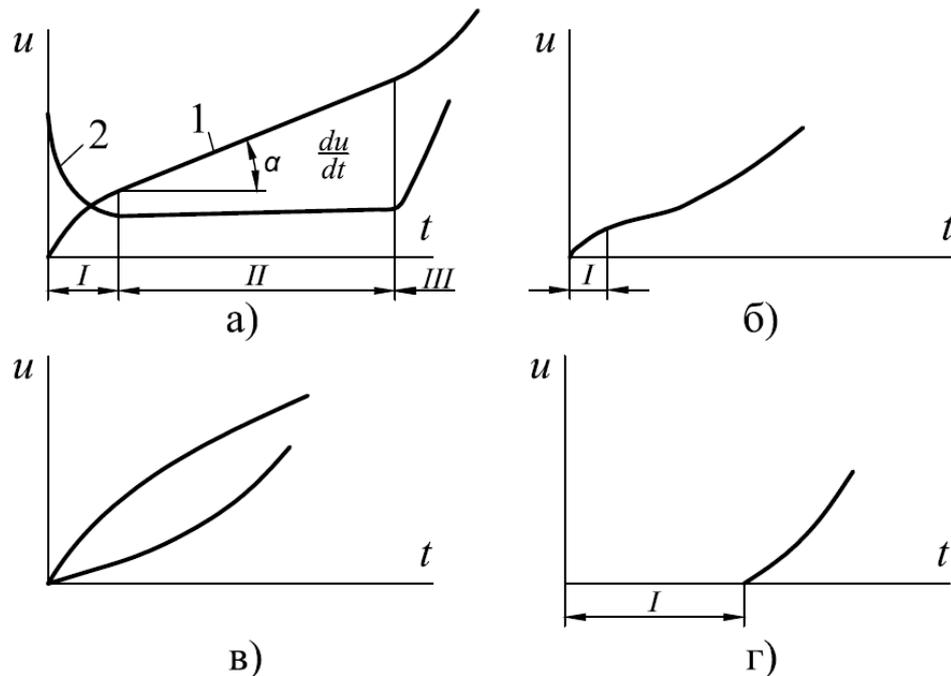
Скорость изнашивания величина случайная [203].

Обоснование значений $[\Delta h]$ и $\Delta h_{\text{пред}}$ является очень важным, поскольку зависит от вида трибосопряжения, условий его работы и определяет ресурс сопряжения в целом.

Предельные износы сопряжений машин определяются, как правило, по результатам ускоренных испытаний. Например, предельные значения износов сопряжений ДВС определяются на основе ускоренных стендовых испытаний с добавлением в систему смазки абразивных частиц [150].

Зайцев А.С. в своей работе [174] подчёркивает, что «...износ нельзя вычислить, его нужно рассматривать как самостоятельную динамическую характеристику и изучать непосредственными опытами» [174, с. 65].

К базовым зависимостям для описания износа трибосопряжений относится кривая износа [285]. Кривые износа, характерные для разных сопряжений представлены на рисунке 1.2.



- 1) кривая износа; 2) скорость износа; а) общий случай;
 б) период установившегося изнашивания отсутствует; в) отсутствует период приработки; г) отсутствует начальный износ

Рисунок 1.2 – Кривые износа трибосопряжений для разных случаев

На общий ресурс трибосопряжений большое влияние оказывает приработка – первый этап на кривой износа.

И.И. Карасик [195], посвятивший свою работу исследованиям процессов приработки подшипников скольжения, отмечал, что интенсивность изнашивания может как расти, так и убывать на всем протяжении процесса изнашивания (рисунок 1.3).

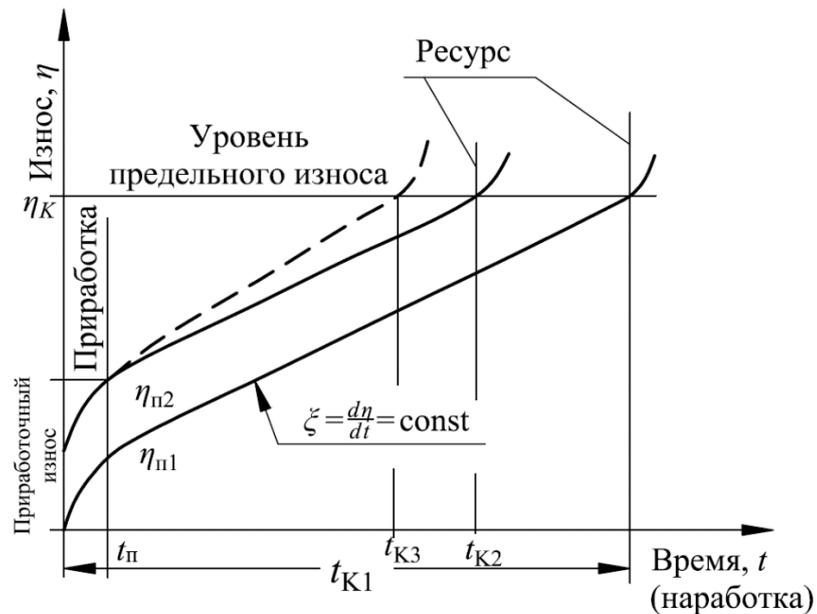


Рисунок 1.3 – Диаграмма накопления износа при приработке и установившемся изнашивании

Как видно, чрезмерно большой износ сопряжения во время приработки значительно сокращает его ресурс.

Приработка наблюдается не только в начальный период работы, но и в периоде нормальной работы и установившегося изнашивания в случае изменения условий работы – нагрузок, скоростей и других воздействий [195]. Например, после разборки узла трения.

На процесс приработки влияют множество факторов, в том числе и смазочный материал. Как отмечали Венцель С.В., Лелюк В.А. [7], работавшее моторное масло по сравнению со свежим ускоряет приработку и обеспечивает меньшую высоту микронеровностей предположительно из-за влияния поверхностно-активных кислородосодержащих соединений в работавшем масле на состояние поверхностных слоёв металла [130].

Авдоськин Ф.Н. [104] отмечает, что в динамически нагруженных сопряжениях, таких как шатунные подшипники коленчатого вала ДВС, по мере износа возникает дополнительная инерционная нагрузка, приводящая к возникновению ударов. Величина работы удара пропорциональна величине зазора в сопряжении.

Исходя из этого он предположил, что в процессе эксплуатации двигателя интенсивность изнашивания шатунного подшипника должна увеличиваться пропорционально зазору. В результате исследования нескольких моделей двигателей в стендовых и эксплуатационных условиях было установлено, что с увеличением зазора в сопряжениях кривошипно-шатунного механизма увеличивается интенсивность изнашивания сопряжений и кривая износа шатунных подшипников отличается от общепринятой. Интенсивность изнашивания подшипника после окончания приработки продолжает непрерывно расти.

Авдонишкин Ф.Н. также показал, что зависимость износа S шеек и вкладышей, а значит и зазора в подшипниках коленчатого вала от наработки T экспоненциальная:

$$S = S_0 \cdot e^{bT}, \quad (1.4)$$

где S_0 – износ в конце приработки, приведённый к началу эксплуатации; b – изменение интенсивности изнашивания на единицу износа деталей сопряжения.

Овальность шеек коленчатого вала также возрастает в процессе эксплуатации двигателя по экспоненциальной зависимости [100].

Давление в системе смазки на определённых скоростном и тепловом режимах работы двигателя снижается по экспоненциальной зависимости [101]

$$p = p_0 \cdot e^{-b_p T}, \quad (1.5)$$

где p_0 – давление в системе смазки в конце приработки, приведённое к началу эксплуатации; b_p – коэффициент, характеризующий скорость снижения давления в процессе эксплуатации.

Зависимости (4) и (5) могут использоваться для прогнозирования остаточного ресурса подшипников коленчатого вала ДВС.

С.В. Комбалов в своей работе [200] «Оценка триботехнических свойств контактирующих поверхностей», посвящённой вопросам расчёта фрикционных характеристик узлов трения с учётом физико-химических свойств материалов и условий эксплуатации, выделяет три основных направления развития проблемы прогнозирования ресурса трибосопряжений.

Первое направление можно назвать экспериментальным, поскольку, оно предполагает проведение испытаний натуральных узлов трения (то есть в натуральную величину) в условиях, при которых работают реальные трибосопряжения в эксплуатации. Однако, применение результатов, полученных при таком подходе, на объекты, работающие в других условиях (скоростях, температурах и нагрузках) ограничено. Кроме того, натурные испытания на износостойкость требуют больших затрат времени и средств. Целесообразно применять этот подход только для недолговечных трибосопряжений.

Второе направление можно назвать ускоренным экспериментальным, поскольку оно связано с форсированием режимов испытаний для оценки ресурса трибосопряжений. Форсирование в этом случае обеспечивается увеличением удельных нагрузок, как правило, за счёт уменьшения площади, а также увеличением скоростей. Как пишет С.В. Комбалов, «форсирование режимов позволяет сократить время испытаний, однако при этом не всегда удастся сохранить физическую сторону процесса износа». Распространение результатов на реальные объекты возможно только при правильном подборе режимов ускоренных испытаний для того, чтобы не исказить физическую картину изнашивания.

Наиболее перспективным считается третье направление, развивающее экспериментально-расчётный метод прогнозирования ресурса, основанный на физических представлениях о процессе изнашивания. Важно подчеркнуть именно экспериментальную составляющую метода, которая повышает надёжность прогнозирования.

Последовательность прогнозирования износа экспериментально-расчётным методом по С.В. Комбалоу [200] следующая (рисунок 1.4).

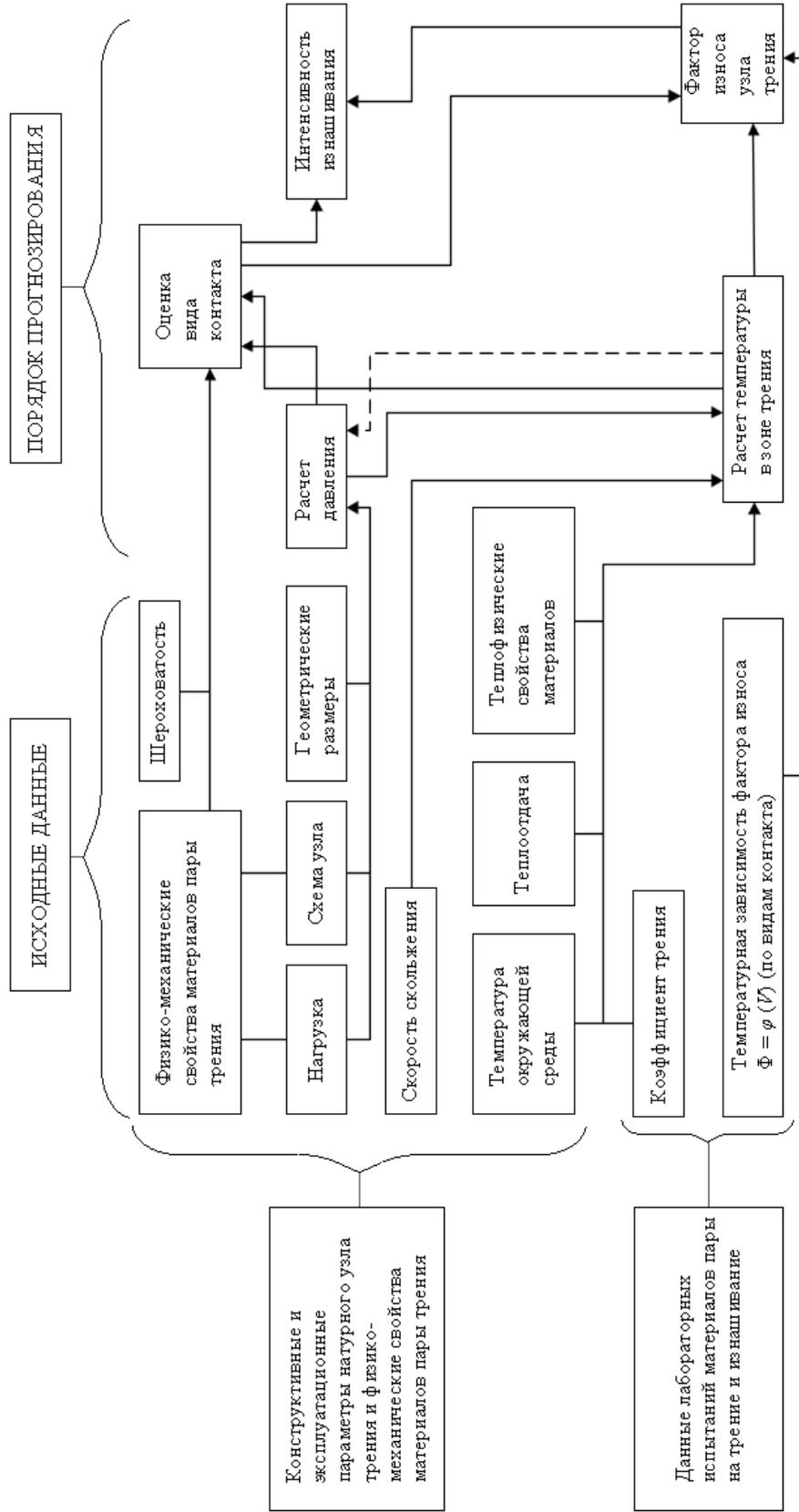


Рисунок 1.4 – Порядок прогнозирования износа трибосопряжений экспериментально-расчётным методом по Комбалову С.В.

1. В натурном узле рассчитывается величина давления. Физико-химические свойства материалов пары трения выбираются с учётом окружающей среды или из опыта эксплуатации.

2. Рассчитывается среднеповерхностная температура узла трения.

3. По физико-механическим свойствам и условиям нагружения определяется вид контакта.

4. Определяется несущая способность контакта.

5. С учётом контактного взаимодействия определяется ведущий вид износа.

6. Определяется прирабочная способность материалов сопряжения.

7. По виду контактного взаимодействия определяется значение фактора износа по «паспорту» фрикционных свойств материалов.

8. Определяется расчётная интенсивность изнашивания натурального сопряжения по фактору износа и заданной (или расчётной) величине нормального давления.

9. Рассчитывается путь трения для изнашиваемого элемента, определяется искомая величина износа и сравнивается с допустимой величиной.

Фактором износа называется комплексная характеристика физико-механических свойств материала:

$$\Phi_y = \frac{I_h}{A}, \quad (1.6)$$

где I_h – линейная интегральная интенсивность изнашивания; A – комплексная характеристика внешних факторов (окружающая среда, режим работы, базовые размеры узла трения).

Лабораторные испытания, как пишет С.В. Комбалов, «приобретают смысл экспериментального определения комплексной характеристики физико-механических свойств тонких поверхностных слоёв материалов, участвующих при трении, или так называемого «третьего тела», обусловленного наличием всевозможных плёнок на контакте, структурных изменений и прочих сложных явлений, протекающих при трении на фрикционном контакте».

Необходимо заметить, что смазочный материал, оказывает непосредственное влияние на протекающие процессы.

Расчётным путём практически невозможно оценить влияние каждого отдельного фактора на износ ввиду взаимосвязанности процессов.

И.Б. Гурвич и др. [152] предложили метод укоренных стендовых испытаний двигателей ЗМЗ-53 с целью оценки характера изнашивания деталей и обоснования предельного технического состояния двигателей. Были получены наглядные кривые динамики изнашивания деталей, имеющие тот же характер изнашивания, что и в условиях эксплуатации. Пользуясь кривыми изнашивания можно при известной величине износов, зная их предельные значения оценивать оставшийся ресурс сопряжений.

Авдотькин Ф.Н. [103] на основе экспериментальных данных показал, что по изменению давления масла в системе смазки двигателя можно оценить износ и изменение геометрической формы (эллипсности) шейки коленчатого вала.

Исследованиям влияния давления масла, степени его очистки на износ деталей двигателя посвящены работы сотрудников НАМИ Григорьева М.А., Новикова В.И., Смирнова В.Г. и др. [150, 149].

Анализируя кривые износа и зависимости для расчёта ресурса сопряжений легко прийти к выводу о методах повышения ресурса сопряжений машин. Очевидно, что для повышения ресурса сопряжений есть три направления. Первое – это увеличение предельного значения износа. Этого не всегда удаётся добиться в виду ограничений, накладываемых компоновкой узла, характером нагружения, кинематическими связями между деталями машины и др. Второе направление – это снижение периода приработки и приработочного износа. И третье направление – связано со снижением интенсивности изнашивания и потерь мощности в узлах трения в период нормальной работы.

Первые два направления относятся в большей степени к этапу проектирования и изготовления машины. Третье направление является самым широким и относится к этапу эксплуатации машины.

Снижение интенсивности изнашивания и потерь мощности на трение в сопряжениях может быть обеспечено различными мероприятиями.

Таким образом, повышение ресурса узлов трения машин сводится к снижению интенсивности изнашивания на всех этапах жизненного цикла машины. При проектировании и производстве это обеспечивается моделированием трибосопряжений машины с учётом всевозможных условий эксплуатации, обоснованным выбором конструкционных и смазочных материалов, разработкой технологии производства, обеспечивающей заданные характеристики материалов и т.д.

В эксплуатации снижение интенсивности изнашивания обеспечивается соблюдением регламента технического обслуживания, использованием соответствующих смазочных материалов, применением, так называемых, безыносных режимов эксплуатации машин и т.д.

С.М. Захаровым [179] были предложены принципы прогнозирования ресурса нестационарно-нагруженных подшипников скольжения и способ определения вероятности возникновения задира в подшипниках. В основе принципов лежит отдельное прогнозирование ресурса по видам изнашивания, преобладающего в подшипнике в зависимости от условий работы двигателя в составе машины. Предлагается прогнозировать отдельно ресурс подшипника по усталостной долговечности, по абразивному и кавитационному износу. На рисунке 1.5 представлена принципиальная схема модели прогнозирования ресурса и определения параметров безотказности работы подшипников тепловозных двигателей, предложенная С.М. Захаровым [179].

Разработке методов обеспечения надёжности подшипников коленчатого вала поршневых машин на основе повышения качества контроля их технического состояния посвящены исследования В.И. Игнатенко [186]. В частности, им была предложена вероятностная математическая модель процесса изнашивания подшипников коленчатого вала, параметры которой были получены при обработке статистических данных об износе подшипников в эксплуатации. При этом в модели учитывался начальный участок приработки, на котором наблюдается резкое увеличение скорости изнашивания подшипника.

Для успешного решения задач по повышению ресурса сопряжений и машин важно знать основные виды и механизмы изнашивания.

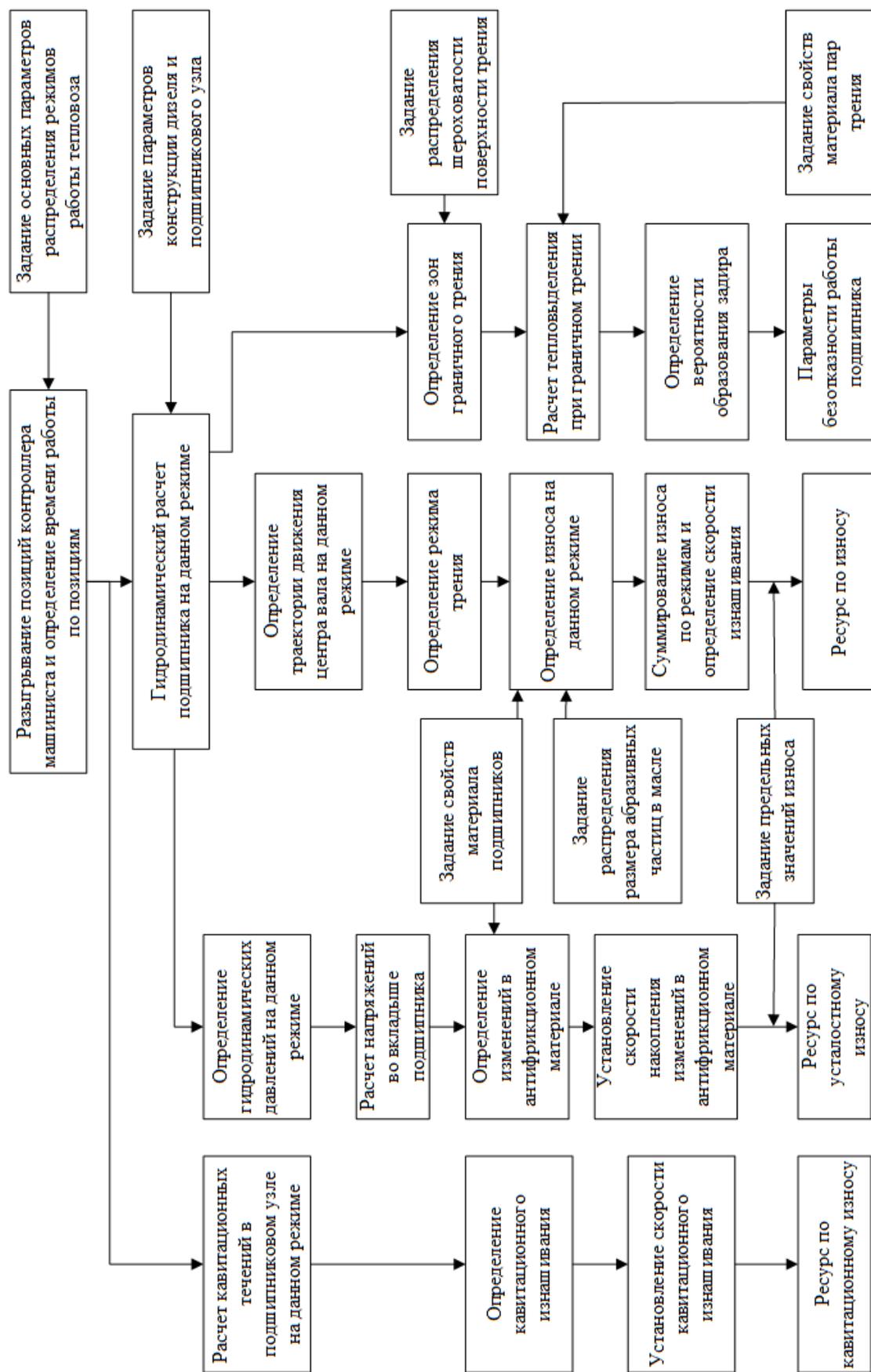


Рисунок 1.5 – Схема модели прогнозирования ресурса и определения параметров безотказности работы подшипников тепловозных двигателей

1.2 Основные виды изнашивания подшипников скольжения

При проектировании подшипника скольжения всегда стремятся к обеспечению его работы в режиме жидкостной смазки. Однако, в периоды пуска и остановки подшипника неизбежно реализуется граничная и полужидкостная смазка. Этот процесс сопровождается износом. Кроме того, при работе подшипника в составе машины могут возникать условия, при которых жидкостный режим смазки будет нарушаться.

В зависимости от того, в составе какой машины работает подшипник скольжения, от её назначения и условий эксплуатации, характеризующихся множеством факторов, в подшипниках преобладают разные виды изнашивания.

Наиболее типичным представителем машин, подшипники скольжения в которых испытывают на себе различные виды изнашивания, являются поршневые двигатели внутреннего сгорания наземных транспортных и технологических машин (автомобилей, тракторов сельскохозяйственного и промышленного назначения, специальной техники, железнодорожного транспорта) а также энергетических комплексов на их базе. Режимы полужидкостного трения в подшипниках ДВС, как правило, возникает в периоды пуска и остановки. Однако, вследствие снижения вязкости масла, ухудшения чистоты поверхностей трения (увеличение шероховатости), изменении геометрии подшипника в результате износа, деформации полужидкостное трение в подшипниках может наблюдаться и в установившемся режиме работы двигателя [126]. Рассмотрим основные виды изнашивания на примере подшипников скольжения поршневых ДВС.

Основными видами изнашивания в подшипниках скольжения являются абразивное, за счёт схватывания (адгезионное) и усталостное [126].

Абразивное изнашивание и износ деталей является следствием попадания в двигатель пыли, а также абразивным действием продуктов износа. Изучению абразивного изнашивания посвящено много работ. Как пишет Н.А. Буше: «Наиболее фундаментальные работы в этой области выполнены М.М. Хрущовым и М.А. Бабичевым, М.М. Тенненбаумом, В.Н. Кашеевым и др.» [126, с. 170].

Исследованиями в области абразивного изнашивания подшипников скольжения коленчатого вала занимались М.А. Григорьев [151], А.Я. Щеголь [311], А.Е. Roach [80] и многие другие исследователи.

Абразивные частицы, попадающие в зазор между поверхностями трения, принято делить на три группы. Первую группу составляют частицы со средним диаметром 1 мкм. Григорьев М.А. [151] отмечает, что частицы такого размера в масле способствуют уменьшению износа. Связывается это с тем, что частицы, «окутанные» присадками в виде поверхностно-активных веществ, в режиме граничного трения улучшают разделяющую способность масла и контактирование поверхностей происходит на меньшем числе участков. Размеры частиц загрязняющих примесей масла в основном 0,5-2 мкм, что сопоставимо с минимальной толщиной смазочного слоя в подшипниках скольжения [150].

В связи с этим, ко второй группе частиц относятся частицы с диаметром меньше минимальной толщины смазочного слоя в подшипнике. Частицы такого размера не приводят к износу, поскольку свободно циркулируют в смазочной системе двигателя.

Третью группу составляют частицы, с диаметром больше минимальной толщины смазочного слоя. Такие частицы и приводят к износу поверхностей трения подшипника, поскольку при попадании в нагруженную область вдавливаются в антифрикционный слой подшипника при одновременном перемещении. Величина износа в этом случае определяется многими факторами, такими как путь трения частицы, твёрдость частицы, поглощающая способность антифрикционного материала, свойства смазочного материала и др.

А.Н. Буше [126] отмечает, что при попадании абразивных частиц между поверхностями трения подшипника их действие не ограничивается микрорезанием и образованием царапин и рисок. При взаимодействии абразивных частиц с поверхностью вала и подшипника возможны локальные вспышки температуры, достигающие величины температуры плавления антифрикционного материала.

Адгезионный износ или схватывание вызвано нарушением режима жидкостной смазки и продолжительной работой подшипника в граничном режиме с

превышением критической температуры на пятнах фактического контакта, при которой происходит разрушение адсорбированного граничного слоя смазки.

Число участков, на которых происходит контактирование, зависит от макро- и микрогеометрии поверхностей трения и от нагрузки. На отдельных участках наблюдается пластическая деформация выступов. Сжимающая нагрузка и одновременное тангенциальное перемещение создают условия для разрушения граничного слоя смазки, разрушение оксидных плёнок. Контактное взаимодействие происходит на чистых ювенильных поверхностях трения, образуются мостики сварки двух металлов за счёт адгезии.

Основной износ в граничном режиме трения происходит за счёт образования и разрушения мостиков сварки. В результате этого на поверхностях трения образуются наросты, подвергающиеся многократному пластическому деформированию, в результате которого частицы могут отделиться от поверхностей трения и действовать как абразив [126].

Усталостное разрушение поверхностей трения подшипников скольжения происходит как при работе в режиме жидкостного трения, так и при граничном. В режиме жидкостного трения разрушение в виде выкрашивания антифрикционного слоя вызвано с циклическим нагружением гидродинамическими давлениями, развиваемыми в смазочном слое. В граничном режиме трения происходит циклическое нагружение микровыступов, которое приводит к образованию трещин. Существование такого вида износа доказал И.В. Крагельский [201, 204]. При этом циклическое нагружение микровыступов может происходить через адсорбированный граничный слой смазки на поверхностях трения.

Ещё одним видом изнашивания подшипников коленчатого вала, который проявляется в связи с ростом нагрузок и скоростей современных ДВС, является кавитационное изнашивание. Существует два вида кавитационного износа вкладышей подшипников скольжения ДВС: образующийся на всей поверхности трения или на её части; локальные повреждения в определённой части поверхности трения вкладыша.

Н.А. Буше подробно исследовал кавитационный износ подшипников коленчатого вала [126]. Установлено, что кавитационный износ на всей или большей части поверхности трения связан с понижением вязкости масла и наличием в нем воды.

Анализ локальных кавитационных повреждений подшипников, выполненный С.М. Захаровым [178], показал, что характер и расположение этих повреждений подчиняются определённым закономерностям: разрушения происходят вблизи от канавки подвода масла; образование кавитационных каверн зависит от скорости масла между шейкой и вкладышем; кавитационные повреждения связаны с расположением каналов в шейке коленчатого вала, по которым масло подаётся к шатунным вкладышам и поршню.

Усталостная прочность подшипников зависит от многих факторов: характера и величины нагрузок; физико-механических свойств антифрикционных сплавов; конструктивных особенностей подшипника; теплового режима; смазочного материала и его способности демпфировать нагрузки. Подробно влияние каждого из этих факторов представлено в работе Буше Н.А.

А. Vencl, A. Ras [94] представили результаты исследования 616 подшипников коленчатых валов, вышедших из строя в результате различных видов изнашивания. Подшипники отработали в высоконагруженных дизелях до капитального ремонта, и собирались в течение двух лет. Общая наработка подшипников составила 3000-5000 часов. Исследования показали, что основными видами изнашивания подшипников коленчатого вала с наиболее распространёнными антифрикционными материалами из свинцовистой бронзы и сплава алюминия с оловом являются абразивное (59,4%, рисунок 1.6), адгезионное (18,9%, рисунок 1.7) и усталостное разрушение поверхности (11,1%). Далее следуют кавитационное изнашивание (6,8%), коррозионное изнашивание (1,6%), эрозионное изнашивание (0,7 %), пластическая деформация (0,9%), трещины (0,6%).

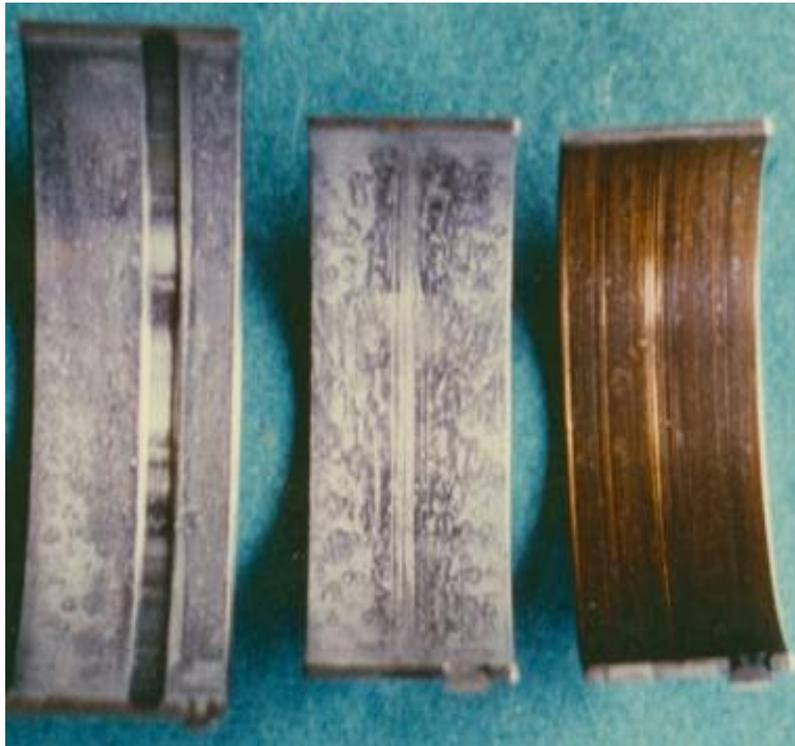


Рисунок 1.6 – Поверхность подшипника при абразивном изнашивании

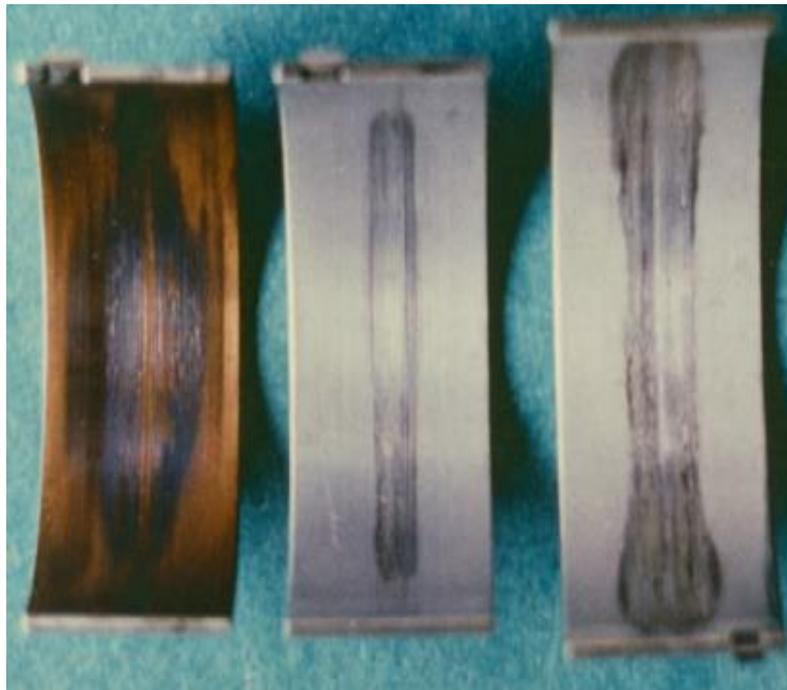


Рисунок 1.7 – Поверхность подшипника при адгезионном изнашивании

Все виды отказов подшипников A. Venci и A. Ras разделили на механические и трибологические. «Дерево механических отказов» подшипников в авторском переводе представлено на рисунке 1.8 «Дерево трибологических отказов»

подшипников, отражающее связь износа с конструктивными, эксплуатационными и технологическими факторами, в авторской интерпретации представлено на рисунке 1.9.

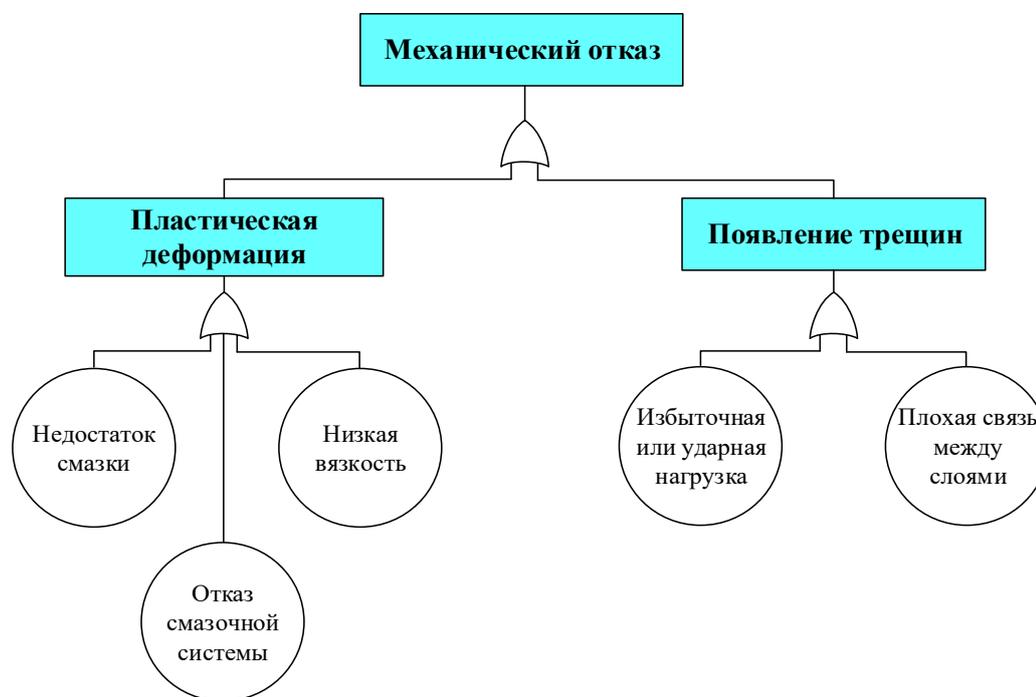


Рисунок 1.8 – Дерево механических отказов подшипника

Согласно Еуге [26] абразивный износ составляет в промышленности 50%, адгезионный – 15%, эрозионный и фреттинг-износ – 8%, коррозионный (химический) износ – 5%. Сравнение экономического влияния различных типов износа также показывает, что абразивный и адгезионный износ имеют наибольшее относительное значение (более 80% всех типов износа) и являются наиболее распространенными типами износа [77].

Захаров С.М. в работе [180] отмечает, что основным видом изнашивания подшипников коленчатого вала двигателей является абразивный, а в случае нарушения режима жидкостной смазки к нему добавляется контактное изнашивание (при граничной смазке).

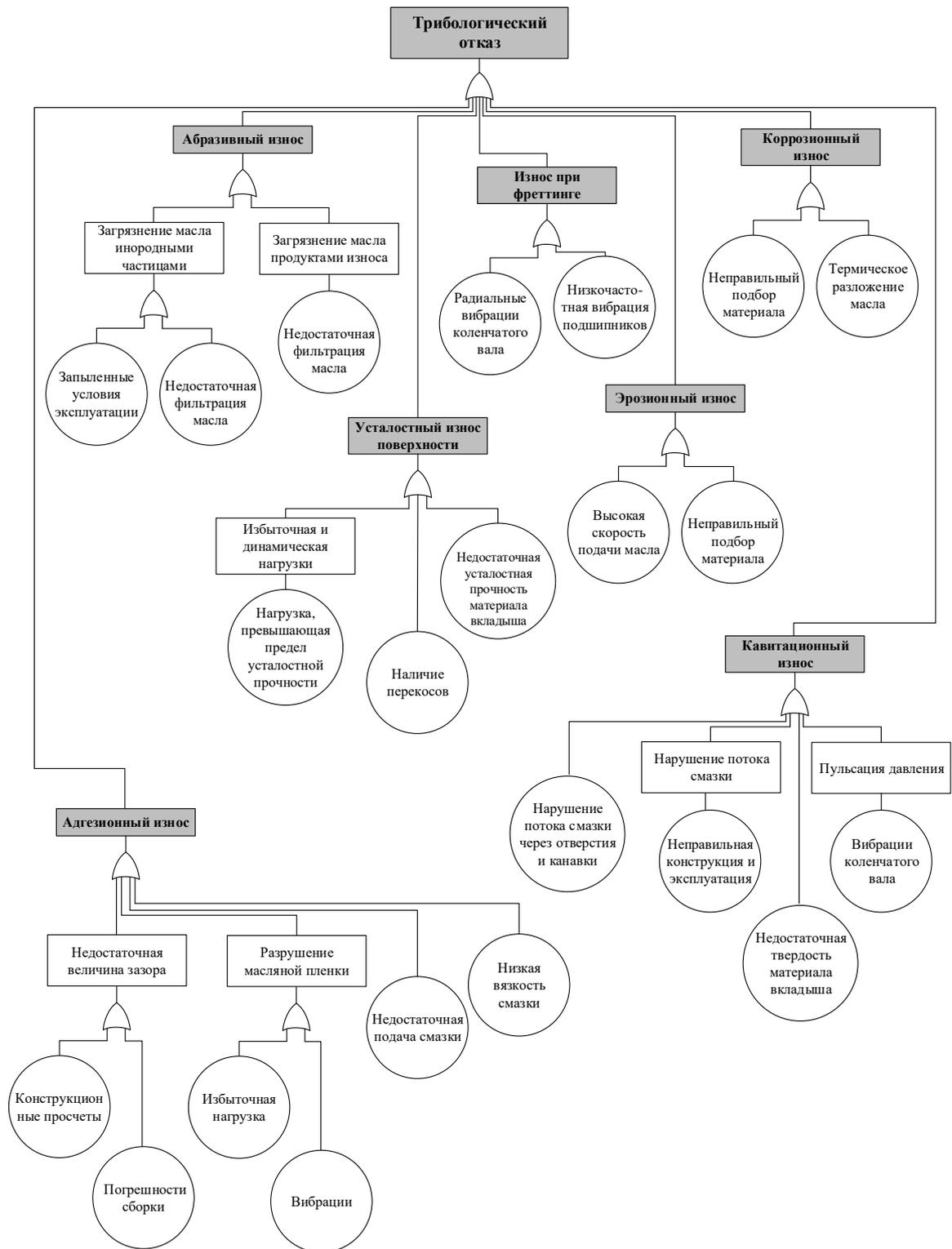


Рисунок 1.9 – Дерево трибологических отказов подшипника

Из рисунка 1.9 видно, что основными причинами абразивного износа являются запылённые условия эксплуатации ПС и недостаточная степень очистки масла. К адгезионному износу приводят ошибки при проектировании подшипника, погрешности изготовления и сборки, перегрузки, нарушение подачи масла,

неправильно подобранный класс вязкости масла. Усталостные разрушения поверхности трения втулки ПС происходят вследствие перегрузок и несоответствия прочностных характеристик материала действующим нагрузкам.

Процесс абразивного изнашивания подшипников является сложным и зависит от большого количества факторов. Например, от количества (концентрации) частиц в масле, размеры которых сопоставимы с минимальной толщиной смазочного слоя. При повышении давления подачи масла в подшипниках коленчатого вала автомобильного двигателя вследствие увеличения расхода и количества циркулирующих частиц имеет место увеличение абразивного износа. Кроме того, находящиеся в зазоре частицы подвергаются дроблению и часть из них теряет свою активность, то есть перестают оказывать абразивное воздействие на поверхности трения подшипника. Подробно процесс абразивного изнашивания описан в работе У.А. Икрамова «Расчётные методы оценки абразивного износа» [187].

Особенностью гидродинамического ПС является то, что в процессе его работы могут одновременно наблюдаться разные виды изнашивания. Сосуществование адгезионного, абразивного и эрозионного видов изнашивания при работе гидродинамического ПС описали Rozeanu и Kennedy [81], разделив условно поверхность подшипника на три области (рисунок 1.10).

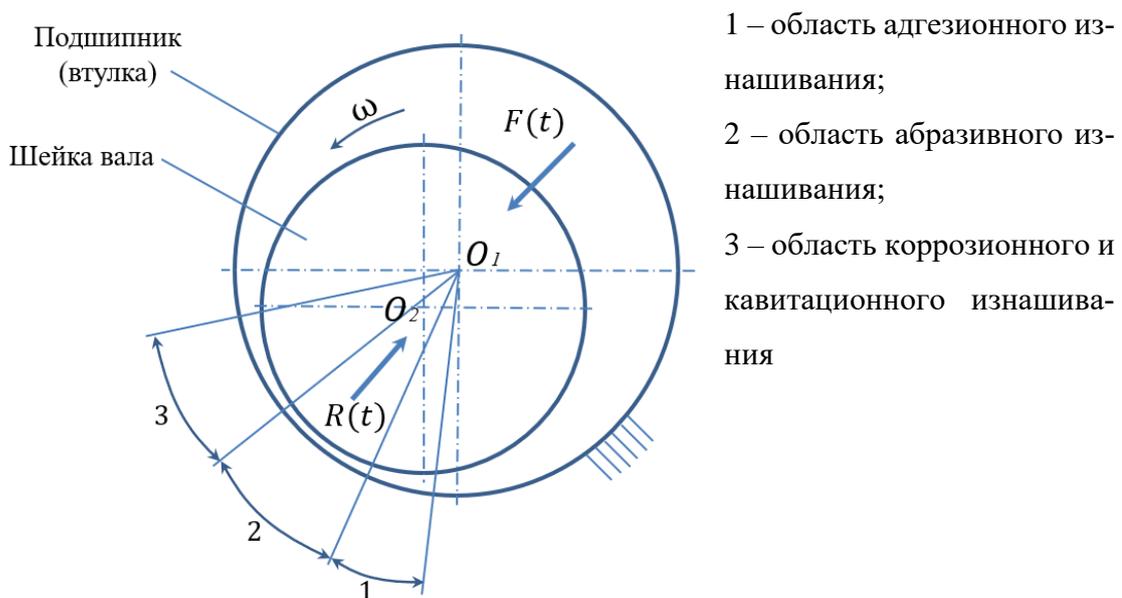


Рисунок 1.10 – Области изнашивания в гидродинамическом ПС

Адгезионное изнашивание (область 1) происходит при трении в граничном режиме смазки во время пуска и останова подшипника и особенно часто встречается в подшипниках, имеющих большие радиальные нагрузки при запуске и остановке машины, например, в турбогенераторах и турбомашинах, которые очень медленно набирают обороты при запуске. Скорость изнашивания в этой области может достигать 3 мкм/ч [52]. Подшипники ДВС подвергаются малым нагрузкам при запуске, а вал сравнительно быстро набирает обороты до появления первых вспышек в цилиндрах. Поэтому этот вид износа не так ярко выражен у подшипников автомобильных двигателей и составляет, как показано выше, не более 20%. Противоизносные присадки, используемые в моторных маслах, обеспечивают хорошую защиту подшипников при пуске.

Скорость абразивного изнашивания (область 2) в зоне минимальных толщин смазочного слоя может достигать 75 мкм/ч.

Коррозионный износ может возникать в связи с продолжительным течением смазки при высоких температурах и скоростях сдвига (область 3) в расширяющейся части зазора. Эта область, как правило, имеет высокую температуру относительно других поверхностей подшипника и областей смазочного слоя вследствие тепловыделений в слое смазки [82]. Поэтому на данном участке подшипник наиболее сильно подвержен химическому воздействию масла вследствие его загрязнения продуктами окисления, водой и др.

Кроме того, непосредственно на выходе из 3 области может происходить износ в результате кавитации или эрозии. Эрозия возникает в области, расположенной после области с минимальной толщиной смазочного слоя, когда в смазочном слое образуются пузырьки газа. Это может привести к деформации и отделению материала с поверхности подшипника.

Усталостные разрушения поверхностей сложнонагруженных ПС, как правило поверхностей втулки или вкладышей, происходят в результате воздействия на антифрикционный материал периодических гидродинамических давлений, которые приводят к появлению в нем усталостных трещин и выкрашиванию

поверхности трения. Вопросам усталостной долговечности посвящены работы Н.А. Ажиппо, Б.К. Балюка [107], Ю.В. Рождественского [260], В. Зернина [218].

В.Н. Прокопьев, В.В. Иванов и др. объяснили форму износа шеек коленчатого вала и расположение зон выкрашивания антифрикционного слоя вкладышей с позиции гидродинамической теории смазки. Авторы пришли к выводу, что повышение ресурса сопряжения коленчатый вал-подшипники автомобильных двигателей должно основываться, «наряду с улучшением защиты от абразивного износа, на более глубоком изучении параметров масляного слоя, создании более совершенных методов расчёта траектории центра шеек коленчатого вала в зазоре и величин гидродинамических давлений» [190].

1.3 Моделирование подшипников скольжения

Фундаментом для анализа условий работы подшипников скольжения является диаграмма Герси-Штрибека (рисунок 1.11), отражающая зависимость коэффициента трения f от безразмерной характеристики режима работы подшипника. Эта характеристика, называемая также числом Герси, представляет собой комплекс параметров $\lambda' = \mu \cdot \omega / p$, где μ – вязкость смазочного материала, ω – угловая скорость вращения вала, p – удельная нагрузка на подшипник. В классическом виде диаграмма Герси-Штрибека представлена на рисунке 1.11 [307].

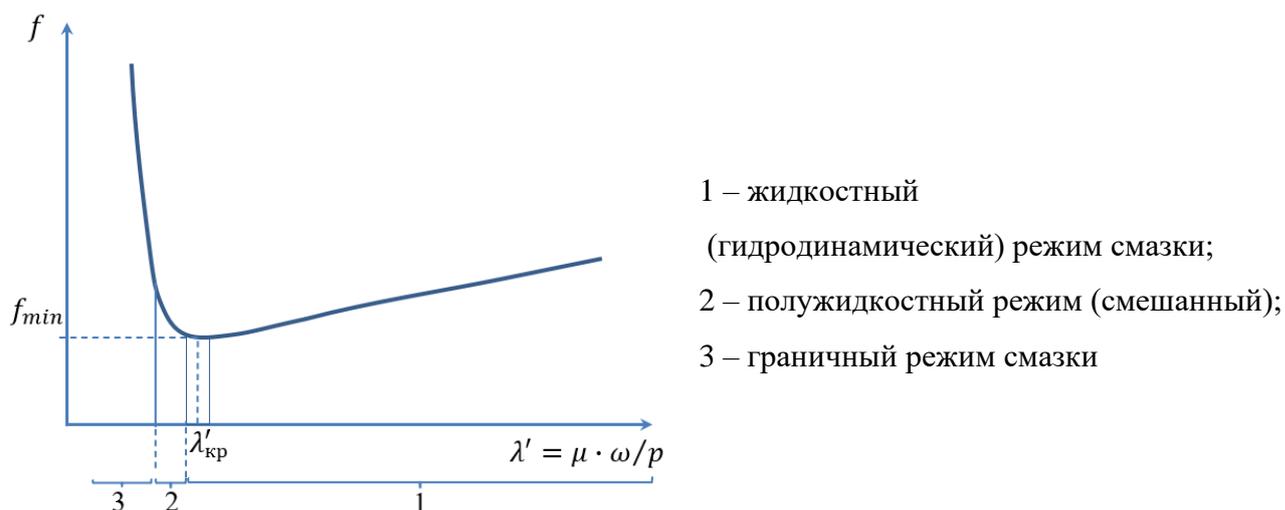


Рисунок 1.11 – Диаграмма Герси-Штрибека

Кратко описать смену режимов смазки в подшипнике можно следующим образом. На диаграмме выделяют три области. Область жидкостной

(гидродинамической) смазки характеризуется разделением поверхностей трения слоем смазочного материала, величина которого значительно превышает высоту микронеровностей. При уменьшении толщины смазочного слоя до величины, сопоставимой с высотой микронеровностей поверхностей трения, коэффициент трения принимает минимальное значение f_{min} в некотором диапазоне критических значений характеристики $\lambda'_{кр}$. Эта точка считается условным переходом от жидкостной смазки к полужидкостной или смешанной, когда происходит контакт по вершинам микронеровностей шейки вала и втулки. Дальнейшее уменьшение характеристики λ' , например, вследствие увеличения нагрузки, приводит к дальнейшему сближению поверхностей трения и к контактированию всё большего числа микровыступов. Это приводит к росту коэффициента трения, повышению температуры и сопровождается упругими и пластическими деформациями контактирующих микровыступов поверхностей трения, а также их изнашиванию и сглаживанию. Длительная работа подшипника в этой области приводит к изменению шероховатости поверхностей трения. При отсутствии факторов, способствующих дальнейшему снижению характеристики подшипника λ' , поверхности трения прирабатываются, и подшипник переходит в область жидкостной смазки с минимальным коэффициентом трения. То есть происходит приработка поверхностей трения.

Под граничным режимом смазки подшипника понимается такой режим, при котором поверхности трения подшипника контактируют через тонкий адсорбированный слой смазочного материала (СМ) с особыми свойствами, происходит упруго-пластическое взаимодействие микронеровностей, сопровождающееся интенсивным тепловыделением, усталостным разрушением поверхностей трения, износом. В определённых условиях (как правило, при достижении критической температуры) адсорбированный слой разрушается, происходит контакт металлических поверхностей, покрытых оксидными плёнками, начинаются процессы схватывания поверхностей трения на фактических пятнах контакта с отделением частиц материала и соответствующими последствиями для подшипника [201].

Необходимо отметить, что диапазон критических значений характеристики $\lambda'_{кр}$ и минимальное значение коэффициента трения f_{min} определяют положение диаграммы Герси-Штрибека относительно начала координат и зависят от большого количества факторов: геометрии подшипника (диаметр, ширина, зазор), качества обработки поверхностей трения (класс шероховатости), наличия загрязнений в смазочном материале (например, абразивных частиц), наличия поверхностно-активных веществ в смазочном материале (природных и искусственно синтезированных противоизносных компонентов), а также наличия покрытий на поверхностях трения ПС и др.

Вопросам изучения и моделирования работы подшипников скольжения посвящено большое количество работ отечественных и зарубежных исследователей. Неоценимый вклад в становление и развитие гидродинамической теории смазки, контактно-гидродинамической теории, механики контактного фрикционного взаимодействия и др., а также и их применения к расчётам подшипников скольжения внесли отечественные и зарубежные инженеры, учёные, исследователи: К.С. Ахвердиев, А.К. Бояршинова, А.Г. Бургвиц, М.К. Ветров, И.Г. Горячева, А.И. Голубев, А. Гросс, К.В. Гаврилов, Л. Гюмбель, Я.И. Драбкин, П. Дюбуа, А.К. Дьячков, Н.Е. Жуковский, Г.А. Завьялов, Е.А. Задорожная, С.М. Захаров, А. Зоммерфельд, Р.Ф. Калимуллин, В. Г. Караваев, А. Кингсбюри, С. Кристенсен, Д.С. Коднир, В.Н. Константинеску, А.В. Корнаев, М.В. Коровчинский, И.В. Крагельский, Н.С. Маляр, Э. Мичелл, М.А. Мукутадзе, А.К. Никитин, Б. Ньюкирк, Н.П. Петров, М.Е. Подольский, О. Пинкус, В.Н. Прокопьев, О.И. Рабецкая, Ю.В. Рождественский, О. Рейнольдс, В.К. Румб, Л.А. Савин, Б.М. Силаев, Ф.П. Снеговский, И.А. Солдатенков, А. Стодола, В.И. Суркин, Б. Тауэр, И.А. Тодер, И.Я. Токарь, Т. Тейлор, К. Тондер, Н.Н. Типей, П.П. Усов, Х. Хан, М.Г. Ханович, Дж. Хейс, Н.А. Хозенюк, С.А. Чаплыгин, Г. Якобсон, С.А. Янковский, T.W. Bates, G. Buker, D.R. Chen, H.G. Elrod, L. Floberg, P.K. Goenka, B.A. Gecim, S.D. Gulwadi, H.K. Hirani, M. Kandeва-Ivanova, F.W. Ocvirk, R.S. Paranjpe, J. Schibel, W. Stieber, H.W. Swift, A. Vencl и многие другие.

Всё многообразие исследовательских работ условно можно разделить на две группы. К первой группе относятся исследования, рассматривающие ПС в жидкостном режиме трения, основанные на гидродинамической теории смазки и её приложении к решению практических задач. Ко второй группе относятся исследования, в которых рассматриваются различные аспекты работы ПС в смешанном и граничном режиме смазки.

1.3.1 Моделирование подшипников скольжения при жидкостной смазке

Чтобы понять масштабы исследований в области гидродинамической смазки достаточно сказать, что сегодня число работ в этой области превышает 70 тыс.

Обстоятельный обзор работ в области гидродинамической теории смазки с делением на этапы развития и рассмотрением тенденций представлен в работе С.М. Захарова [176].

Динамически нагруженным (нестационарно-нагруженным, сложнонагруженным) подшипникам скольжения посвящены работы М.К. Ахтямова, А.Г. Бургвица, М.К. Ветрова, А.К. Дьячкова, С.М. Захарова, С.В. Куцаева, М.В. Коровчинского, П.И. Орлова, В.Н. Прокопьева, Ю.В. Рождественского, И.Я. Токаря, А.Е. Языкова и других. Характерным для всех работ является исследование подшипников в жидкостном режиме трения. Результатом расчёта подшипника является траектория движения центра шипа в подшипнике, также набор так называемых гидромеханических характеристик (ГМХ) подшипника, к которым относятся: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя $h(t)_{min}$ и максимального гидродинамического давления $p(t)_{max}$, а также их экстремальные $inf h_{min}$, $sup p_{max}$ и средние h_{min}^* , p_{max}^* за цикл нагружения $t_{ц}$ величины, эффективная температура смазочного слоя $T_э$, мгновенные и средние потери мощности на трение $N(t)$, N^* ; расходы СМ $Q_B(t)$, Q_B^* . На основе анализа этих характеристик делается вывод о работоспособности подшипника, о влиянии конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов на его работоспособность.

Развитие исследований первой группы происходило в направлении учёта наиболее значимых факторов, влияющих на работоспособность подшипников:

неизотермичности течения смазки; неньютоновских свойств смазочных материалов; несоосности шипа и подшипника; учёт разрыва масляной плёнки; учёт деформации поверхностей трения; отклонения поверхностей трения от правильной цилиндрической формы и др.

Эти направления применительно к сложнонагруженным подшипникам скольжения поршневых машин развивались научным коллективом кафедры «Автомобильный транспорт» Челябинского политехнического института (ныне Южно-Уральского государственного университета) под руководством В.Н. Прокопьева [247].

Так, Ветровым М.К. разработана математическая модель сложнонагруженной опоры жидкостного трения многоопорного вала, позволяющая учитывать взаимосвязь нагрузок, действующих на коренные подшипники коленчатого вала поршневых машин, с векторами перемещений и скоростей движения коренных шеек [132].

Анисимов В.Н. [110] разработал эффективный алгоритм численного интегрирования обобщенного уравнения Рейнольдса для давлений в смазочном слое сложно-нагруженных опор с источниками смазки на поверхности шипа и подшипника и исследовал влияние источников смазки на характеристики смазочного слоя, температуру подшипника и другие гидродинамические параметры, характеризующие нагруженность опор скольжения.

Караваев В.Г. исследованием способов осреднения значений вязкости и температуры в смазочном слое сложнонагруженных опор трения доказал возможность использования гипотезы об изотермичности теплового режима смазки, упрощающей расчеты [194].

Бояршиновой А.К. был разработан метод гидродинамического и теплового расчётов опор с плавающими невращающимися втулками, его алгоритмическое и программное обеспечения [123].

Разработке метода теплового и гидродинамического расчёта сложнонагруженных опор скольжения с некруглым шипом посвящена работа Ахтямова М.К. [115].

Фишером А.С. была уточнена методика теплового расчета многослойных подшипников скольжения путем использования диссипативной функции рассеивания энергии и учетом доли жидкости в зоне кавитации смазочного слоя [300].

Рождественским Ю.В. разработаны методы расчета поля гидродинамических давлений в слое смазки сложнонагруженных опор различных типов с учетом реальной пространственной геометрии смазочного слоя, доказана возможность использования для решения задач динамики сложнонагруженных опор скольжения двигателей внутреннего сгорания системы усеченных уравнений движения подвижных элементов системы (уравнений равновесия) [260].

Родин С.С. разработал методику расчета мгновенных деформаций поверхности трения кривошипной головки шатуна от инерционных нагрузок, программно реализовал метод решения упруго-гидродинамической задачи смазки шатунных подшипников, позволяющий проводить многовариантные исследования влияния деформаций кривошипной головки шатуна на ГМХ шатунного подшипника [259].

Хозенюк Н.А. развила разработанную С.С. Родиным методику, разработав математическую модель смазочного слоя, разделяющего упругоподатливые поверхности трения шейки вала и подшипника, позволяющую впервые одновременно учесть факторы, существенно влияющие на ГМХ сложнонагруженных подшипников: сохранение массы смазки как на границах разрыва слоя, так и на границах его восстановления; конструкционную упругость подшипника, в том числе при воздействии гидродинамических, инерционных и тепловых факторов; источники смазки на поверхности шипа и подшипника [303].

Разработке методов расчёта сложнонагруженных ПС поршневых и роторных машин с учётом неньютоновских и противоизносных свойств смазочных материалов посвящены исследования Задорожной Е.А. [170], Мухортова И.В. [222], автора [208].

Упомянутые работы представляют закономерное развитие исследований, проводимых В.Н. Прокопьевым и отражают запросы практики. Оценка износостойкости и долговечности ПС в упомянутых исследованиях предполагалась исключительно на основе анализа расчётных ГМХ, траекторий центра движения шейки вала

в зазоре. Задача расчётной оценки скорости изнашивания поверхностей трения ПС и его ресурса в этих исследованиях не ставилась. В отличие от исследований А.А. Дойкина [162] и К.В. Гаврилова [136].

Исследования Дойкина А.А. посвящены разработке математической модели смазочного слоя в сопряжении с поступательным движением шипа, учитывающей профиль направляющей поверхности (юбки) поршня и степень заполнения зазора в сопряжении смазочным материалом на основе алгоритма сохранения массы [162], предложена расчетно-экспериментальная методика профилирования образующей поршня с использованием гидродинамической теории смазки и энергетического подхода к оценке изнашивания элементов, позволяющая прогнозировать ресурс трибосопряжения «поршень - цилиндр» ДВС на стадии проектирования.

Гавриловым К.В. [136] разработана методика расчетной оценки ресурса сложнонагруженных ПС на основе экспериментального определения линейной интегральной интенсивности изнашивания, а также применения метода оценки изменения микрорельефа поверхности трения при эксплуатации ДВС.

За рубежом развитие исследований в области моделирования динамически нагруженных подшипников скольжения, работающих при жидкостной смазке, связано с работами G. Buker, D. Holland, T. Bates, F. Ocvirk, X. Хана, Д. Кэмпбэла, Д. Росса, Г. Ричи и др. Обзор работ этих исследователей представлен в [33].

В настоящее время большое количество работ зарубежных исследователей таких как O. Taylor [90], G. Offner, O. Knaus [67], K. Kalogiannis, P. Desai [48], N. Marx, L. Fernandez, F. Barcelo [58], посвящено уточнению существующих моделей и методов расчёта для дальнейшего снижения механических потерь в сопряжениях машин, в частности, в шатунных и коренных подшипниках коленчатого вала ДВС за счёт применения маловязких моторных масел, заметен всплеск интереса к исследованиям реологического поведения масел, который связан с появлением новых классов вязкости масел, изменением их состава.

1.3.2 Критерий перехода между жидкостной и граничной смазкой

Среди ГМХ подшипника минимальная толщина смазочного слоя является основной. Она определяет, какой режим смазки преобладает в подшипнике. По расчётной величине минимальной толщины смазочного слоя косвенно оценивают надёжность гидродинамических подшипников скольжения. В связи с этим принципиальным моментом для оценки ресурса и моделирования изнашивания ПС является обоснование критерия перехода от жидкостного (гидродинамического) режима смазки к граничному.

Профессор Ленинградского Политехнического института А.К. Зайцев в 1947 году писал, что «толщина масляной прослойки в самом узком месте в подшипнике (между цапфой и вкладышем) должна быть больше суммы неровностей вкладыша Δ_v , цапфы $\Delta_{ц}$ и половины максимальной величины ξ_{\max} стрелки прогиба цапфы под нагрузкой» [174, с.81].

Эти же представления сегодня лежат в основе ГОСТ ИСО 7902-3-2001 [140], который для стационарно-нагруженных подшипников скольжения устанавливает учет при расчёте допустимой критической толщины смазочного слоя h_{lim} сумму высот неровностей (R_z) поверхности скольжения вала и подшипника при идеальном расположении, т.е. при отсутствии перекоса, смещение по длине подшипника, средний прогиб и эффективную волнистость. Также в [140] указаны эмпирические значения минимально допустимой толщины смазочного слоя. Например, для диаметра вала от 24 мм до 63 мм, при скорости скольжения вала менее 1 м/с минимально допустимая толщина смазочного слоя равна 3 мкм.

Приближенно возможность реализации жидкостного или граничного режима смазки в статически нагруженном подшипнике оценивают по критерию λ [294]

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{R_{a_1}^2 + R_{a_2}^2}}, \quad (1.7)$$

где h_{min} – минимальная толщина смазочного слоя, мкм; R_{a_1}, R_{a_2} – параметры шероховатости контактирующих поверхностей трения, мкм.

При $\lambda > 3$ режим трения жидкостный, при $1 < \lambda < 3$ режим трения условно считается смешанным, и при $\lambda < 1$ – граничным.

Захаров С.М. [179] отмечает, что критерий, определяемый по формуле (1.7) используется для деталей, работающих в условиях контактно- гидродинамической смазки (подшипники качения, зубчатые передачи и пр.) с высокой чистотой обработки поверхностей (в пределах 10-12 классов). То есть для подшипников скольжения с чистотой поверхности, соответствующей 10-12 классу, критическая толщина смазочного слоя определяется как $\sqrt{R_{a_1}^2 + R_{a_2}^2}$.

Для динамически нагруженных подшипников скольжения предложен аналогичный критерий, описанный в работах [127, 179, 294]

$$\lambda = \frac{H_{min}}{h_{кр}} = \frac{H_{min}}{R_{z_1} + R_{z_2}}, \quad (1.8)$$

где H_{min} – наименьшая за цикл нагружения подшипника толщина смазочного слоя, мкм; R_{z_1}, R_{z_2} – параметры R_z шероховатости поверхностей трения по ГОСТ 2789-73, мкм.

При этом С.М. Захаров и И.А. Буяновский в работе [182] отмечают, что для динамически нагруженных подшипников «значения критерия λ для перехода от одного режима к другому будут иными». Например, для подшипников тепловозных дизелей критерий $\lambda \geq 1,5$ соответствует жидкостной смазке и показывает запас по несущей способности. В работе [127] жидкостному режиму смазки соответствует $\lambda \geq 1$, а также описан критерий степени нарушения режима жидкостной смазки как отношение протяжённости цикла нагружения подшипника, на котором $\lambda < 1$, к продолжительности цикла нагружения. Возможность схватывания и задира появляется при $\lambda \leq 0,75$, а при $\lambda \leq 0,5$ следует ожидать схватывания всего подшипника и полного выхода его из строя [179]. Критическая толщина смазочного слоя для конкретного подшипника рассматривается как случайная величина ввиду разброса значений параметров шероховатостей.

Сумма параметров шероховатостей контактирующих поверхностей в формулах (1.7) и (1.8) является величиной допустимой критической толщины смазочного слоя, но без учёта перекоса оси вала, изгиба шейки, отклонений от правильной

цилиндрической формы (эллипсности, конусности, седлообразности и прочих). Формула (1.8) в этом случае имеет вид

$$\lambda = \frac{h_{min}}{h_{lim}}. \quad (1.9)$$

Известно, что если погрешности формы не выходят за пределы допусков размеров, то при определении h_{lim} их можно не учитывать. Величина запаса по несущей способности λ может колебаться в широких пределах от 1,1 до 20 [51]. Однако чрезмерное увеличение λ приводит к излишним потерям мощности на трение в подшипнике скольжения.

Очевидно, что минимальная толщина смазочного слоя определяет требования к чистоте обработки поверхностей трения. Чем выше удельные нагрузки на подшипник и меньше расчётное значение h_{min} , тем выше требования к классу чистоты поверхностей трения. При определении h_{lim} речь идёт о приработанных поверхностях трения [134].

Паллей З.С. называл критерий λ (по формуле (1.9)) «коэффициентом надёжности подшипника» и считал, что это грубое приближение, поскольку минимальная толщина смазочного слоя h_{min} связана с характеристикой режима работы подшипника $\lambda' = \mu \cdot \omega / p$ [231]. Надёжность работы подшипника с точки зрения З.С. Паллея характеризует «коэффициент надёжности» в виде отношения характеристики λ' к её критическому значению $\lambda'_{кр}$, при котором коэффициент трения является минимальным и начинается смена режима смазки в подшипнике с жидкостного на граничный. Величина коэффициента надёжности подшипника колеблется в пределах 1,5-6.

В работе [65] представлена методика расчёта по определению перехода между жидкостной и граничной смазкой на основе измерений шероховатостей поверхностей трения вала и подшипника. В результате была получена зависимость минимальной толщины смазочного слоя и его грузоподъёмности в зависимости от чистоты обработки поверхностей трения. Н.А. Буше [126] перевёл эти данные из дюймовой системы в метрическую. Удобнее пользоваться этими данными в графическом виде (рисунок 1.12).

Интересно отметить, что А.К. Зайцев ещё в 1947 году отмечал аналогичные значения критической толщины смазочного слоя для разных сочетаний обработки поверхности шейки и подшипника: 8 мкм при шлифованной шейке и развернутом подшипнике; 5 мкм при шлифованной шейке и расточенном подшипнике; 1 мкм при суперфинишированных шейке и подшипнике [174, с. 171].

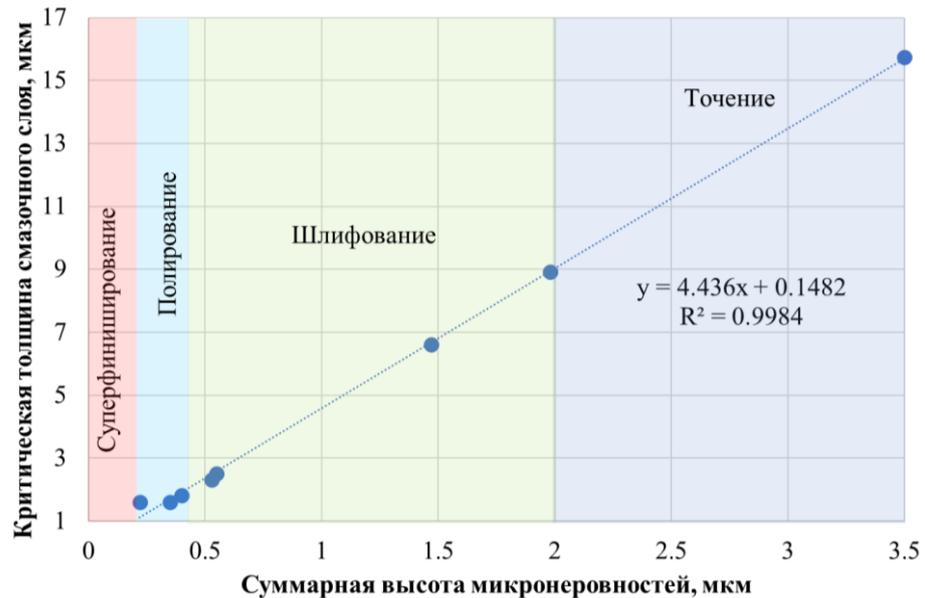


Рисунок 1.12 – Зависимость критической толщины смазочного слоя в подшипнике от чистоты обработки его поверхностей (при чистоте обработки втулки 0,2 мкм)

Известно, что шероховатость поверхностей трения меняется по мере увеличения наработки подшипника [179], и может как увеличиваться так и уменьшаться. Кроме того, процесс формирования микрорельефа на поверхностях трения ПС зависит от режима работы подшипников и машины, качества фильтрации, химической активности смазочного материал, материалов поверхностей трения подшипника.

В пользу этого свидетельствуют данные, приведённые в работе [52]. В частности, показано, что на температуру перехода между режимами смазки влияет тип антифрикционного материала вкладыша (рисунок 1.13). А также хорошо прослеживается зависимость характеристик трения от содержания различных

компонентов в одном типе антифрикционного сплава (рисунок 1.14). Всё это говорит о необходимости обоснования критического значения толщины смазочного слоя в ПС с учётом специфики работы машины, условий эксплуатации, применяемых материалов.

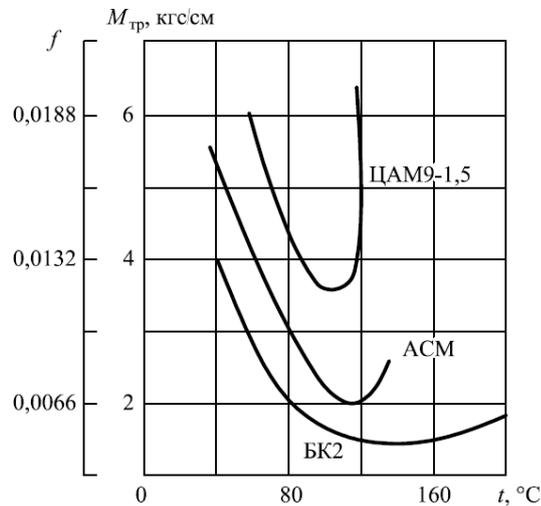


Рисунок 1.13 – Зависимость момента и коэффициента трения от температуры дизельного масла Д1 при трении по мягкой стали (НВ 150)

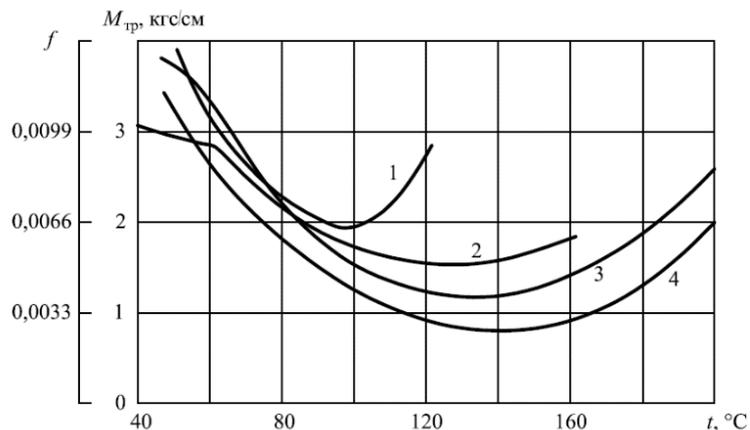


Рисунок 1.14 – Зависимость момента трения от температуры дизельного масла М12В при испытании по мягкой стали алюминиевых сплавов, содержащих, кроме олова, 1% Cu и 1% Ni: 1 – 2,5% Si без олова; 2 – 2% Si и 3% Sn; 3 – 2% Si и 9% Sn; 4 – 2,5% Si и 12% Sn

В работе Ю.В. Рождественского [260] собраны и систематизированы данные о значениях критической толщины смазочного слоя в подшипниках коленчатого вала ДВС в зависимости от типа материала вкладыша и степени форсирования двигателя.

1.3.3 Моделирование работы подшипников скольжения при полужидкостной (смешанной) и граничной смазке

Исследованиями работы подшипников с учётом перехода между жидкостным и граничным режимом трения посвящены работы А.К. Зайцева, В.А. Воскресенского [134] и др.

Одна из первых попыток рассчитать коэффициент трения в подшипнике скольжения при полужидкостном режиме трения принадлежит А.К. Зайцеву, который в своей работе [174] предложил модель полужидкостного трения, основываясь на размышлениях Боудена Ф.П. и других о граничной смазке. Этот подход используется и в более поздних работах [294, 255, 34]. А.К. Зайцев предположил, что в случае недостаточной толщины смазочного слоя для обеспечения жидкостного трения коэффициент трения определяется как

$$f_{пж} = f_{ж} + f_{тв}, \quad (1.10)$$

где $f_{пж}$ – коэффициент полужидкостного трения; $f_{ж}$ – коэффициент жидкостного трения; $f_{тв}$ – коэффициент твердого трения.

Применение этой гипотезы для подшипников маслоиспытательных машин позволило А.К. Зайцеву и его сотрудникам получить полуэмпирическую формулу для расчёта коэффициента трения при полужидкостном режиме:

$$f_{пж} = \frac{6,28 \cdot \mu \cdot v}{\psi \cdot d \cdot p} + 0,035 \cdot \psi^3 \frac{d \cdot p}{\mu \cdot v}, \quad (1.11)$$

где v – скорость, м/с; p – удельная нагрузка, кг/м²; ψ – относительный зазор в подшипнике; μ – вязкость масла, кг·с/м²; d – диаметр шейки вала, м.

Первое слагаемое в формуле (1.11) представляет собой известную формулу Н.П. Петрова для коэффициента жидкостного трения. Обозначая комплекс $\frac{\mu \cdot v}{p} = x$,

множители $\frac{6,28}{\psi \cdot d} = A$ и $0,035 \cdot \psi^3 d = B$, Зайцев предложил

$$f_{пж} = A \cdot x + \frac{B}{x}. \quad (1.12)$$

Таким образом, по Зайцеву изменение коэффициента полужидкостного трения представляет собой кривую, ординаты которой – это сумма прямой для коэффициента жидкостного трения и гиперболической кривой величины коэффициента

твёрдого (граничного) трения в функции характеристики подшипника. Такой подход находится в рамках представлений о контактом взаимодействии шероховатых поверхностей и, как будет показано далее, получил широкое распространение при расчёте износа узлов трения, в том числе подшипников скольжения.

Широкое распространение при моделировании контактного взаимодействия поверхностей трения ПС получила модель Гринвуда-Триппа [34, 73, 74]. Принцип модели заключается в том, что контактное давление полагается как функция расстояния между случайными шероховатыми поверхностями, а в задачах со смазкой – в функции толщины смазочного слоя (рисунок 1.15).

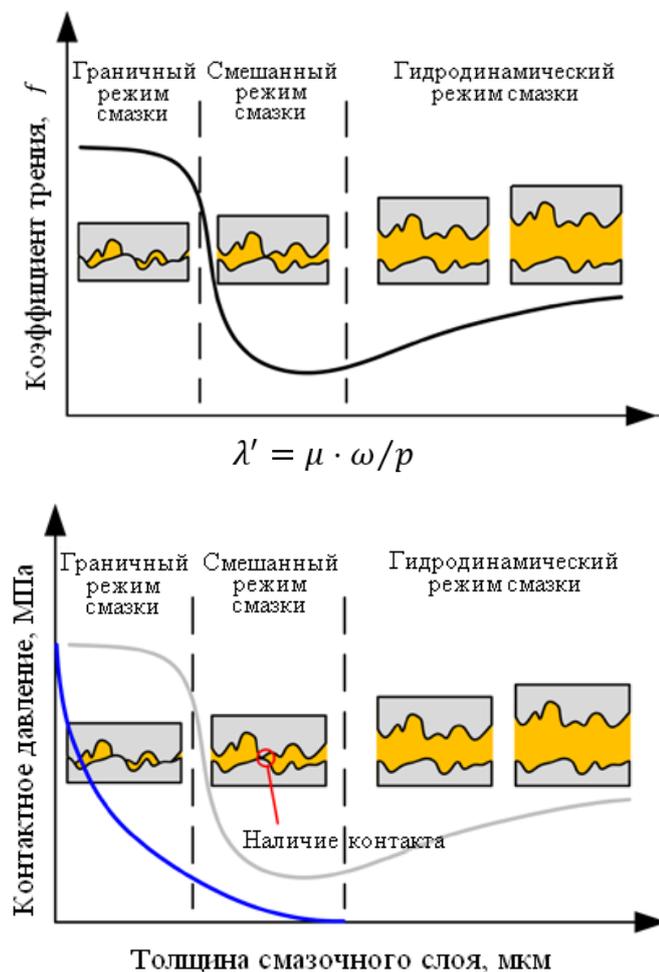


Рисунок 1.15 – Принцип контактной модели Гринвуда-Триппа применительно к задачам смазки [15]

Эта теория используется в работах многих зарубежных исследователей, основана на контакте двух номинально плоских, случайно шероховатых

поверхностей. Контактное давление p_a определяется произведением коэффициента упругости K , составного модуля упругости E^* и функции вида $F_{5/2}(H_S)$:

$$p_a = K \cdot E^* \cdot F_{5/2}(H_S), \quad \text{Н/мм}^2, \quad (1.13)$$

$$H_S = \frac{(h - (\bar{R}_{z1} + \bar{R}_{z2}))}{\sigma_S}, \quad (1.14)$$

$$E^* = \left(\frac{(1-v_1^2)}{E_1} + \frac{(1-v_2^2)}{E_2} \right)^{-1}, \quad (1.15)$$

где H_S – параметр безразмерного зазора (безразмерная толщина смазочного слоя); h – расчётная толщина смазочного слоя, мкм; $\bar{R}_{z1}, \bar{R}_{z2}$ – средние значения высот микронеровностей поверхностей шейки вала и втулки, мкм; $\sigma_S = \sqrt{\sigma_{S1}^2 + \sigma_{S2}^2}$ – приведённое среднее квадратическое значение шероховатости микронеровностей шейки вала и втулки, мкм; σ_{S1}, σ_{S2} – среднее квадратическое отклонение микронеровностей, мкм; ν_i – коэффициенты Пуассона; E_i – модули упругости поверхностей трения ПС.

Функция $F_{5/2}(H_S)$ вида:

$$\begin{cases} F_{5/2}(H_S) = 4,4086 \cdot 10^{-5} (4 - H_S)^{6,804}, & \text{при } H_S < 4 \\ 0, & \text{при } H_S \geq 4 \end{cases}. \quad (1.16)$$

Величина коэффициента упругости определяется следующим образом:

$$K = \frac{16 \cdot \sqrt{2} \cdot \pi}{15} \cdot (\sigma_S \cdot \bar{\beta}_S \cdot \eta_S)^2 \cdot \sqrt{\frac{\sigma_S}{\bar{\beta}_S}},$$

где $\bar{\beta}_S$ – средний радиус вершин; η_S – плотность вершин.

Параметр H_S имеет тот же физический смысл, что и критерий λ , определяемый по формулам (1.7)-(1.9).

Решение гидродинамической задачи для подшипника скольжения с учётом шероховатостей поверхностей трения совместно с контактной моделью Гринвуда-Триппа позволяет моделировать работу подшипника при смешанной смазке и получить с приемлемой точностью расчётным путём диаграмму Штрибека (рисунок 1.16) [85].

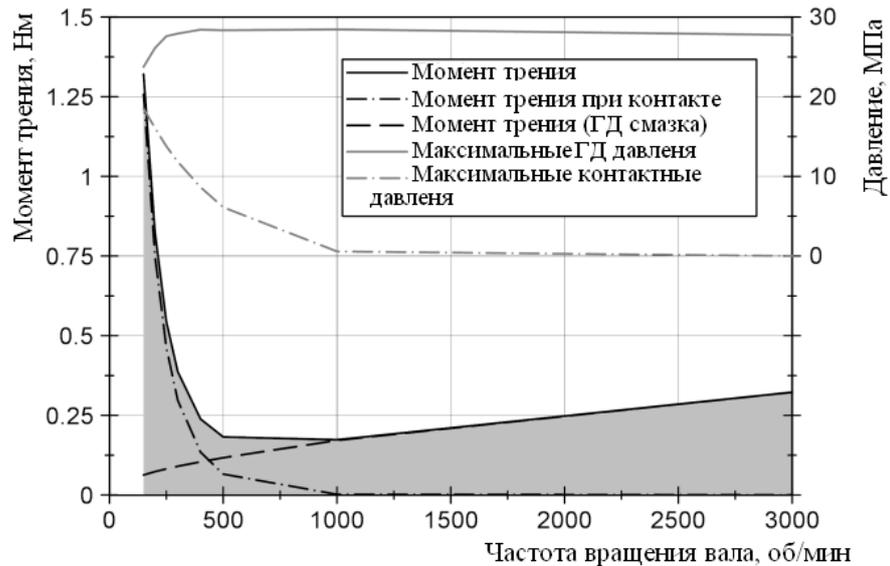


Рисунок 1.16 – Расчётная диаграмма Штрибека для подшипника скольжения, полученная на основе решения гидродинамической и контактной задач

Конвеем-Джонсом и Годжоном [23] была рассмотрена вероятность контактирования поверхностей трения подшипника коленчатого вала за цикл нагружения. Они закономерно предположили, что взаимодействие неровностей поверхностей трения увеличивает момент трения в подшипнике. Для доказательства этого авторы представили сравнение результатов расчёта момента трения с результатами экспериментальных исследований (рисунок 1.17). С увеличением температуры подшипника расчётный момент трения и минимальная толщина смазочного слоя падают в соответствии с гидродинамической теорией. Однако, при расчётной толщине смазочного слоя равной 1,2 мкм наблюдалось увеличение измеренного момента трения, что объясняется взаимодействием микронеровностей поверхностей трения подшипника. В эксперименте параметры шероховатости R_a приработанных поверхностей вала и вкладыша составляли 0,35 и 0,26 мм, соответственно. Работа Конвея-Джонса и Годжона интересна также результатами измерений тепловых потоков по коленчатому валу двигателя. Они разработали метод расчёта тепловыделения в подшипниках коленчатого вала с учётом контактного взаимодействия поверхностей трения и показали, что температура шатунного

подшипника бензинового двигателя с увеличением частоты вращения с 3000 мин^{-1} до 6000 мин^{-1} растёт со $120 \text{ }^\circ\text{C}$ до $180 \text{ }^\circ\text{C}$.

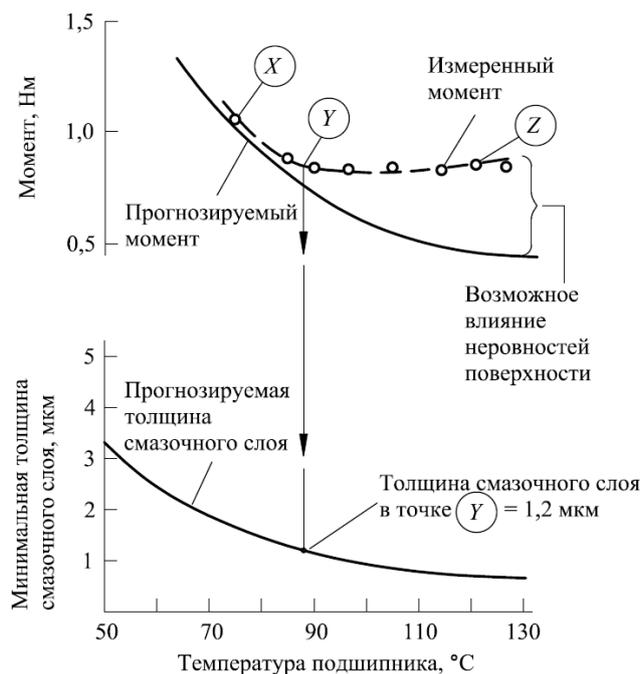


Рисунок 1.17 – Влияние взаимодействия поверхностей трения на момент трения подшипника ДВС

Поскольку в реальных условиях подшипники всегда работают с нарушением жидкостного режима смазки, при больших нагрузках, а также в режимах пуска и остановки, когда режим меняется от граничного к жидкостному, то представляется целесообразным рассмотреть модели процесса граничной смазки. Математически этот режим трудно описать правильно, поскольку формирование граничного слоя за счет добавок типа дитиофосфата цинка или комплексов на основе молибдена связано со множеством неоднородно упорядоченных слоев и до сих пор не до конца изучено [73].

Граничная смазка является самостоятельным направлением исследований, которому посвящено большое количество работ отечественных и зарубежных учёных, таких как У.Б. Харди, Ф.П. Боуден, А.С. Ахматов, П.А. Ребиндер, Б.В. Дерягин, М.М. Хрущов, И.В. Крагельский, И.А. Буяновский и др. В рамках данного обзора не представляется возможным описать всю глубину процесса граничной смазки. Поэтому ограничимся основными представлениями, изложенными в

работе [128]. Обстоятельный обзор развития исследований, посвящённых граничной смазке, представлен И.А. Буяновским в работе [128].

Основателем учения о граничной смазке считается У.Б. Харди. Граничным слоем он назвал тонкий слой смазки (рисунок 1.18), который не выдавливается под действием высоких давлений и играет основную роль при разделении контактирующих поверхностей при их относительном перемещении. На основании экспериментов с нагруженным ползуном по плоской пластине при смазке чистыми химическими соединениями (гомологические ряды парафинов и соответствующих спиртов и жирных кислот) он установил, что поверхности металлов обладают способность адсорбировать за счёт сил Ван-дер-Ваальса полярные молекулы смазки.

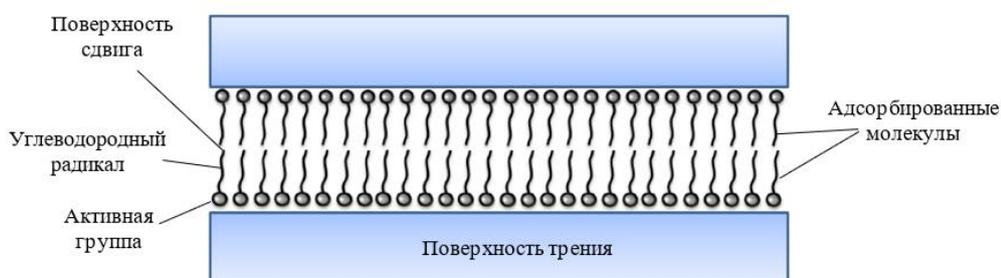


Рисунок 1.18 – Модель контакта при граничной смазке согласно У.Б. Харди

Работе [128, с. 241] описывается модель Боудена, учитывающая непосредственный металлический контакт отдельных микронеровностей, локализованный адсорбированными молекулами смазочного материала (рисунок 1.19).

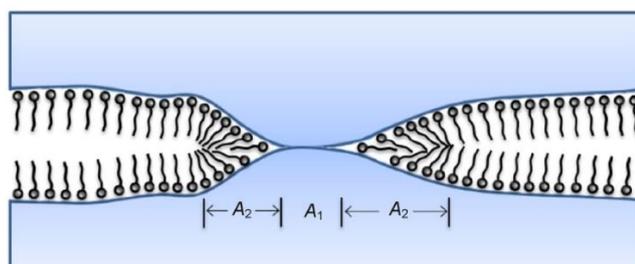


Рисунок 1.19 – Модель контакта при граничной смазке по Боудену [47]

Согласно Боудену сила трения F в граничном режиме смазки определяется формулой:

$$F = A \cdot [\alpha \cdot \tau_m + (1 - \alpha) \cdot \tau_{cm}], \quad (1.17)$$

где A – суммарная площадь контакта, воспринимающая нагрузку; α – доля металлического контакта; τ_m, τ_{cm} – удельные сдвиговые сопротивления соответственно на участке металлического контакта и на полностью смазанном участке поверхности.

«Такая модель удовлетворительно объясняет как наличие изнашивания трущихся тел в процессе граничной смазки даже до разрушения граничного слоя, так и фрикционный перенос частиц металла с одной поверхности трения на другую при граничной смазке» пишет И.А. Буяновский [128].

В более привычном виде модель Боудена может быть записана через коэффициент трения при граничной смазке f_m [294]

$$f_m = \alpha_m \cdot f_m + (1 - \alpha_m) \cdot f_c, \quad (1.18)$$

где f_m, f_c – коэффициенты трения соответственно при чисто металлическом контакте и контакте через неповреждённую граничную плёнку; суммарная площадь контакта, несущая нагрузку; α_m – доля металлического контакта.

А.С. Ахматовым [114] была предложена модель структурированного граничного слоя, согласно которой в результате хемосорбции молекул поверхностно-активных веществ (ПАВ) на поверхности металла и последующей адсорбции нескольких слоев ПАВ или других компонентов масла образуется полимолекулярный слой, имеющий кристаллическую структуру, подобен квазикристаллическому и квазитвёрдому телу, обладающим упругостью и несущей способностью. Слой выдерживает при умеренных температурах значительные нормальные нагрузки до 10^4 МПа [294].

Б.В. Дерягиным было показано, что вязкость граничного слоя, непосредственно прилегающего к поверхностям трения, значительно отличается от вязкости в объёме смазочного слоя. С помощью разработанного Дерягиным «метода

сдувания» [158, 108] получены результаты, свидетельствующие о наличии отчетливой границы между граничным слоем и жидкостью в обычном «объемном» состоянии.

В работе [128, с. 269] рассмотрена модель Дерягина-Левченко, описывающая формирование структурно-упорядоченных эпитропных жидкокристаллических (ЭЖК) граничных слоёв. По мере удаления ЭЖК слоёв от поверхности их упорядоченность меняется (рисунок 1.20). Применение этой модели позволило разработать механизм управления ЭЖК граничного слоя в рабочем режиме агрегатов с большими удельными нагрузками.

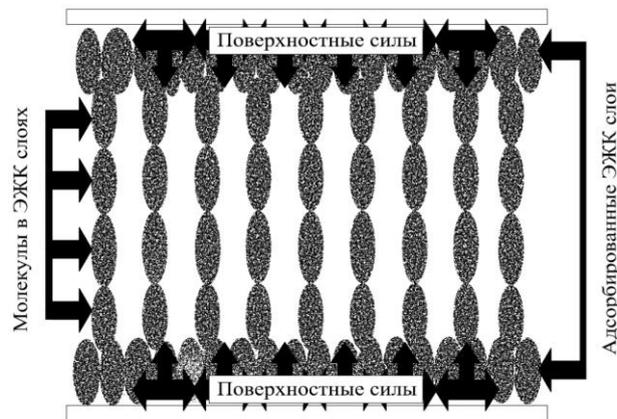


Рисунок 1.20 – Модель Дерягина-Левченко формирования структурно-упорядоченного ЭЖК слоя граничной смазки

Описанные в работе [128] исследования Г.И. Фукса, посвящённые полимолекулярным слоям, показали, что «при давлениях не выше 5-6 МПа и гладких поверхностях осуществляется смазывание полимолекулярным граничным слоем (толщиной 0,03-0,04 мкм), что обеспечивает коэффициенты трения лишь немногим меньше, чем при жидкостной смазке (0,01-0,1 и менее)».

И.А. Буяновский отмечает, что в последние десятилетия успешно развивается «гидродинамическая теория граничного трения» Э.Л. Аэро, Н.И. Бессоновым, А.Н. Булыгиным [128, с.272]. Развитие этой теории показано в работе [116]. Классическая гидродинамическая теория не учитывает отличие вязкости жидкости в граничном слое от вязкости этой жидкости в объёме. Э.Л. Аэро и др. предложили

«моментную теорию», которая учитывает ориентационные явления в жидкости и, по мнению авторов, является основой теории граничной смазки. В соответствии с моментной теорией каждая частица характеризуется не только поступательной скоростью, но и независимой скоростью вращения. И.А. Буяновский считает, что «эта теория в дальнейшем, возможно, станет одним из путей учёта особых свойств граничных слоёв при расчёте смазанных узлов трения» [128].

Попытка развить гидродинамическую теорию смазки и учесть в методиках расчёта подшипников скольжения известное явление повышения вязкости граничного слоя, возникающее в результате контакта с твердой поверхностью, предпринята И.В. Мухортовым [222, 221].

Мухортов И.В. методом измерения влияния адсорбции на коэффициент динамической вязкости суспензий оксида железа в моторном масле установил, что «в диапазоне температур 70...120 °С данное влияние эквивалентно увеличению радиуса частиц дисперсной фазы на 0,4...0,7 мкм. Оцененный таким образом масштаб граничного слоя существенно превышает суммарную высоту шероховатостей поверхностей трения наиболее распространенных в технике трибосопряжений, в частности, подшипников скольжения поршневых ДВС. Вследствие этого взаимодействие смазочного масла, в частности, моторного масла, с поверхностями трибосопряжений должно оказывать существенное влияние на параметры трения при толщинах смазочного слоя порядка единиц микрометров и усиливаться при сближении поверхностей» [222].

Таким образом, в работе [222] была установлена связь между трибологическими параметрами углеводородных смазочных масел и их реологическими параметрами, обусловленными содержанием противоизносных поверхностно-активных веществ и закономерностями адсорбции их компонентов на металлических поверхностях трибосопряжений (микрореологическими параметрами); предложена математическая модель зависимости усредненной вязкости смазочного слоя от его толщины и величины зазора в трибосопряжении.

Н. Spike выделяет три механизма работы противоизносных присадок [36]. Первым механизмом является адсорбция на трущихся поверхностях слоя молекул, который обладает модулем упругости подобно твердому телу, но при этом имеет низкую прочность на сдвиг.

Это приводит к уменьшению граничного трения как показано в идеализированном виде на рисунке 1.21 а).

Вторым общим механизмом, по мнению Spike, является образование тонкой пленки высокой вязкости на твердых поверхностях. Такой эффект схематически показан на рисунке 1.21 б). Из рисунка видно, что на диаграмме Штрибека в этом случае коэффициент трения переходит ещё через один минимум.

Третий общий механизм состоит в том, что присадки уменьшают шероховатость трущихся поверхностей и, таким образом, смещают кривую диаграмму Штрибека влево, как показано на рисунке 1.21 в).

Дальнейшие исследования в этой области представляют большой интерес. Из литературы известно, что присадка диалкилдитиофосфат цинка (ZDDP) может действовать в противоположном направлении, увеличивая эффективную шероховатость трущихся поверхностей, образуя довольно стойкую противоизносную пленку. Коэффициент трения при этом значительно повышается (рисунок 1.22).

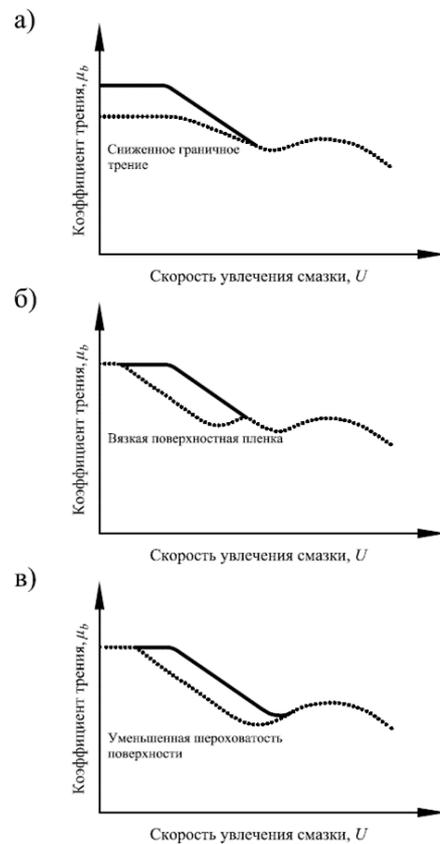


Рисунок 1.21 – Механизмы работы противоизносных присадок согласно Spike

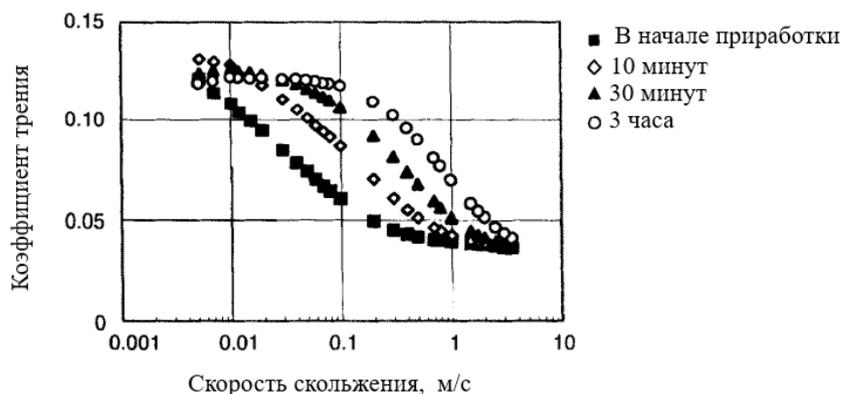


Рисунок 1.22 – Влияние времени приработки на зависимость коэффициента трения от скорости скольжения для 1% ZDDP в минеральном масле при температуре 100 °C и 50% проскальзывании в контакте

Большой интерес представляет одна из недавних работ, выполненных в Ивановском государственном университете [168], в которой А.Г. Железнов с коллегами [118] разработали поляризационный трибометр, позволяющий в режиме реального времени «отслеживать структурные изменения, происходящие в тонких слоях смазочного материала в условиях их сдвигового течения». Разработал соответствующий метод изучения и показал, что изменение условий трения (увеличение нагрузки или скорости скольжения) приводит к изменению структуры граничного слоя. По результатам исследований было сделано предположение, что эффективная вязкость граничных слоёв и структурное состояние является функцией скоростей сдвига, то есть «является характеристикой реологического поведения граничного слоя СМ...» [168]. Авторы пришли к выводу, что толщина граничных слоёв также является функцией скоростей сдвига и что «эффективность смазочных композиций определяется не столько тем, какой толщины граничный слой способны формировать трибоактивные компоненты СМ, сколько устойчивостью этого слоя при изменении условий трения».

Исследования, направленные на изучения степени, в которой различные механизмы дополняют друг друга, ведутся сегодня мировыми производителями смазочных материалов и присадок к ним и не публикуются в открытых источниках по конъюнктурным соображениям.

Применение твердосмазочных покрытий в гидродинамических подшипниках скольжения

Для снижения механических потерь, повышения износостойкости сопряжений, работающих в условиях сухого трения, широко применяют твердосмазочные материалы в виде тонкослойных покрытий. Они представляют собой связующее в виде синтетических смол, наполненное одним или несколькими антифрикционными компонентами, чаще всего графитом, дисульфидом молибдена. Связующее вещество оказывает существенно влияние на эксплуатационные характеристики покрытия, температурные пределы его применения, но само в процессе смазывания не участвует.

Однако, сегодня твердосмазочные покрытия (ТСП) находят всё более широкое применение в сопряжениях, где применяются жидкие и пластичные смазочные материалы. Это обусловлено повышением уровня нагруженности машин и механизмов при одновременном стремлении снизить материалоемкость и механические потери.

Исчерпывающие обзоры современного состояния в области разработок и применений твердосмазочных покрытий даны в работах [256, 295].

Разработке методик расчёта и моделирования узлов трения с покрытиями на поверхностях трения посвящены исследования И.Г. Горячевой, Колесникова В.И., Матвеевского Р.М., Торской Е.В., Иваночкина П.Г., Сутягина О.В., Хопина П.Н и др. [214-312].

Криони Н.К. [205] посвятил свои исследования разработке методологии комплексной оценки триботехнических свойств и выбора твердых покрытий для высокотемпературных подвижных сопряжений.

Численно-аналитический метод решения контактных задач и исследования напряжённого состояния при фрикционном взаимодействии тел с упругими покрытиями был предложен Торской Е.В. [291].

Сутягин О.В. [288] разработал оборудование для экспериментального исследования контактного и фрикционного взаимодействия моделей микронеровностей с ТСП, получил и экспериментально проверил расчётные соотношения,

позволяющие оценивать характеристики контактного и фрикционного взаимодействия номинально плоских шероховатых поверхностей с поверхностями, имеющими ТСП с учётом характера и продолжительности деформации, параметров микрогеометрии, толщины покрытий, их физико-механических свойств, действующих нагрузок и температур. А также разработал методы расчёта и прогнозирования характеристик трибосопряжений типа вал с ТСП-втулка, зубчатая передача с ТСП, передача винт с ТСП-гайка и др.

Хопин П.Н. [305] предложил методику оценки долговечности трибосопряжений с ТСП суспензионного типа, основанную на последовательном расчете температуры трения в зависимости от нагрузочно-скоростных параметров работы сопряжений и последующем определении их ресурса с ТСП различных составов. С помощью термодинамических зависимостей Хопин П.Н. выполнил сравнительную оценку долговечности пары трения с ТСП российского производства, содержащего 12% дисульфида молибдена со связующим в виде эпоксидной смолы ЭП-96, и ТСП Molykote 3400 А. Испытания проводились по схеме «брусок-кольцо» по стандарту ASTM D-2714 (при нагрузке 2 860 Н и скорости скольжения 0,132 м/с). Результаты показали удовлетворительное совпадение.

Сутягин О.В., Болотов А.Н., В.В. Мешков и др. [312] провели экспериментальные исследования топографии, микроструктуры и физико-механических свойств шероховатых поверхностей с ТСП, содержащими дисульфид молибдена, на различных стадиях изнашивания.

Эксперименты проводились на торцевой машине трения и позволили получить зависимости интенсивности изнашивания и коэффициента трения от безразмерного параметра, характеризующего относительный ресурс, а также выделить четыре стадии изнашивания ТСП.

Для *первой стадии*, составляющей менее 5% ресурса, характерны высокие значения интенсивности изнашивания. Резкое снижение коэффициента трения и интенсивности изнашивания ТСП происходит на *второй стадии*. На *третьей стадии* интенсивность изнашивания и коэффициент трения имеют постоянное значение, т.е имеет место установившийся процесс изнашивания. *Четвёртая стадия*

характеризуется резким увеличением коэффициента трения более чем на 30% по сравнению с установившимся изнашиванием на третьей стадии, что свидетельствует об исчерпании ресурса ТСП. Наступление четвёртой стадии авторы связывают с возникновением очагов микросхватывания в местах контактного взаимодействия микровыступов. То есть исчерпание ресурса ТСП наступает до момента полного износа покрытия. Анализ результатов экспериментов позволил авторам уточнить модель контактного взаимодействия шероховатых поверхностей с ТСП. Основным механизмом установившегося изнашивания узла трения с ТСП, имеющего в качестве наполнителя дисульфид молибдена, описывается в работе Сутягина О.В. и др [312] следующим образом: «В процессе трения силовое контактное взаимодействие микровыступов шероховатых поверхностей с когезионным разрушением плёнок переноса сменяется попаданием их в зоны впадин, заполненных частицами износа ТСП. В этот момент происходит очередной перенос частиц износа на поверхность микровыступов и их частичное вытеснение из одних зон впадин в следующие. Периодическое повторение этого процесса и представляет собой основной механизм изнашивания узла трения с ТСП...».

Большой интерес представляют полученные Сутягиным О.В. и др. значения параметров микрогеометрии контробразцов и образцов с ТСП на различных стадиях испытаний. Установлено, что шероховатый образец и образец с ТСП в процессе приработки и испытаний существенно меняют параметры своей микрогеометрии из-за износа и образования плёнок переноса. В частности, параметр шероховатости R_a у контробразцов после окончания четвёртой стадии испытаний уменьшается более чем в 2 раза, а у образцов с ТСП – уменьшается более чем в 5 раз.

Так, всё более широкое применение находят твердосмазочные покрытия на поверхностях вкладышей подшипников скольжения, а также юбках поршней двигателей внутреннего сгорания [252], на деталях цилиндра-поршневой группы компрессоров и других машин.

В настоящее время на рынке представлен широкий ассортимент ТСП зарубежного и отечественного производства: Molykote (Германия), Grafal MAHLE

(Германия), MODENGY (РФ, г. Брянск), ВМП Авто (РФ, г. Санкт-Петербург) и др. При этом качество ТСП отечественного производства нисколько не уступает зарубежному, при более доступной цене. Мировыми лидерами в области исследований и разработок подшипников скольжения такими как Federal-Mogul, Mahle, King Bearings, Miiba также налажен выпуск вкладышей подшипников скольжения коленчатого вала с нанесённым твердосмазочным покрытием для двигателей многих мировых производителей как легковых так и грузовых автомобилей. Применение таких вкладышей в двигателях легковых автомобилей обусловлено внедрением системы «старт-стоп», позволяющей значительно экономить топливо и снижать выбросы вредных веществ с отработавшими газами. В результате работы этой системы двигатель останавливается при длительной стоянке автомобиля, например, на светофоре или при заторе, что приводит к возникновению в подшипниках коленчатого вала граничного трения, и, как следствие, износа. Твердосмазочные покрытия позволяют минимизировать коэффициент трения и износ.

Исследование влияния твердосмазочных покрытий на работоспособность узлов трения машин носят в большинстве своём экспериментальный характер. Установлено, что твердосмазочные материалы, в состав которых вводят органические или комплексные соединения, обладают высокими триботехническими свойствами, в частности, коэффициент трения в установившемся режиме принимает значения от 0,004 до 0,03 [256]. Нижняя граница этого диапазона сопоставима с минимальными коэффициентами трения при жидкостной смазке.

Экспериментальный характер исследований обусловлен тем, что свойства покрытий зависят от состава твердосмазочного материала и связующего, соотношения компонентов в материале, способа нанесения и отверждения покрытия. Всё это осложняет процесс теоретических исследований и разработки математических моделей. Кроме того, развитие машиностроения приводит к созданию новых твердых смазок, полимеров и других материалов, например для повышенных рабочих температур или повышенных нагрузок.

Специалистами компании Federal-Mogul (сегодня входит в Tenneco Powertrain) были разработаны и исследованы твердосмазочные полимерные покрытия IROX [2] и IROX2 [1].

Вкладыш подшипника скольжения с покрытием IROX представляет собой систему из трёх слоёв. Стальная основа обеспечивает механическую и геометрическую стабильность вкладыша подшипника. На нее наносится антифрикционный материал. В современных серийных автомобилях европейского производства используются бессвинцовые антифрикционные материалы, в основном на основе алюминия или медных сплавов, при этом подшипники коленчатого вала на основе алюминия используются больше для низких и средних удельных нагрузок (≤ 70 МПа), а подшипники на основе меди – для средних и высоких удельных нагрузок. Третий верхний слой особенно важен для срока службы подшипников. В качестве третьего слоя выступает полиамидимид (РАI) с наполнителями (рисунок 1.23) [2].

Армированный микрочастицами твердосмазочного материала полиамидимид РАI прочно сцеплен с антифрикционным материалом и равномерно покрывает его. В матрицу смолы вводят несколько однородно распределенных наполнителей, как правило, с очень мелкими зернами. Для увеличения износостойкости покрытия вводятся несколько более крупнозернистые твердые частицы твердой смазки для обеспечения снижения трения при контакте с поверхностью шейки.

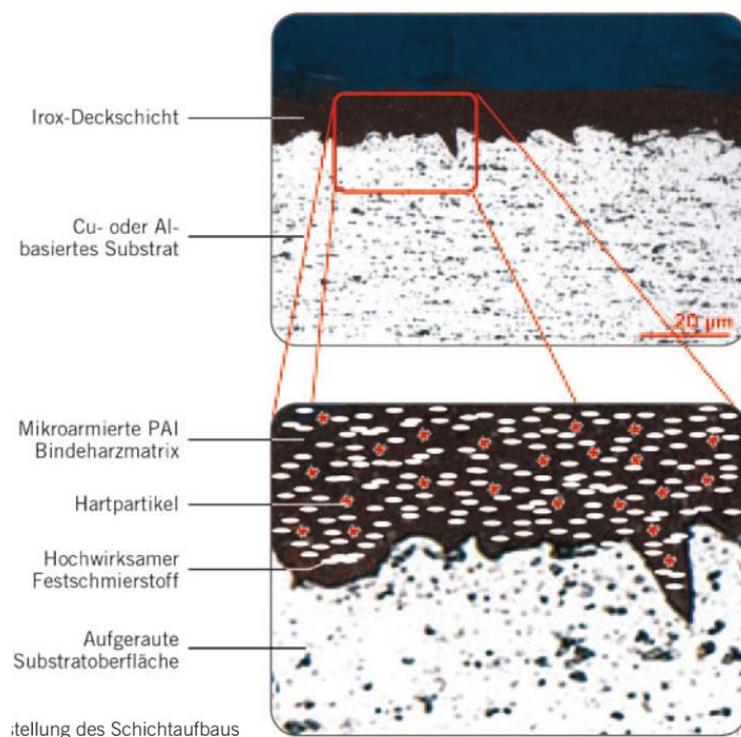


Рисунок 1.23 – Структура покрытия типа IROX для подшипников скольжения

Сам PAI представляет собой аморфный полимер, устойчивый к высоким температурам, с высокой химической стойкостью и высокой стойкостью к истиранию. Кроме того, он может быть подвергнут механической обработке для конкретного случая применения. Слой из PAI одинаково хорошо наносится на все типовые антифрикционные материалы подшипников скольжения на основе алюминия, меди и бронзы, эластичен, может лучше компенсировать микровыступы на поверхности шейки из-за своего более низкого модуля упругости и обладает хорошей износостойкостью.

Несмотря на высокую пластичность, слой PAI может эффективно выдерживать напряжения сдвига в любом направлении. Эластичность микроармированного слоя PAI положительно влияет на демпфирующие свойства подшипника скольжения.

Поскольку PAI не является хорошим проводником тепла, верхний слой ограничивает подвод тепла к антифрикционному материалу. Это особенно полезно для сплавов на основе алюминия.

Покрытие IROX было испытано в различных условиях – на усталостную долговечность при нагрузке 80 МПа, в режиме «старт-стоп» и др. Результаты показали, что подшипники скольжения с алюминиевым антифрикционным слоем и покрытием IROX имеют увеличенную усталостную прочность. Применение покрытия на подшипниках с антифрикционным сплавом на основе меди позволяет увеличить допустимую удельную нагрузку до 105 МПа. Износ подшипников с покрытием в режиме «старт-стоп» значительно ниже чем у подшипников без покрытия.

Дальнейшее развитие этого материала привело к появлению второго поколения IROX 2, сочетающего в себе высокую несущую способность с износостойкостью и прирабатываемостью. Усталостная прочность подшипников скольжения с бронзовым антифрикционным материалом и покрытием IROX 2 более 120 МПа, что превышает максимальное значение в 100 МПа для лучших образцов подшипников с гальваническими покрытиями [1].

S. Норре и G. Arnold [41] исследовали влияние маловязких моторных масел классов SAE 5W-30 (НТНС вязкость 3,5 мПа·с) и 0W-20 (НТНС вязкость 2,9 мПа·с) на трение и износ поршневых колец с покрытиями DLC (алмазоподобный углерод) и PVD (покрытие, нанесенное методом физического осаждения из паровой фазы), подшипника скольжения с покрытием IROX при смешанной смазке. Результаты испытаний показали, что покрытие DLC обеспечивает лучшую износостойкость, чем покрытие PDV, а также поршневые кольца с DLC покрытием обеспечивают более высокую износостойкость при коэффициенте трения в 0,05. PDV покрытие обеспечивало коэффициент трения на уровне 0,1, который резко повышался после 200 минут испытаний, в то время как DLC покрытие сохранялось более 1200 минут.

Испытаниям были подвергнуты подшипники скольжения с антифрикционным сплавом на основе алюминия без покрытия и с покрытием IROX. Результаты оказались вполне ожидаемыми. Масло с более низкой вязкостью обеспечивает меньший коэффициент трения и при граничной и при жидкостной смазке. Однако, интерес представляет тот факт, что покрытие на подшипнике скольжения оказывает более сильное влияние на снижение коэффициента трения, чем переход с масла 5W-30 на масло 0W-20 (рисунок 1.24).

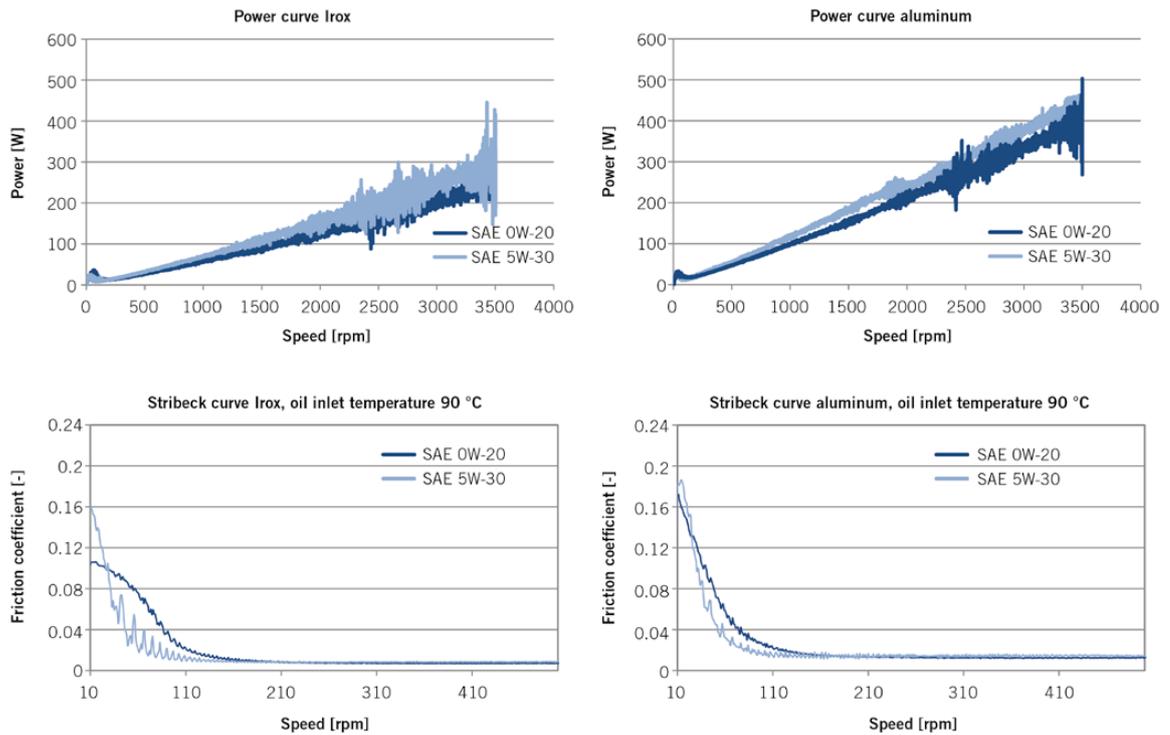


Рисунок 1.24 – Изменение потерь мощности на трение и диаграммы Штрибека для подшипника скольжения без покрытия и с покрытием

Маловязкие масла могут оказывать существенное положительное влияние на снижение механических потерь в машинах, таких как двигатели внутреннего сгорания, компрессоры и т.д., но для раскрытия потенциала этих масел соответствующие узлы трения должны удовлетворять высоким требованиям по чистоте поверхностей, минимальным зазорам, иметь дополнительные покрытия, позволяющие снизить трение и износ при граничной смазке.

Сравнительные исследования [53] антифрикционных и противоизносных свойств подшипников скольжения с различными твердосмазочными покрытиями показывают, что наименьший износ и коэффициент трения при граничной смазке обеспечивает покрытие PAI с добавлением дисульфида молибдена (рисунок 1.25). В своих экспериментах Lakshminarayana R. T. [53] исследовал стационарно нагруженный подшипник скольжения при жидостной и граничной смазке моторным маслом класса вязкости SAE 0W-20.

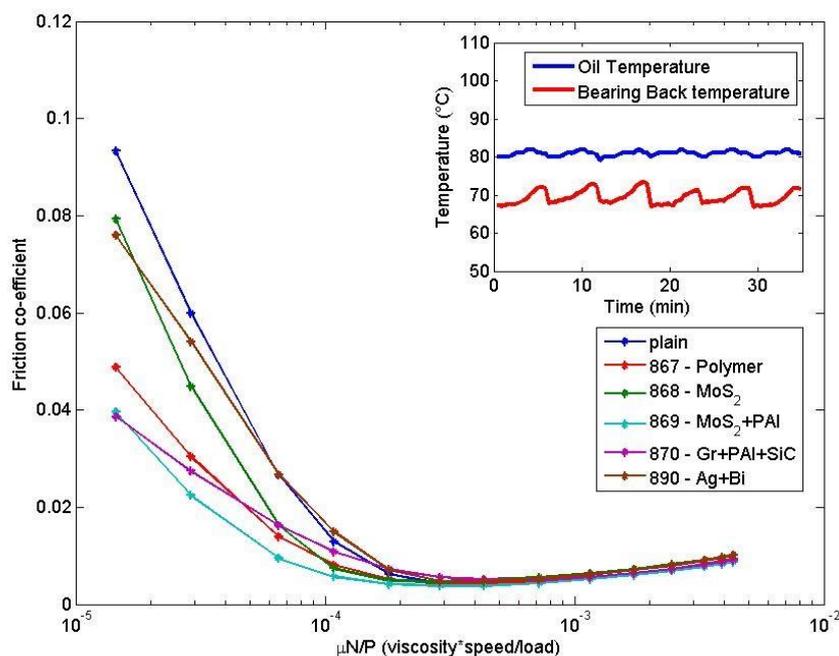


Рисунок 1.25 – Диаграмма Герси-Штрибека подшипника скольжения с различными твердосмазочными покрытиями

Результаты [53] этого исследования представляют несомненный практический интерес и ставят множество дополнительных вопросов касающихся: долговечности и износостойкость твердосмазочных покрытий как при смешанной смазке, так и в условиях масляного голодания; влияния состава и строения противоизносных присадок в маслах на взаимодействие с твердосмазочными покрытиями; методик моделирования сопряжений с твердосмазочными покрытиями при гидродинамическом и граничном режимах смазки.

Результаты исследований, подобных [41] показывают, что возникает новая необходимость всесторонне рассматривать свойства смазочных материалов и их взаимодействие с конструкционными материалами при проектировании узлов трения, работающих в условиях жидкостной, смешанной и граничной смазки.

Например, в 2015 году в классификации моторных масел SAE J300 введены новые классы вязкости, такие как SAE 16, 12, 8, предполагающие значение НТНС вязкости, соответственно 2,3, 2,0 и 1,7 мПа·с. Это обстоятельство свидетельствует о дальнейших попытках снизить потери мощности на трение в ДВС. Что влечёт за

собой необходимость развития методик расчёта узлов трения с учётом реологических особенностей таких маловязких масел.

1.3.4 Моделирование изнашивания подшипников скольжения

Моделирование изнашивания подшипников скольжения является весьма сложной задачей, ввиду многообразия факторов, влияющих на этот процесс. Тем не менее, в настоящее время предложены модели и методы, позволяющие определять изнашивание гидродинамических подшипников скольжения.

Среди направлений развития гидродинамической теории смазки на современном этапе Захаров С.М. [176] отмечает применение методов имитационного моделирования для определения ресурса по изнашиванию и контактно-усталостным повреждениям машин с учётом реальных режимов работы в эксплуатации. А для успешного применения этих методов требуется развитие и совершенствование локальных моделей расчёта изнашивания в условиях гидродинамической, смешанной и граничной смазки.

Это направление применительно к моделированию изнашивания и расчёту ресурса динамически нагруженных подшипников скольжения находит отражения в работах С.М. Захарова [179, 178, 180] и других авторов [263, 306, 73, 222, 74, 107].

Метод прогнозирования износа подшипников коленчатого вала на основе имитационного моделирования был предложен С.М. Захаровым в работе [180]. Имитационная модель, позволяет воспроизводить с помощью ЭВМ режимы работы двигателя, условия работы подшипников коленчатого вала на этих режимах, изменения поверхностей трения с учётом свойств материалов. Ключевые аспекты этой модели, следующие: воспроизводится установившийся процесс изнашивания, определяющий ресурс подшипника; основной вид изнашивания абразивный, к которому в случае нарушения режима жидкостной смазки добавляется контактное изнашивание; модель является стохастической. Представлены соотношения для построения модели абразивного изнашивания поверхностей трения подшипника. В результате применения модели было получено распределение интенсивности изнашивания подшипников коленчатого вала тепловозного дизеля: отношение износа к

10⁵ км пробега тепловоза. Сопоставление результатов с данными эксплуатации показало, что расхождения не превышают 10-20 %. Этот метод представляется весьма перспективным для прогнозирования износа подшипников скольжения. К сожалению, найти практической реализации данного метода в современном программном обеспечении для моделирования подшипников скольжения автору не удалось.

Позднее Д.А. Черепановым [306] была предложена расчетно-экспериментальная модель изнашивания опор скольжения коленчатых валов поршневых ДВС, по сути, также основанная на методе имитационного моделирования. Проведённый Д.А. Черепановым обзор показал, что применительно к подшипникам коленчатого вала ДВС можно выделить следующие известные теории для определения износа [306]: усталостная теория износа по И.В. Крагельскому; метод фирмы «IBM»; расчет износа сопряжений по А.С. Проникову; изнашивание с позиций термофлуктуационной теории прочности по С. Н. Журкову, С. Б. Ратнеру; энергетическая теории износа по Фляйшеру; структурно-энергетическая теории износа по Л.И. Погодаеву; методы оценки износа по статистическим данным. Анализируя эти теории, Д.А. Черепанов пришёл к выводу, что построение расчётно-экспериментальной модели изнашивания подшипников коленчатого вала «наиболее результативно может быть осуществлено в соответствии с усталостной теорией износа (по И.В. Крагельскому) и молекулярно-механической теорией трения» [306, с. 33].

Предложенная Д.А. Черепановым модель [306], как и модель С.М. Захарова, предусматривает следующее: выполнение динамического расчёта ДВС с целью определения нагрузок в кривошипно-шатунном механизме; решение гидродинамической задачи подшипников коленчатого вала для определения продолжительности существования граничного режима трения за цикл нагружения подшипника; определение значений безразмерных линейных интенсивностей изнашивания поверхностей трения по теории И.В. Крагельского; расчёт толщины изношенного слоя шейки вала и вкладыша. Расчетная оценка изнашивания осуществляется последовательно для конкретных режимов работы ДВС, то есть с шагом по нагрузке и частоте вращения коленчатого вала. Д.А. Черепановым и А.Ю. Шабановым были проведены экспериментальные исследования изнашивания подшипников

коленчатого вала, результаты которых показали хорошее совпадение с результатами расчётной оценки износа по этой модели.

Однако, выражения, используемые для определения интенсивностей изнашивания шейки и вкладыша, содержат большое количество таких параметров, как коэффициент эластичности (хрупкости материала) подшипника, показатель кривой усталости для подшипника, фрикционные характеристики подшипника при данных условиях работы (зависят от условий смазывания). Определение этих параметров представляет некоторые трудности, связанные с необходимостью проведения объёмных экспериментальных исследований для современных конструкционных и смазочных материалов. Однако необходимо отметить, что расчёт контактных давлений, которые во многом определяют интенсивность изнашивания поверхностей трения подшипника, выполняется по выражениям для случая контактного взаимодействия без смазочного материала.

С. Priestner, Н. Allmaier, Н.Н. Priebisch, С. Forstner в своих работах [73, 74] исследовали работу подшипника скольжения при больших удельных нагрузках 40-70 МПа, со смазочными маслами различных классов вязкости (SAE10, SAE20, SAE30 и SAE40), с применением различных моделей описания вязкости смазочного материала для того, чтобы учесть большой диапазон рабочих условий, охватывающий режимы трения от жидкостного до граничного с контактированием поверхностей. При этом результаты своих расчётов они сравнили с результатами экспериментов, выполненных ими с помощью испытательного стенда оригинальной конструкции, позволяющего осуществлять динамическое нагружение подшипника. Сравнение показало очень хорошее количественное и качественное совпадение результатов.

Для описания определения гидродинамических давлений в смазочном слое они использовали модифицированное уравнение Рейнольдса с учётом шероховатостей поверхностей трения, разработанное Patir и Cheng [70, 71].

Для определения силы трения при контакте микронеровностей поверхностей трения авторы использовали теорию Гринвуда-Триппа [34].

Румбом В.К. [263] предложена зависимость для расчёта ресурса подшипника коленчатого вала с учётом минимального значения толщины смазочного слоя за цикл нагружения

$$R_h = (I_{pr}/A_I)^{1/\beta_I}, \quad (1.19)$$

где I_{pr} – предельный износ, м; A_I – скорость изнашивания, м/с; показатель степени β_I .

Показатель степени β_I считают детерминированной величиной и его значение можно задавать в функции от отношения критической толщины смазочного слоя $h_{don.}$ к минимальной h_{min} , например по формуле

$$\beta_I = 1 + (h_{min}/h_{don.})^{n_I}, \quad (1.20)$$

где n_I – показатель степени.

С.В. Путинцев [255] на основе формулы Боудена и Тейбора предложил универсальное выражение для определения силы трения в подшипнике скольжения, а также в сопряжении «поршень-цилиндр».

На основе анализа многочисленных экспериментальных данных и сопоставления силы трения с минимальной толщиной смазочного слоя предложил связь доли площади металлического контакта α_m из формулы (1.18) с режимом трения в сопряжении.

При граничном трении критерий $\lambda < 1$, доля площади металлического контакта $\alpha_m = 1$ и сила трения определяется только граничной составляющей. При $\lambda = 1$ трение считается смешанным, а $\alpha_m = 0,5$ и сила трения в этом случае определяется граничной и гидродинамической составляющей в равной степени. При $\lambda > 1$ трение считается жидкостным, а $\alpha_m = 0$, сила трения в этом случае определяется гидродинамической составляющей, определяемой на основе решения уравнения Рейнольдса.

Расчёт линейного износа материала подшипника h_w (равно, как и поршня) предлагается на основе широко применяемой модели Арчарда, описанной в работах [85, 3], – усталостное истирание мягкой полусферы по абсолютно твёрдому цилиндру

$$h_w = \frac{k \cdot q_n \cdot S}{3 \cdot HB}, \quad (1.21)$$

где k – отношение числа приводящих к износу фрикционных связей к полному числу связей (эмпирическая константа для каждой пары материалов); q_n – контактное давление; S – путь трения при контактировании; HB – твёрдость изнашиваемого материала по Бринеллю.

Таким образом, методика моделирования изнашивания гидродинамического подшипника скольжения включает в общем случае определение режима смазки в подшипнике на основе результатов решения гидродинамической задачи, последующее определение зон контактного взаимодействия и расчёт линейного износа поверхностей трения.

Износ поверхностей трения подшипника скольжения выражается в изменении геометрических размеров шейки вала и втулки. Это в свою очередь влияет на величину зазора в подшипнике и на все его гидромеханические характеристики. В конечном итоге, с изменением геометрии зазора будут меняться условия смены режима смазки в подшипнике с жидкостного на граничный, и, как показано ранее, изменяться интенсивность изнашивания.

Учёт этого обстоятельства при моделировании процесса изнашивания динамически нагруженных гидродинамических подшипников скольжения является одной из важнейших задач, позволяющей значительно повысить достоверность моделирования и прогнозирования ресурса, особенно с учётом всё возрастающих удельных нагрузок на подшипники скольжения поршневых и роторных машин. Например, моделирование подшипников скольжения коленчатого вала ДВС с учётом изменения геометрии в результате износа открывает возможности обоснованного выбора предельно допустимых в эксплуатации зазоров. При этом значительно сокращаются затраты на разработку, исключаются длительные испытания на износ опытных образцов двигателей.

Моделированию изнашивания подшипников с учётом изменения геометрии посвящены работы В.В. Гриба [144-143], М.Н. Добычина [160], В.Н. Прокопьева, А.К. Бояршиновой [243, 244, 241] и др. Известны исследования, например,

гидростатических стационарно-нагруженных подшипников, гибридных и других подшипников, направленные на оценку влияния износа и изменения геометрии подшипников на их рабочие характеристики [14-85].

Попытками оценить изменение геометрии подшипников коленчатого вала в процессе износа можно считать построение теоретических диаграмм износа. В работах [135-63] рассмотрены основы построения теоретических диаграмм износа шеек коленчатого вала и вкладышей. Эти методы предполагают пропорциональную связь между действующей нагрузкой и износом, который распределяется равномерно на дуге $\pm 60^\circ$ от вектора нагрузки. Такие диаграммы позволяют обосновано выбрать место расположения маслоподводящего отверстия и оценить характер износа шейки коленчатого вала и вкладыша без расчёта контактных параметров.

N. Nikolic, T. Torovic и другие [64, 63] предложили методику построения теоретической диаграммы износа подшипников коленчатого вала с учётом контактного взаимодействия между поверхностям трения. При этом использованы соотношения для расчёта контактных параметров подшипника скольжения без смазки [203]. Результаты применения этой методики представлены на рисунках 1.26 и 1.27.

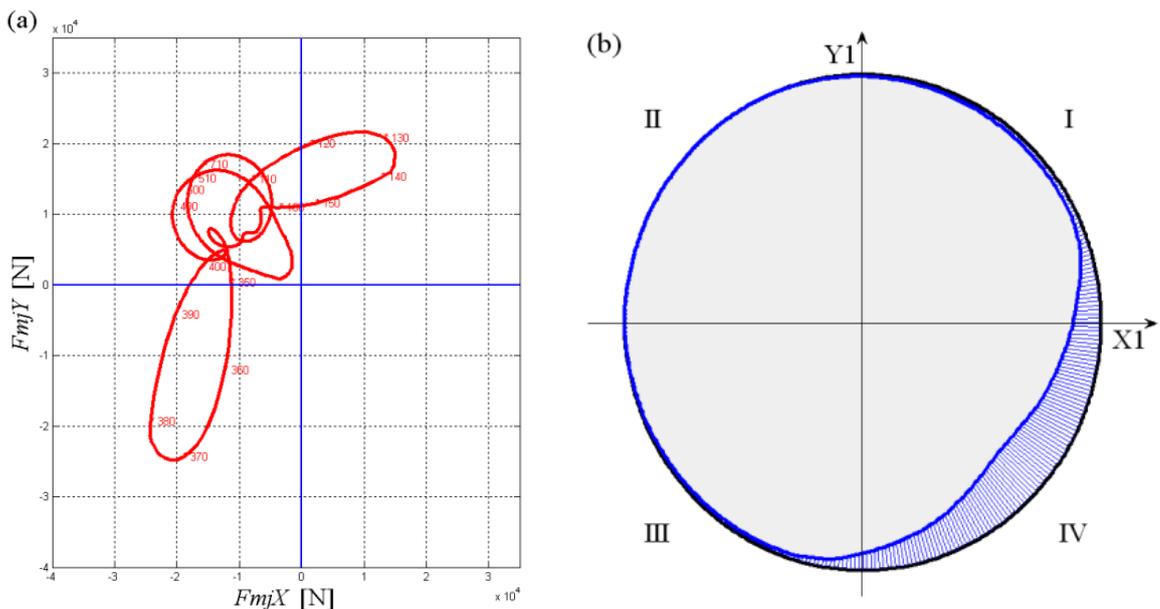


Рисунок 1.26 – Полярная диаграмма нагрузок на коренной подшипник а) и условная диаграмма износа коренной шейки б)

N. Nikolic, T. Tогоvic использовали предположение о том, что износ пропорционален контактному давлению. Однако, такой подход не учитывает присутствие смазочного материала между поверхностью шейки и вкладыша и его влияние на процесс изнашивания.

В.В. Гриб [144] предложил метод математического эксперимента для прогнозирования ресурса и износа узлов трения. Суть метода проста и заключается в том, что рассматривается ряд дискретных состояний узла трения в процессе эксплуатации. Интервал между этими состояниями называется шагом износа и может принимать значения малой величины износа одной из деталей, всего сопряжения или малый конечный промежуток времени. В пределах шага износа параметры свойств системы и внешнего воздействия остаются постоянными. Закономерности изнашивания могут быть определены либо экспериментально на лабораторных машинах трения, либо аналитически с помощью известных теорий. Изменение системы происходит скачкообразно в рассматриваемых узловых точках. Предельное состояние узла трения может быть задано предельной величиной любого параметра (контактным напряжением, зазором и т.д.), который изменяется по мере изнашивания и определяется на каждом шаге износа. Такой подход используется во многих работах [84, 19, 15].

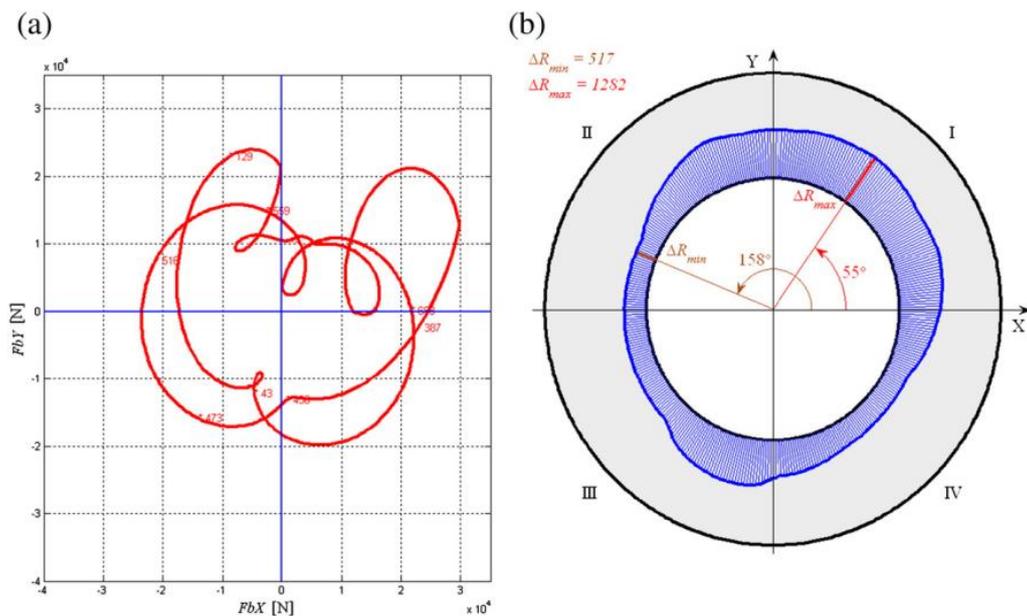


Рисунок 1.27 – Полярная диаграмма нагрузок на коренной подшипник а) и условная диаграмма износа вкладышей б)

Выполненные с помощью этого метода расчётные исследования ресурса шарнирных соединений показали хорошее количественное совпадение. Например, для шарнирного соединения «стрела-основание» лесопогрузчика расчётное значение ресурса отличается от эксплуатационного на 9%. Однако, для шарнирных соединений пильных цепей, отклонение составляет 30% [145]. Такой разброс говорит о существенном влиянии условий эксплуатации соединения на ресурс и о том, что метод необходимо адаптировать под конкретные условия.

Применив разработанный метод для расчёта ресурса высших кинематических пар, таких как эвольвентная зубчатая передача и кулачковый механизм с плоским толкателем, В.В. Гриб показал, что, несмотря на различие в формах сопряженных деталей и назначения высших кинематических пар, конструкции алгоритмов их расчёта на износ с учётом формоизменения принципиально не отличаются [143].

Аналогичный метод использовал М.Н. Добычин при рассмотрении износа подшипника скольжения со взаимно изнашивающимися элементами [160]. Эта работа интересна тем, что автор рассмотрел прямую (износ определяется износом втулки), обратную (износ определяется износом цапфы) и смешанную пару трения (износ определяется износом втулки и цапфы).

Расчётными исследованиями В.Н. Прокопьева, А.К. Бояршиновой [243, 244, 241] было показано, что отклонения форм поверхностей трения подшипника колчатого вала от правильных может по-разному влиять на гидромеханические характеристики подшипника, а именно на минимальную толщину смазочного слоя за цикл нагружения. Например, для второго коренного подшипника двигателя 6ЧН 13/15 при сочетании круглого подшипника и полуэллиптической шейки минимальная толщина смазочного слоя меньше на 40-72% в зависимости от угла положения полуэллипса шейки по сравнению с круглым подшипником и шейкой. Однако, для этого же подшипника при сочетании круглой шейки и полуэллиптического подшипника минимальная толщина смазочного слоя меняется незначительно и в большую сторону по сравнению с круглым подшипником и шейкой.

Такие отклонения геометрии шейки как конусность, бочкообразность и седлообразность существенно снижают минимальную толщину смазочного слоя и приводят к нарушению жидкостного режима смазки. Наличие овальности цапфы отрицательно влияет на гидромеханические характеристики в большей мере, чем овальность вкладыша.

Влияние износа на работоспособность гидродинамических подшипников скольжения изучалось многими зарубежными исследователями: Mokhtar, Ligterink и de Gee, Fillon, Dufrane, Hashimoto, Vaidyanathan, Kumar и другими.

Mokhtar [60] экспериментально исследовал процесс изнашивания в гидродинамических подшипниках скольжения при повторяющихся циклах пуска и остановки. Исследование места износа в подшипниках показало, что износ, вызванный скольжением во время пуска, значительно больше износа при остановке. Также было замечено, что после завершения начальной быстрой фазы износа, вызванного приработкой, чистовая обработка вала воспроизводилась в зоне износа подшипника.

Dufrane и др. [24] исследовали износ паровых турбин и провели измерения в межремонтный период с целью определения степени и характера износа. Авторами были предложены две модели описания геометрии износа, которые могут быть использованы в дальнейшем анализе влияния износа на гидродинамическую смазку. Это так называемые модели износа не круглого типа. Первая («модель А», рисунок 1.28 а) из предложенных моделей основана на концепции «отпечатка» в подшипнике, а вторая («модель Б», рисунок 1.28 б) – на модели гипотетического абразивного изнашивания, в результате которого увеличивается радиус подшипника в зоне износа (увеличивается радиальный зазор).

«Модель А» основана на внедрении шипа в подшипник, что описывается следующим уравнением

$$\frac{\delta}{C} = - \left[1 + \left(1 + \frac{\delta_o}{C} \right) \cos \theta \right], \quad (1.22)$$

где δ – глубина износа под углом θ ; δ_o – максимальная глубина износа; C – радиальный зазор подшипника; θ – угол положения линии центров.

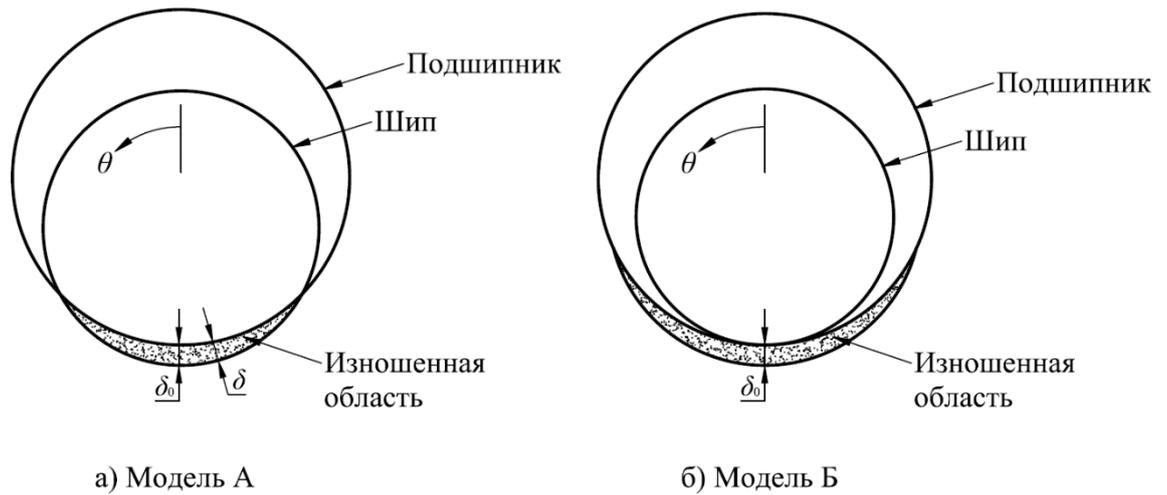


Рисунок 1.28 – Две модели изношенного подшипника

«Модель Б» основана на гипотетической модели абразивного износа с изношенной дугой с радиусом большим, чем радиус подшипника, которая описывается уравнением:

$$\frac{\delta}{C} = \frac{\delta_0}{C} - (1 + \cos \theta). \quad (1.23)$$

«Модель Б» более приближена к реальным условиям, так как она позволяет

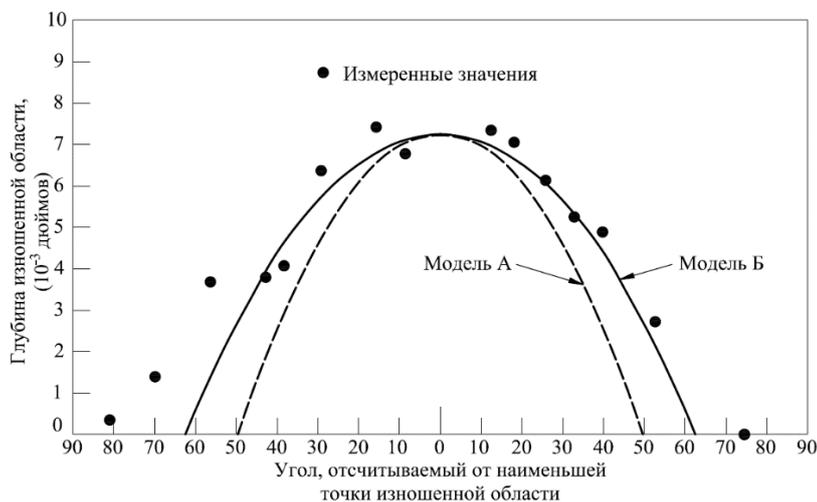


Рисунок 1.29 – Сравнение моделей типов А и Б
16-ти дюймового (406 мм) подшипника

распространяться износу за пределами области контакта поверхностей. Такое распространение можно было бы ожидать из-за абразивного износа и смещения шипа относительно подшипника. Сравнение

моделей А и Б с измеренными значениями при максимальном износе представлено на рисунке 1.29. Из рисунка видно, что результат расчёта по «модели Б» совпадает с измеренными значениями износа больше, чем по «модели А», поэтому для

анализа влияния износа на гидродинамический режим смазывания наиболее широкое распространение получила «модель Б».

Модель износа подшипника по Dufrane представлена на рисунке 1.30. Именно эта модель получила наибольшее распространение при моделировании изнашивания подшипников скольжения.

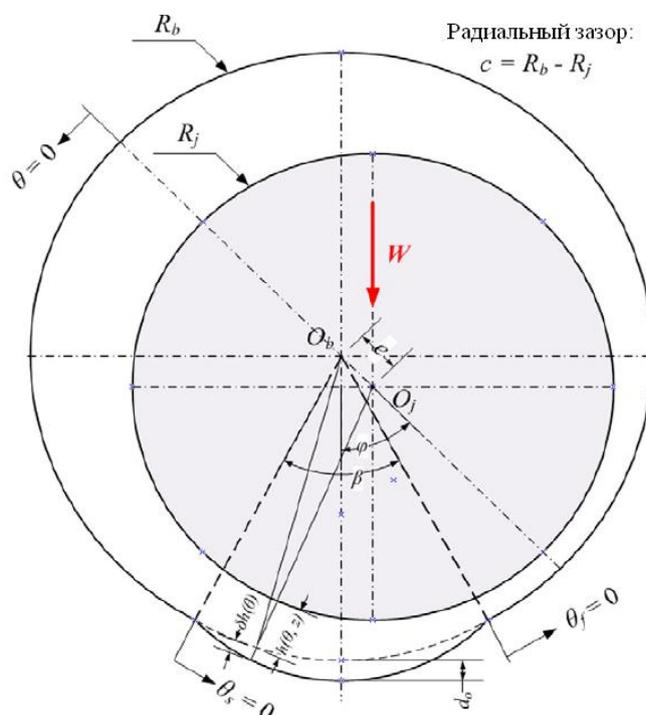


Рисунок 1.30 – Модель износа подшипника по Дюфрану [24]

Nashimoto в работе [39] теоретически и экспериментально исследовал влияние изменения геометрии стационарно-нагруженного подшипника вследствие износа на характеристики подшипника как в ламинарном, так и в турбулентном режимах. Установившиеся характеристики подшипников, такие как гидродинамические давления в смазочном слое, угол ориентации нагрузки и число Зоммерфельда были проанализированы для различных значений глубины износа. Было установлено, что изменение геометрии вследствие износа оказывает существенное влияние на установившиеся характеристики как в ламинарном, так и в турбулентном режимах. Сравнение теоретических результатов с экспериментальными показало хорошее совпадение.

Kumar A. и Mishra S.S. [51] численно исследовали влияние геометрических изменений вследствие износа на устойчивость гидродинамических опорных подшипников. Следуя теории турбулентной смазки Константинеску, они построили кривые устойчивости для различных значений глубины износа с учетом турбулентности потока смазочного материала и пришли к выводу, что износ вызывает ухудшение устойчивости ротора при малой нагрузке на подшипники. А в случае изношенных подшипников, более низкое отношение ширины к диаметру дает лучшую устойчивость.

Ligterink и de Gee [54] рассмотрели измерение износа в радиальных подшипниках скольжения и привели различие между стационарными и нестационарными условиями контакта. Они использовали закон износа Арчарда, а затем вывели уравнения для расчета удельной скорости износа материала подшипника в зависимости от глубины износа, измеренной после эксперимента или периода эксплуатации.

Fillon M. и Bouyer J. [28] представили термогидродинамический анализ характеристик изношенного подшипника скольжения. Их исследование касается подшипника диаметром 100 мм, подверженного статической нагрузке в диапазоне от 5000 до 30000 Н, при частоте вращения в диапазоне от 1000 до 10000 мин⁻¹. Повреждения, вызванные износом, сосредоточены на линии действия нагрузки и составляют от 10% до 50% радиального зазора подшипника. Основное внимание уделялось гидродинамическому давлению, распределению температуры на границе раздела между смазочным слоем и втулкой, скорости потока масла, потерям мощности на трение и толщине смазочного слоя. Они отметили, что дефекты, вызванные износом до 20%, мало влияют на характеристики подшипников, тогда как при превышении этого значения (30–50%) износа может демонстрировать интересное преимущество: значительное падение температуры из-за изменения геометрии в зоне износа. Этот эффект можно объяснить увеличением расхода масла через подшипник. Они пришли к выводу, что изношенный подшипник имеет не только недостатки, но и преимущества, такие как более низкая температура. В случае значительных дефектов из-за износа геометрия приближается к геометрии лепесткового (дольного) подшипника.

Bouyer и др. [20] исследовали поведение двух лепестковых (дольных) подшипников, подвергшихся многочисленным циклам пуска и остановки. В течение переходных периодов прямой контакт между цапфой и подшипником вызывает высокое трение в зоне контакта и, как следствие, приводит к износу втулки. Цель их работы – впервые представить экспериментальные данные, полученные на лепестковом подшипнике скольжения, который подвергается многочисленным старт-стоп циклам, а также сравнение результатов измерений характеристик подшипника с результатами расчётов, полученных при термогидродинамической постановке задачи. Наблюдалось, что гидродинамическое давление увеличивается в то время, как температура на границе раздела между смазочным слоем и втулкой немного снижается как в верхней, так и в нижней долях (вкладышах) подшипника.

Awasthi R. с соавторами [7] выполнили аналитическое исследование, в котором показали, что износ значительно влияет на характеристики подшипника. Поэтому следует уделять внимание дефектам в результате износа для точного прогнозирования характеристик подшипника в процессе эксплуатации. Результаты расчётов показали, что влияние износа на характеристики подшипников скольжения может быть сведено к минимуму, если при проектировании подшипника будет выбрана определённая конфигурация подшипника.

Nikolakoroulos P. и др. [62] разработали аналитическую модель, устанавливающую взаимосвязь между силой трения, углами перекоса и глубиной износа. Для различных чисел Зоммерфельда они нашли коэффициенты трения, потери мощности на трение в подшипнике в зависимости от углов перекоса и глубины износа.

Pödra P. и Andersson S. [72] представили подход к моделированию изнашивания с использованием коммерческого программного обеспечения ANSYS для решения контактной задачи и оценки износа. Износ рассчитывается с использованием линейного закона Арчарда. Они рассматривали контакт типа «палец-диск» без учёта смазочного материала. Фактический разброс износа по результатам эксперимента находился в пределах $\pm 40-60\%$, что естественно затрудняет оценку результатов моделирования износа.

Kim N. и др. [49] представили численный подход, который моделирует постепенное накопление износа в контактах металл-металл, подверженных колебаниям. В этом подходе используется трибометр с возвратно-поступательным движением для измерения интенсивности изнашивания и скорости износа интересующей пары материалов. Скорость износа используется в качестве входных данных для конечно-элементного анализа, моделирующего эксперимент с возвратно-поступательным движением контакта типа «ролик-кольцо». После моделирования были проведены два эксперимента по схеме «ролик-кольцо» с теми же материалами. Результаты конечно-элементного анализа показали хорошее совпадение с экспериментальными результатами.

К.Р. Gertzos, P.G. Nikolakopoulos [97] представили общую методологию прогнозирования износа с использованием расчётных характеристик подшипника, изменяющихся по мере износа. Основные характеристики подшипника, такие как эксцентриситет, угол наклона линии центров, гидродинамическое давление и торцевой расход масла, рассчитываются как функции нескольких значений глубины износа с использованием пакета FLUENT CFD. Для прогнозирования износа в случае контакта вала с вкладышем подшипника также используется модель Арчарда. Характеристики подшипника существенно меняются с увеличением глубины износа: увеличивается эксцентриситет; уменьшается угол наклона; увеличивается торцевой расход масла; уменьшается коэффициент трения. Все эти характеристики могут быть легко измерены на реальном подшипнике и подвергаются контролю в процессе эксплуатации. При измерении всех характеристик подшипника глубина износа подшипника может быть точно определена графически с помощью результатов моделирования.

D. Vonneau, A. Fatu, D. Souchet [19] отмечают, что моделирование износа должно учитывать, с одной стороны, модификацию профиля подшипника, вызванную прямым контактом между подшипником и валом, и, с другой стороны, модификацию шероховатости двух поверхностей в контакте. Модификация профиля сильно зависит от контактного давления, которое в свою очередь является функцией шероховатости поверхности. Авторы представили три модели изнашивания,

которые учитывают оба этих аспекта. В описании моделей понятие «вычислительный цикл» соответствует циклу четырехтактного двигателя внутреннего сгорания (угол поворота коленчатого вала варьируется от 0 град. до 720 град.). Цикл вычисления делится на ряд этапов вычисления. Для каждого шага расчета вычисляются различные рабочие параметры подшипника (давление, расход, момент трения и т.д.).

Sander D. и Allmaier H. [84] исследовали поведение подшипников скольжения во время запуска и остановки вала. Испытания проводились при статической нагрузке на вал подшипника. Имитационная модель воспроизводит условия испытания подшипников скольжения – испытуемого и двух опорных. При моделировании компоненты испытательного стенда моделируются как упругие тела. Смазочный слой описывается усредненным уравнением Рейнольдса с учётом шероховатостей поверхностей трения в соответствии с подходом Патера и Ченга. Контакт поверхностей трения рассматривается с использованием модели Гринвуда и Триппа. Параметры для контактной модели получены по результатам сканирования поверхности вкладыша подшипника и вала. Моделирование работы испытательного подшипника производилось с помощью программного комплекса AVL Excite Power Unit, описанного в работах G. Offner и O. Knaus [66, 67]. Расчетный момент трения показывает поведение, аналогичное измеренному моменту. В результате моделирования можно увидеть момент трения отдельных подшипников. Наибольшая доля трения приходится на испытуемый подшипник, поскольку он работает в режиме смешанной смазки в течение более длительного периода.

Всего рассчитывается эквивалентное число 9000 пусков, и для испытательного подшипника создается окончательная геометрия износа с максимальной глубиной износа 5,8 мкм. Положение по окружности подшипника максимальной глубины износа смещено на 20 град. в направлении вращения вала. Пятно окончательного износа в испытуемом подшипнике появляется по всей ширине подшипника и находится от -35 до +70 град. в направлении по окружности от верхнего положения подшипника. Геометрия изношенного подшипника получается

итерационным методом и отображается с умножением результата на масштабный коэффициент (рисунок 1.31).

С. Мукрас и др. [5] разработали модель, позволяющую прогнозировать износ динамически нагруженных шарнирных соединений с учётом изменяющейся геометрии шарнира. Результаты моделирования сравнили с результатами эксперимента, выполненного на машине трения, имитирующей кривошипно-шатунный механизм.

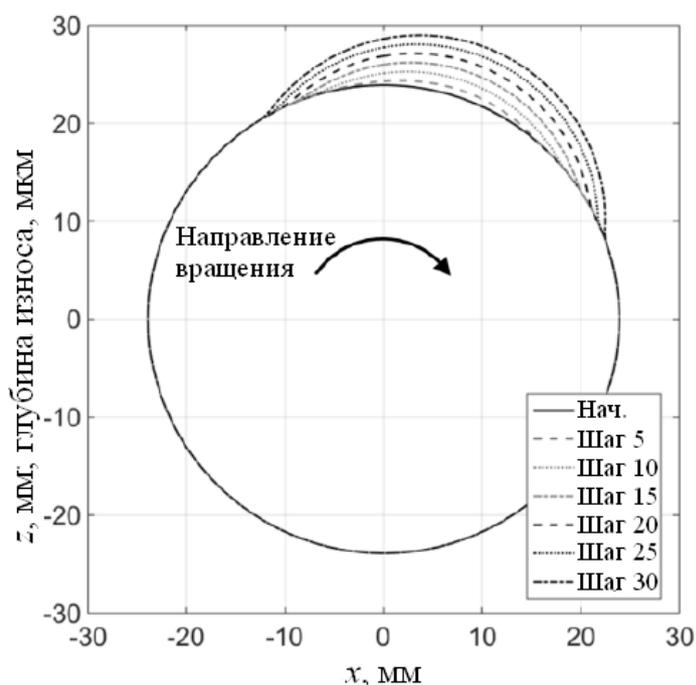


Рисунок 1.31 – Изменение геометрии в результате износа подшипника [84]

Показано хорошее качественное и количественное совпадение результатов моделирования с результатами эксперимента. С. Мукрас подчёркивает, что общепризнанной является модель износа Арчарда. Процедура оценки износа представляется как итерационный процесс, в ходе которого на каждой итерации оценивается увеличение износа до определенного желаемого числа итераций. При этом отмечается, что в более ранних методиках прогнозирования износа для оценки изменения геометрии использовался метод линейной экстраполяции. Делалось допущение о том, что геометрия и контактное давление не меняется по мере износа. Таким образом, для определения конечной геометрии, т.е. геометрии, которая получалась после множества итераций, требовалось только одна итерация, при которой, для определения конечной геометрии, применялась линейная экстраполяция. Было установлено, что такая процедура дает ошибочные результаты. Основная причина появления погрешностей заключается в том, что изменение геометрии, а, следовательно, и условий контакта не учитывается.

Показано хорошее качественное и количественное совпадение результатов моделирования с результатами эксперимента. С. Мукрас подчёркивает, что общепризнанной является модель износа Арчарда. Процедура оценки износа представляется как итерационный процесс, в ходе которого на каждой итерации оценивается увеличение износа до определенного желаемого числа итераций. При этом отмечается, что в более ранних методиках прогнозирования

Методика прогнозирования износа, представленная в [5] позволяет учитывать, постепенное изменение геометрии контакта и обеспечивает такой ход решения, в котором контактное давление и путь трения вычисляются при каждой итерации. С. Мукрас отмечает, что такой подход используется при прогнозировании износа зубчатых передач, кулачков и толкателей, коленных и тазобедренных суставов в медицине.

Для правильного прогнозирования износа методом линейной экстраполяции необходимо учитывать изменение геометрии и условий контактирования. Поскольку может потребоваться моделирование множества циклов (приращение глубины износа за цикл обычно имеет малые значения), возникает необходимость снизить вычислительные затраты при повторном расчете износа. При выборе значений шага для экстраполяции важно отметить, что большие значения могут поставить под сомнение точность моделирования, а использование слишком малых значений приведет к менее оптимальному использованию вычислительных ресурсов.

Мезрин А.А. [215] предложил модели совместного износа элементов радиального подшипника скольжения типа вал-втулка, работающего без смазки.

Таким образом, для большинства работ, посвящённых моделированию износа с учётом изменения геометрии подшипника, характерны стационарный случай нагружения, использование модели Арчарда или Гринвуда для описания износа, а также итерационный метод определения окончательной геометрии изношенного подшипника, основанный на линейной экстраполяции износа. Влияние износа на характеристики подшипника оценивается на основе расчётов через определённый шаг износа. При этом учёт различных видов изнашивания, в частности, абразивного осуществляется на основе использования в законе Арчарда экспериментальных значений коэффициентов износа для этого вида изнашивания.

Как самостоятельное направление, необходимо выделить исследования, посвященные моделям усталостного разрушения антифрикционного слоя и прогнозированию усталостной долговечности подшипников. Можно выделить работы

Е.М. Морозова, М. В. Зернина [218], Н.А. Ажиппо, Б.К. Балюка [107] и др. [201, 292].

Н.А. Ажиппо и Б.К. Балюк [107] предложили методику прогнозирования усталостной долговечности подшипников скольжения коленчатого вала с учётом режимов работы двигателя в условиях эксплуатации. Авторы получили выражение для расчёта ресурса подшипников по усталостному выкрашиванию в часах, из которого следует, что для прогнозирования долговечности подшипников скольжения необходимо иметь данные о вероятностно-статистической загруженности двигателя в эксплуатации, пределе усталостной прочности антифрикционного материала вкладышей и нагрузках на подшипник. При этом в качестве нагрузки на подшипник принимается не внешнее удельное давление, а максимальные гидродинамические давления, возникающие в смазочном слое. Методика прогнозирования была апробирована на двигателях СМД-62 и показала, что полученные с помощью неё данные по долговечности подшипников удовлетворительно согласуются с результатами эксплуатации. Методика представляется перспективной, поскольку основана на экспериментальных данных по усталостной прочности конкретного антифрикционного материала, проста в реализации. Зачастую именно простота реализации и применения расчётной методики определяет её распространение в практику проектирования.

Расчётным методам оценки абразивного износа посвящена работа Икрамова У.А. [187]. Надо заметить, что моделирование процессов абразивного изнашивания в контактах скольжения частицами, находящимися в зазоре является весьма сложным и самостоятельным направлением исследований.

1.4 Экспериментальные исследования работы подшипников скольжения

Наряду с теоретическими исследованиями подшипников скольжения активно развиваются и экспериментальные методы. Исследованиям динамически нагруженных подшипников коленчатого вала ДВС посвящены работы [179, 287, 225, 247, 289, 213, 261].

С.М. Захаров для измерения толщины смазочного слоя в подшипниках скольжения коленчатого вала работающего тепловозного двигателя использовал ёмкостный метод [179]. Для измерения траектории движения шейки вала в подшипнике используются индуктивные датчики, заделываемые во вкладыши. Наилучшие результаты даёт одновременное применение ёмкостных и индуктивных датчиков. Результаты сравнения изменения расчётных и экспериментальных толщин смазочного слоя показывают хорошее совпадение, как по характеру изменения, так и по величине. В результате исследований С.М. Захаровым сделан вывод, что режимы пуска и остановок не определяют износ шеек коленчатого вала, а наибольший их износ происходит в установившемся режиме в зоне действия инерционных нагрузок.

Кроме минимальной толщины смазочного слоя и траектории движения центра вала в подшипнике, измеряют также гидродинамические давления и температуру в разных точках, как на поверхности вкладыша, так и с обратной стороны. Измерения показывают, что распределение температур по окружности подшипника ассиметрично. При этом максимальная температура на рабочем вкладыше (верхний для шатунного подшипника, нижний для коренного), и максимум сдвинут по направлению вращения вала.

Экспериментальным исследованиям подшипников коленчатых валов тракторных двигателей индуктивным методом посвящены работы В.И. Суркина и его последователей. Результаты многолетних исследований смазки шатунных и коренных подшипников тракторных дизелей, деталей цилиндропоршневой группы обобщены в работе [287].

Индуктивные методы при экспериментальных исследованиях подшипников коленчатого вала автомобильных двигателей применялись и в работах коллектива кафедры «Автомобильный транспорт» под руководством В.Н. Прокопьева [213, 261, 247].

Н.С. Маляр [213] доказал возможность применения метода полного гидродинамического расчёта сложнагруженных опор в инженерной практике сравнением результатов расчёта с результатами проведённых экспериментов на

моделирующей установке. А экспериментальные исследования шатунного подшипника двигателя ЯМЗ-236 на установившихся и неустойчивых режимах работы, выполненные Ю.В. Рождественским [261], позволили выявить характер изменения основных параметров подшипника на неустойчивых режимах работы двигателя и показали удовлетворительное совпадение с расчётными значениями.

Исследованиям условий работы подшипников коленчатого вала автомобильного дизеля при знакопеременных нагрузках посвящены работы В.Н. Никишина и С.В. Сибирякова, которые вошли в диссертационное исследование [225]. Результаты исследований шатунных подшипников, представленные в этой работе, имеют большую значимость для оценки их надёжности и ресурса.

В.Н. Никишин на специальном безмоторном стенде для испытаний шатунов по знакопеременному циклу с созданием гидродинамической смазки в подшипнике скольжения провел экспериментальное исследование по определению влияния нагрузки, температуры и давления масла на входе в подшипник, диаметального зазора на режимы трения в шатунном подшипнике дизеля КамАЗ. Режимы смазки определялись с использованием метода измерения электрического сопротивления контакта, а именно относительного электрического напряжения в смазочном слое, пропорционального толщине смазочного слоя [225].

В частности, было показано [225, 224], что во всём диапазоне учитываемых факторов с ростом нагрузки уменьшается доля жидкостного трения. Снижение доли жидкостного трения на 20-40% в зависимости от зазора в шатунном подшипнике наблюдается при увеличении нагрузки от минимального до максимального значения. Минимальное значение соответствует диаметальному зазору 99 мкм, максимальное – 190 мкм. При этом диаметальный зазор является более определяющим, чем нагрузка, поскольку влияет на условия образования гидродинамических давлений в смазочном слое.

Также было показано, что повышение давления подачи масла положительно влияет на режим гидродинамического трения в подшипнике. При этом при диаметральном зазоре в подшипнике 99 мкм эта зависимость – пологая, а снижение

давления подачи незначительно влияет на продолжительность гидродинамического режима. Однако при зазоре 190 мкм увеличение давления приводит к увеличению доли жидкостного трения до 60 %. При изношенном подшипнике незначительное снижение давления подачи масла приводит к нарушению жидкостного режима смазки и работе подшипника в режиме граничной смазки с последующим выходом его из строя.

Исследованиям влияния условий смазывания на надёжность подшипников коленчатого вала дизелей КамАЗ также посвящены работы А.С. Денисова, И.К. Данилова [157], А.Т. Кулакова [206], А.А. Гафиятуллина [138], Е.П. Брыльниковой [125], Р.Ф. Калимуллин [192] и др.

А.А. Гафиятуллин уточнил аналитическую зависимость, позволяющую оценивать давление масла при различных схемах перепускных каналов от коренных к шатунным подшипникам и определять условия, как неразрывности, так и разрыва масляного потока в шатунных подшипниках двигателя. Кроме того, разработал индикатор неразрывности потока жидкости и установил границы критических режимов смазки в эксплуатации, при которых происходит разрыв потока масла, и определил границы допустимых значений давлений в системе смазки. Было показано, что в новом двигателе КамАЗ-740 расход масла через канал в коренной шейке в 1,5 раза превышает расход через зазор в коренном подшипнике, в шатунном подшипнике возможный расход через канал в шатунной шейке в 2,32 раза выше расхода через зазоры в шатунном подшипнике. В процессе изнашивания расход через зазоры в коренном подшипнике повышается почти в два раза, что сокращает расход через канал в коренной шейке и повышает вероятность разрыва масляного потока к шатунным подшипникам [138]. В этой работе приведены и другие важные выводы, свидетельствующие о влиянии зазора в коренных и шатунных подшипниках коленчатого вала двигателя КамАЗ-740 на условия их смазывания.

А.Т. Кулаков [206] показал, что с увеличением частоты вращения коленчатого вала вследствие действия центробежных сил может произойти разрыв потока в его каналах, определил условие разрыва потока масла к шатунным подшипникам и его изменение в процессе эксплуатации. Кулаков также показал, что процесс

проворачивания вкладышей является закономерным, обусловленным их деформированием при работе, и включает три этапа: приработочный, на котором образуется первоначальный прогиб по образующей; деформационный, на котором прогиб возрастает по экспоненциальной зависимости и достигает величины зазора в подшипнике; критический, на котором момент трения в подшипнике и в сопряжении вкладыша с шатуном сравниваются и вкладыши проворачиваются.

Е.П. Брыльникова [125], развивая работы А.Т. Кулакова, обосновала параметр степени запаса и неразрывности потока в каналах подвода масла к шатунным подшипникам коленчатого вала, позволяющий сформулировать предотказное состояние подшипников коленчатого вала и обосновать критические режимы смазывания, исходя из технического состояния двигателя. Определила значение параметра предотказного состояния шатунных подшипников как отсутствие запаса по производительности располагаемого потока масла над потребным расходом через шатунные подшипники коленчатого вала. Разработала рекомендации по обеспечению давления больше нуля по оси коленчатого вала недопущением снижения давления в системе смазки двигателя ниже 0,26 МПа, когда происходит режим разрыва потока масла. Впервые установила закономерности изменения потока масла в каналах коленчатого вала двигателя в зависимости от износа подшипников и действия центробежных сил на поток масла.

Р.Ф. Калиммулиным [192] обоснован параметр E_g «интегральная степень существования смазочного слоя в подшипниках коленчатого вала». Его значение равно геометрически среднему значению параметра продолжительности существования смазочного слоя у всех шатунных и коренных подшипников коленчатого вала. Автор разработал методику экспериментального исследования смазочного процесса в подшипниках коленчатого вала автомобильного двигателя при стендовых испытаниях. А также установил закономерности параметра интегральной степени существования смазочного слоя в подшипниках коленчатого вала от нагрузочно-скоростного режима работы двигателя КАМАЗ-740.14-300, что позволило найти закономерности показателя износостойкости подшипников коленчатых валов также от нагрузочно-скоростного режима работы двигателя. В ходе

исследований было выявлено: максимальная износостойкость подшипников обеспечивается в области 45-60 % от частоты вращения и 10-30 % от крутящего момента; в среднем максимальная износостойкость в 26 раз выше по сравнению с износостойкостью на остальных режимах; по мере расширения нагрузочно-скоростного режима от 30 % крутящего момента и от 65 % частоты вращения износостойкость подшипников резко снижается.

За рубежом развиваются также неинвазивные методы измерения толщины смазочного слоя в гидродинамических подшипниках скольжения и вязкости (рисунок 1.32). Brunskill и др. [21] использовали методы ультразвуковой рефлектометрии для измерения в реальном времени толщины смазочного слоя, применив при этом датчики, расположенные на корпусе подшипника. Технология измерения таким методом вязкости масла в реальном времени на работающем подшипнике находится на начальной стадии разработки. Однако, уже позволяет наблюдать в эксперименте влияние гидродинамического давления в подшипнике на вязкость масла.

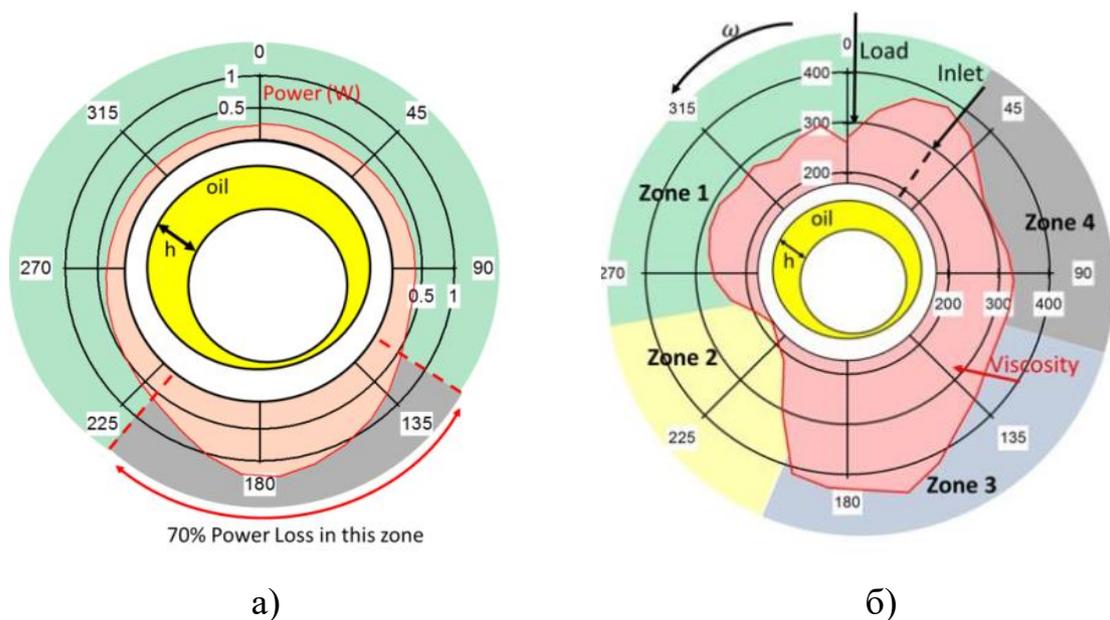


Рисунок 1.32 – Зависимость потерь мощности на трение а) и вязкости б) в гидродинамическом подшипнике скольжения, полученные неинвазивным методом в режиме реального времени

Наибольшие потери на трение, как и наибольшие значения вязкости масла в подшипнике скольжения наблюдаются в зоне минимальных значений толщины смазочного слоя. Эпюры потерь на трение и вязкости масла подобны эпюре гидродинамических давлений в подшипнике.

Эти результаты подтверждают зависимость вязкости масла от давления и подчёркивают важность всестороннего учёта свойств смазочных материалов при моделировании подшипников скольжения.

1.4.1 Оборудование для изучения условий работы подшипников скольжения

В изучении условий работы подшипников скольжения экспериментальные исследования всегда занимали особое место. Как правило, характеристики изнашивания материалов подшипника скольжения, эффективность тех или иных добавок к смазочным маслам определяются из результатов экспериментальных исследований материалов на машинах трения в условиях граничной смазки (а также усталостного нагружения). В связи с этим, рассмотрим основные методы и средства, используемые в настоящее время для исследований гидродинамических подшипников скольжения, а также отметим некоторые проблемы в этой области.

Сегодня для российских вузов и исследовательских лабораторий характерна тенденция закупки исследовательского оборудования зарубежного производства. Эта тенденция вызвана, прежде всего, тем, что отечественная промышленность сегодня, к сожалению, не в состоянии удовлетворить потребности внутреннего рынка в исследовательском оборудовании.

В настоящее время в России серийно выпускаются несколько машин трения: четырёхшариковая машина трения ЧМТ-1, машина трения ИИ-5018 (аналог 2070 СМТ-1), УМТ-2168, МТУ-1. Во многих лабораториях используются машины ещё Советского производства типа 2070 СМТ-1, СМЦ-2, выпущенные в 1970-ых – 1980-ых годах. Состояние этих машин, их измерительная аппаратура, отсутствие компьютерной обработки сигналов, как правило, затрудняют проведение исследований процессов трения и смазки гидродинамических подшипников скольжения на высоком уровне. Без дополнительной модернизации серийных машины трения

проведение таких исследований в принцип невозможно. Практически отсутствуют отечественные трибометры.

Конструктивные недостатки машины трения ИИ-5018, которая пришла на смену машине СМЦ-2, затрудняют исследования процессов трения и смазки гидродинамических подшипников скольжения. Например, в соответствии с паспортом машины ИИ-5018 допустимое радиальное биение вала для установки образцов типа ролик составляет 50 мкм. Реальные значения на разных машинах составляют порядка 30 мкм. Такие значения сопоставимы с диаметральной зазор подшипников коленчатого вала ДВС. И проведение испытаний полноразмерного подшипника после соответствующей модернизации узла трения вызывает трудности.

Известны работы, посвящённые исследованиям погрешностей измерения коэффициента трения, силы сжатия образцов на машинах трения типа «Амслер», к которым относится ИИ-5018 [165-153]. «Экспериментально установлено, что одной из причин нестабильности усилия сжатия образцов на машинах трения типа «Амслер» последнего поколения (ИИ-5018) является использование пружины сжатия без направляющей, обязательной для предотвращения потери устойчивости пружины, т.к. отношение ее длины к диаметру значительно больше 0,5. Ряд исследователей для устранения этого недостатка изменили конструкцию серийно выпускаемых машин трения на рычажно-грузовую, что вызывает необходимость проведения сравнительного анализа точности наиболее распространенных механизмов нагружения образцов» – пишет Даровской Г.В. [155] о машине ИИ-5018.

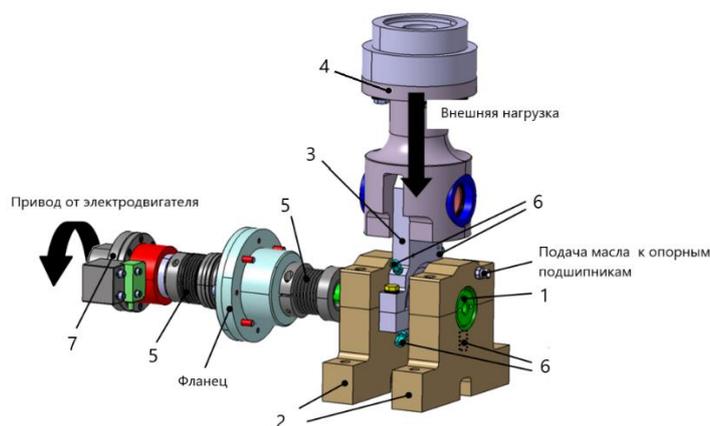
Кроме того, величина погрешности измерений момента обратно пропорциональна значению измеряемого коэффициента трения и диаметру ведущего ролика, измеренные значения момента требуют корректировки за вычетом потерь мощности в шпинделе машины при изменении частоты вращения и нагрузки [155]. Исследования Даровского Г.В и Елманова И.М. показали, что коэффициенты трения, определяемые по общепринятой методике без учёта потерь в шпинделе машины в 1,1...1,5 раза больше в паре «ролик-колодка» (сталь 45- фторопласт 4), а в паре сталь 45-БрАЖ 9-4 – в 1,3...2,9 раза. При малых значениях коэффициента трения погрешность может составлять 100% и более.

П.Д. Чхетиани [309] показал, что коническая прецессия ролика, характерная для штатной схемы трения «колодка-ролик» в машинах трения типа Амслер (МИ, СМЦ-2,2070 СМТ-1, ИИ-5018 и др.) не позволяет обеспечить корректность эксперимента при получении диаграммы Герси-Штрибека при исследованиях подшипников скольжения.

Надо сказать, что до некоторого времени не было серийно выпускаемых машин трения. Под каждую задачу исследователи изготавливали необходимый узел трения с характерными условиями нагружения и смазывания. Известные конструкции машин трения до 1947 года приведены в работе А.К. Зайцева [175]. Современный обзор конструкций машин трения дан в работе С.В. Комбалова [199]. Многообразие вариантов исполнения и конструкций поражает. Многие отечественные исследователи работают над совершенствованием машин трения и создают свои оригинальные конструкции. Несмотря на это сегодня в России ощущается острая нехватка современных, простых и надёжных машин трения для исследования процессов, происходящих в гидродинамических подшипниках скольжения.

За рубежом таким машинам уделяется большое внимание, что видно из обзора некоторых конструкций.

В работе Sander и Allmaier [84] описана установка для испытания подшипника скольжения производства компании KS Gleitlager (рисунок 1.33).



1 – испытательный вал; 2 – опорные подшипники; 3 – испытываемый шатун; 4 – высокочастотный пульсатор; 5 – муфта; 6 – термодатчики; 7 – датчик крутящего момента

Рисунок 1.33 – Состав установки компании KS Gleitlager [84]

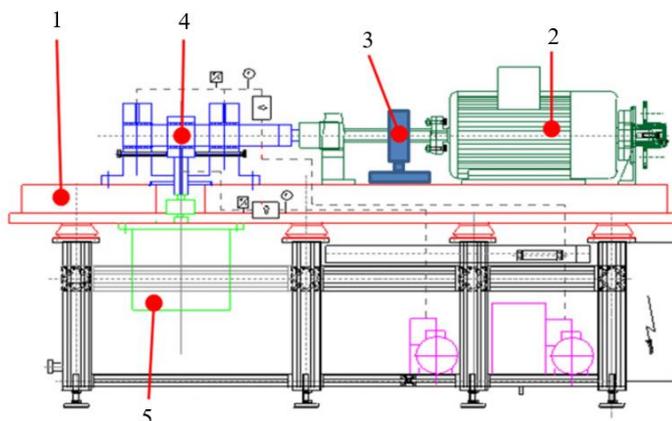
Испытательная установка (рисунок 1.33) состоит из испытательного вала 1, который опирается на два опорных подшипника скольжения 2. Каждый подшипник скольжения закреплен на основании. Испытываемый шатун 3 с подшипником скольжения расположен между двумя опорными подшипниками. На шатун воздействует внешняя нагрузка, создаваемая электромеханическим высокочастотным пульсатором 4. Испытательный вал приводится в действие электродвигателем (не показан) через упругие муфты 5. Размеры и конструкция опорных подшипников скольжения соответствует типичным коренным подшипникам коленчатого вала с подачей масла через окружную канавку в верхнем вкладыше. Канавка шириной 5 мм и протяженностью 180 градусов располагается в центре вкладыша, диаметральный зазор 50 мкм, диаметр 54 мм, ширина 25 мм. Испытуемый подшипник имеет диаметральный зазором в 23 мкм, диаметр шейки 47,8 мм, ширину 17,2 мм. При этом подача смазки осуществляется через отверстие диаметром 1,5 мм в нижнем ненагруженном вкладыше.

Подаваемое в подшипники масло термостатируется с помощью внешнего источника. Температура подшипников измеряется термопарами 6, установленными в корпусах опорных подшипников и в корпусе испытуемого подшипника, напоминающего по конструкции шатун. Расход масла и давление подачи может регулироваться через блок управления, что позволяет моделировать режим «масляного голодания» подшипника. Общий момент трения, вызванный всеми тремя подшипниками, измеряется датчиком крутящего момента 7, который расположен между двигателем и муфтой. Датчик крутящего момента позволяет измерять моменты до 50 Н·м с точностью $\pm 0,15$ Н·м. Скорость вращения вала также измеряется датчиком крутящего момента с точностью ± 42 мин⁻¹.

Установка обеспечивает удельную нагрузку на испытываемый подшипник до 100 МПа, изменение частоты вращения от 0 до 3000 мин⁻¹. Это позволяет получать диаграмму Герси-Штрибека для испытываемого подшипника и оценивать влияние различных факторов (противоизносных присадок в смазочном материале, шероховатости поверхностей, микропрофиль поверхности, полимерные твердосмазочные покрытия и т.д) на его работу, а также оценивать износостойкость и усталостную

долговечность подшипника. Однако, такую конструкцию следует признать неудачной с точки зрения удобства обработки результатов измерений. Поскольку требуется определять долю в измеренном моменте трения, которая приходится именно на испытываемый подшипник.

С. Priestner, Н. Allmaier, Н.Н. Priebisch, С. Forstner в своих работах [73, 74] использовали установку, фотография и схема которой представлены на рисунке 1.34. Установка LP06 MIBA во многом похожа на установку KS Gleitlage и состоит из тяжелой стальной плиты 1, на которой смонтированы электродвигатель 2, датчик момента 3 и узел трения 4. Плита установлена на виброопорах. Узел трения 4 представляет собой вал, установленный на двух подшипниках скольжения, между которыми находится шейка испытываемого подшипника. Корпус испытываемого подшипника связан с гидравлическим нагрузителем 5. Привод узла трения осуществляется через карданную передачу электродвигателем 2.



1 – стальная плита; 2 – электродвигатель; 3 – датчик момента;

4 – узел трения; 5 – гидравлический нагрузитель

Рисунок 1.34 – Испытательная установка LP-06 MIBA-Bearing Group [73]

Гидравлический привод прикладывает нагрузку к корпусу вертикально. Момент трения измеряется также во всех трёх подшипниках. В качестве вкладышей опорных подшипников используются автомобильные вкладыши тяжело нагруженного двигателя, состоящие из стальной основы и бронзового антифрикционного материала с трёхслойным напылением.

Кроме того, испытательная установка оснащена набором термопар, устанавливаемых с наружной стороны вкладыша в трех точках, две из которых располагаются под углом 45 градусов от вертикальной оси подшипника, а третья – по вертикали, то есть под нулевым окружным углом. Также предусматривается измерение падения напряжения (постоянное напряжение 3 мВ) между вращающимся валом и вкладышами подшипника. Падение напряжения ниже 3 мВ свидетельствует о контакте между неровностями вала и вкладыша. Установка также позволяет проводить комплексные исследования влияния на работу подшипника скольжения различных факторов, а также оценивать конструктивные мероприятия, направленные на снижение потерь мощности на трение в подшипниках скольжения.

В работе [53] приводится машина трения WAZAU UTM-2000, позволяющая воспроизводить перекосы в подшипнике скольжения. В отличие от предыдущих машин здесь использована схема консольного расположения подшипника скольжения на валу электродвигателя (рисунок 1.35).

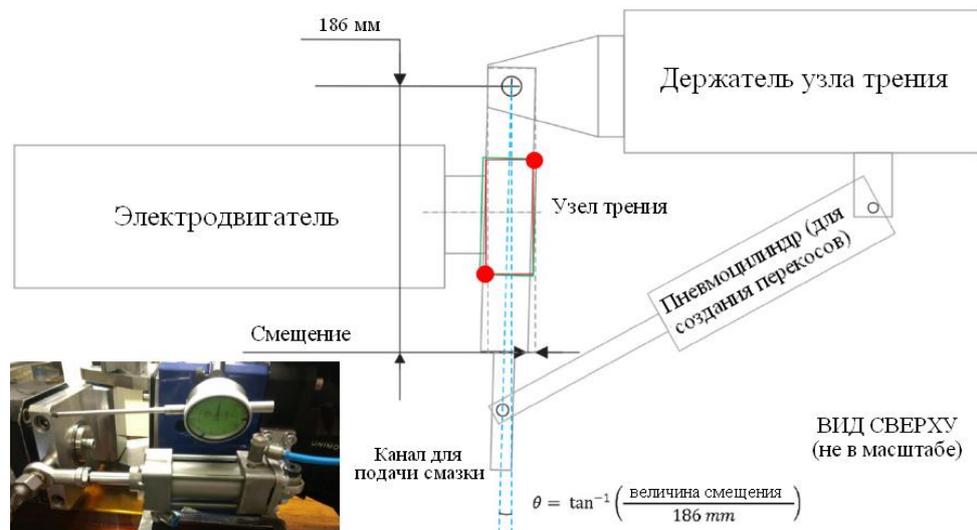


Рисунок 1.35 – Машина трения WAZAU UTM-2000 [53]

Исследуемый подшипник состоит из ролика и вкладышей коренного подшипника автомобильного двигателя (рисунок 1.36). С помощью двух термопар предусмотрено измерение температуры масла на входе в подшипник и температуры нагруженного вкладыша.



Рисунок 1.36 – Узел трения машины WAZAU UTM-2000

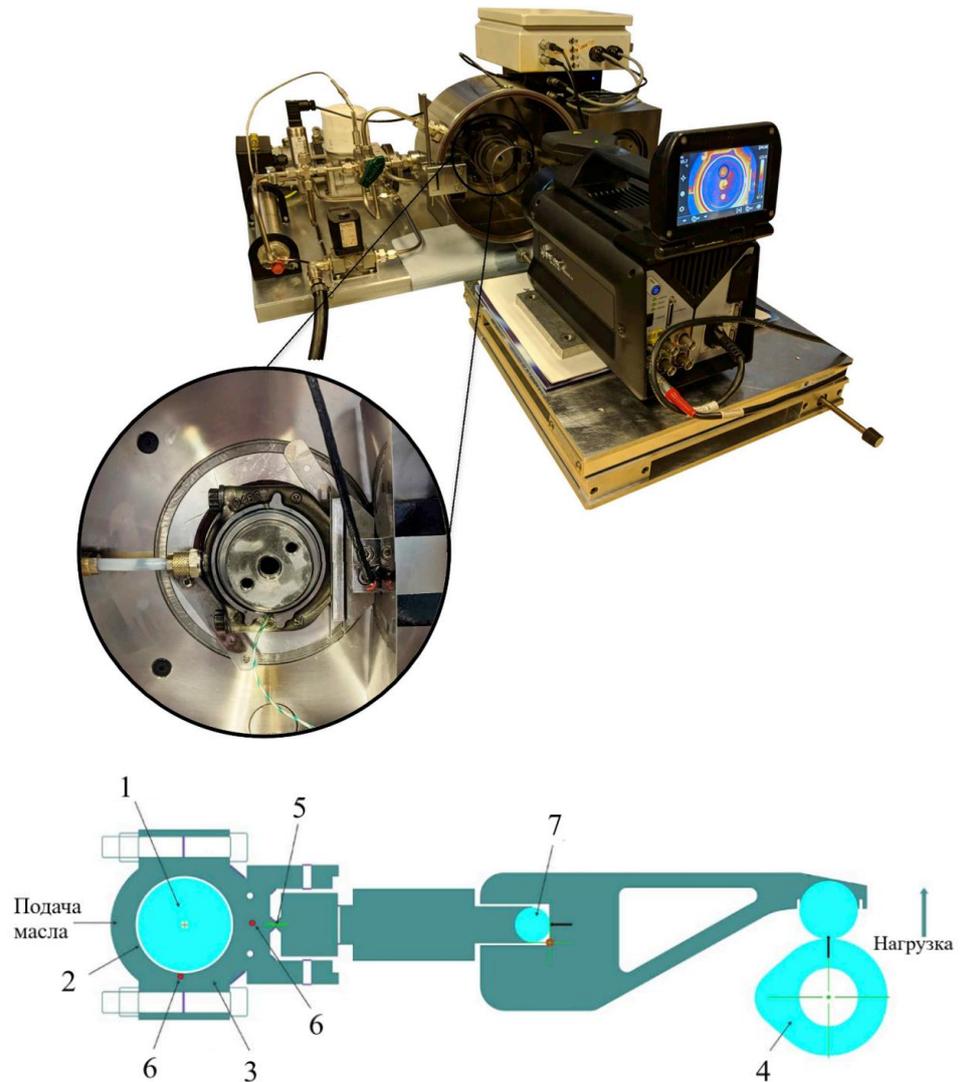
Машина WAZAU UTM-2000 показывает хорошую повторяемость результатов при исследовании влияния твердосмазочных покрытий на трение в подшипнике скольжения при наличии перекоса подшипника, так и без него [53].

Схема с консольным расположением подшипника использована также в машине Journal Bearing Machine (JBM) производства компании PCS Instruments (Великобритания) [43]. Установка состоит из стального вала 1, который вращается внутри корпуса подшипника, состоящего из двух вкладышей 2, размещенных в модифицированном шатуне 3 двигателя внутреннего сгорания (рисунок 1.37).

Нагрузка прикладывается к подшипнику с помощью рычага и может быть постоянной или переменной, при этом дополнительная нагрузка накладывается поверх постоянной с использованием вращающегося кулачка 4. Нагрузка и момент трения измеряются тензодатчиками 5, температура корпуса подшипника – термопарами 6.

В установке используются товарные вкладыши двигателя V6 Chrysler объемом 3,6. Длина вкладыша 17,8 мм, диаметр вала 59,5 мм. Радиальный зазор составляет 29 мкм. Испытания могут проводиться при различных скоростях вращения

вала в диапазоне от 1000 до 3500 мин⁻¹, изменении нагрузки в диапазоне 1–3 кН (что соответствует давлениям в подшипниках 1–3 МПа), изменении температуры подачи масла от 60 до 120° С. Давление подачи масла на входе в подшипник составляет 150 кПа. Установка оснащается тепловизором для оценки температурных полей.



1 – вал; 2 – вкладыши; 3 – шатун; 4 – кулачок; 5 – тензодатчики;
6 – термопары; 7 – ролик

Рисунок 1.37 – Машина трения JBM PCS Instruments [43]

Vladescu и др. [87] применили машину трения JBM для исследования влияния лазерного текстурирования поверхностей вкладышей на коэффициент трения в подшипнике скольжения при различных видах смазки. Разброс результатов измерений

при получении диаграммы Герси-Штрибека на машине JBM составляет 1,5%. Следует признать её одной из самых точных.

На рисунке 1.38 представлен стенд, разработанный компанией Federal-Mogul Powertrain, которая наряду с компанией MIBA является одним из мировых лидеров в области производства и исследования подшипников скольжения двигателей. Стенд имеет конструкцию, аналогичную LP-06 MIBA и позволяет проводить исследования подшипников скольжения при различных видах смазки (жидкостная, граничная) и нагрузках.

Норре, Arnold [41] исследовали с помощью этой установки влияние полимерного покрытия IROX на поверхности вкладыша на изменение диаграммы Штрибека при смазке подшипника моторными маслами классов вязкости SAE 5W-30 и 0W-20.

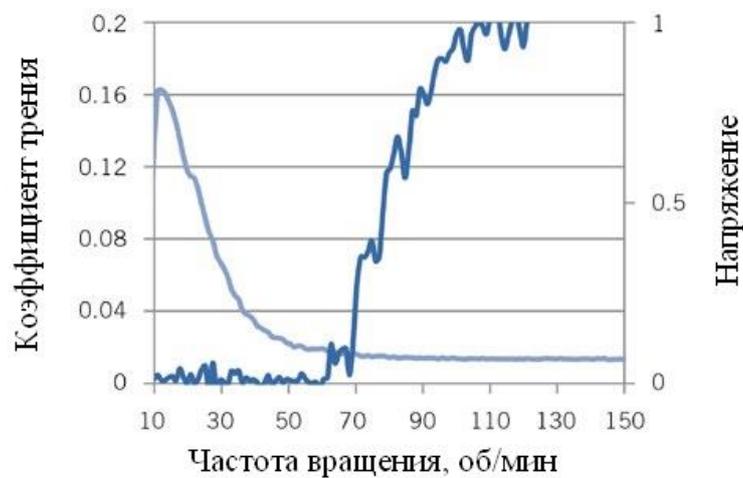
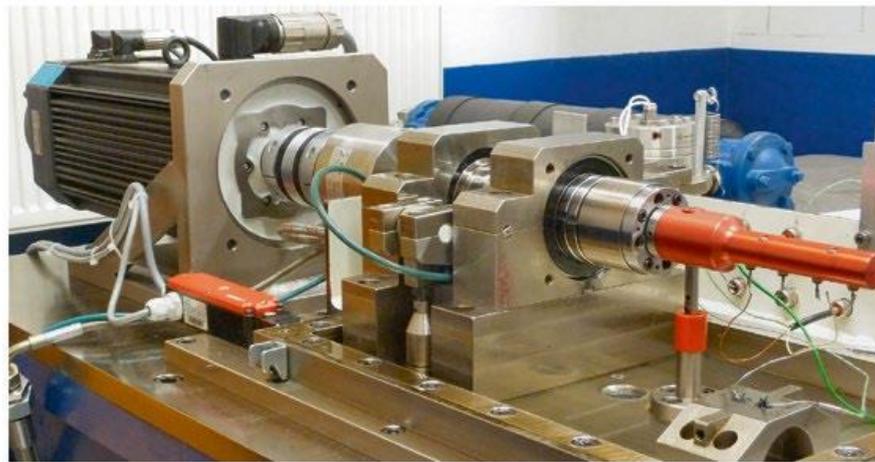


Рисунок 1.38 – Испытательный стенд для оценки трения в подшипниках скольжения компании Federal-Mogul Powertrain [41]

Одним из перспективных стендов является разработка центра трибологии университета Шеффилда (Великобритания), представленная на рисунке 1.39 [21]. Особенностью этого стенда является возможность измерения толщины смазочного слоя с помощью ультразвуковых датчиков.

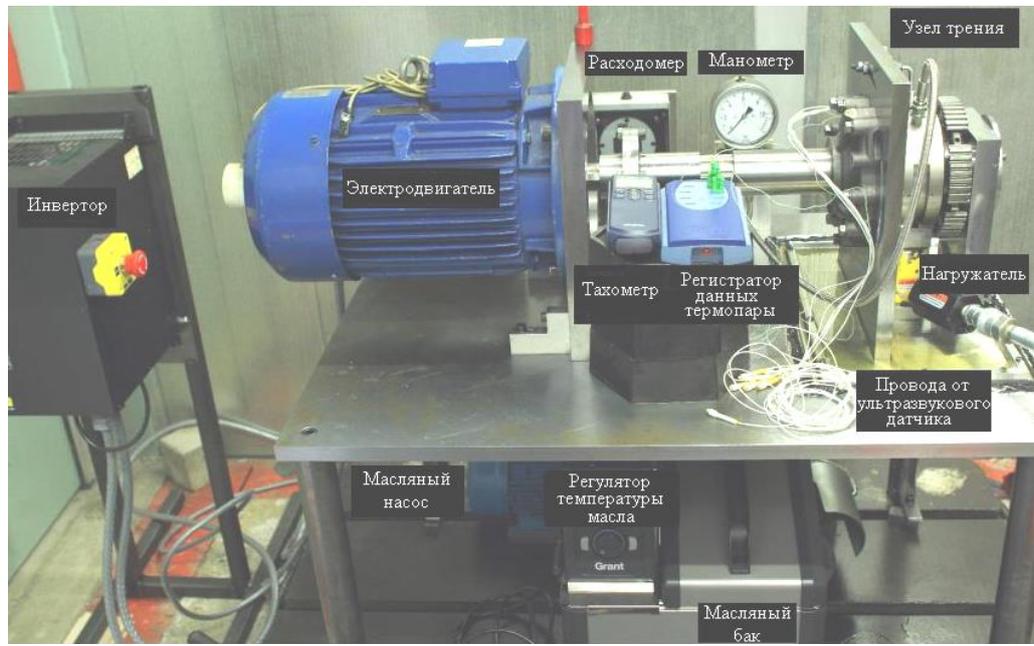
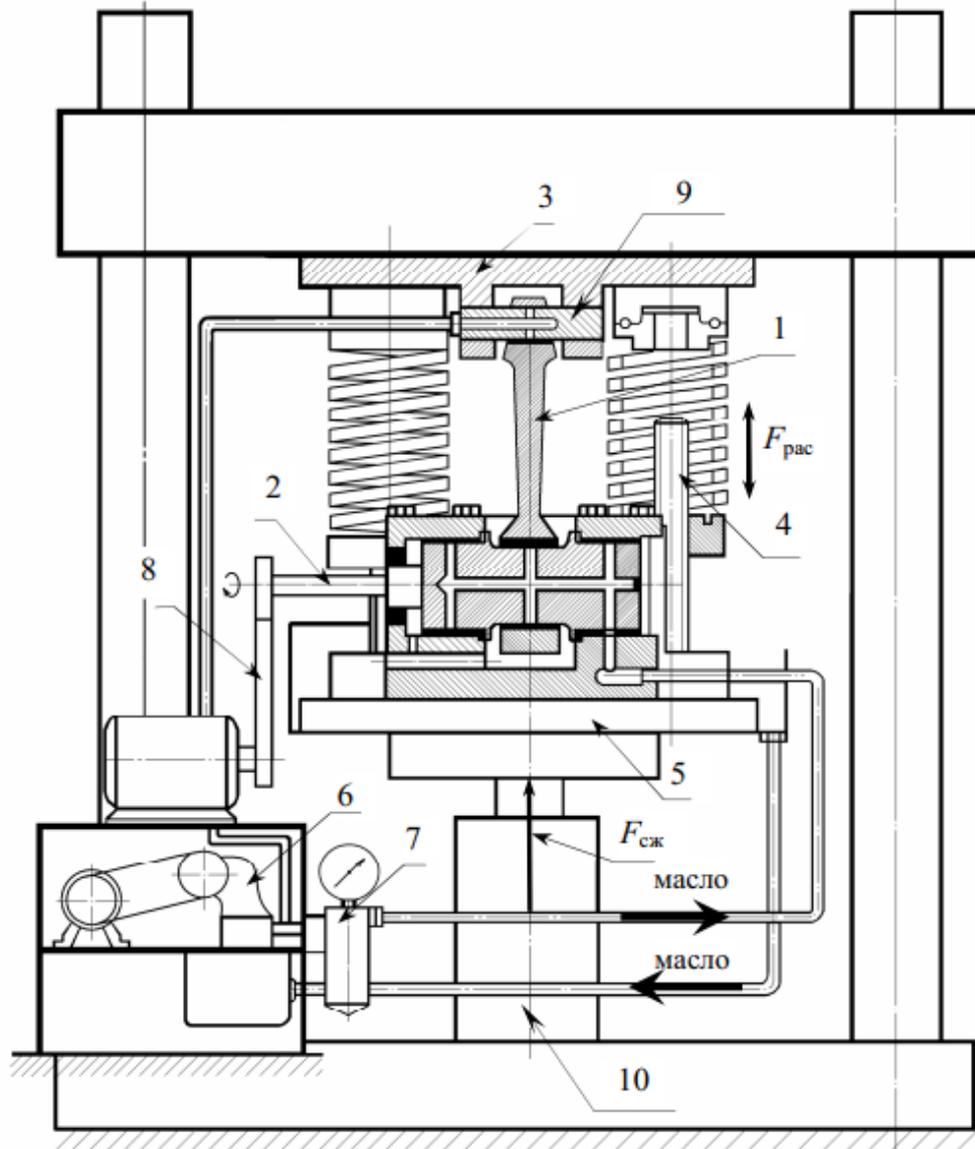


Рисунок 1.39 – Исследовательский стенд подшипника скольжения с ультразвуковыми датчиками измерения толщины смазочного слоя

В России для решения конкретных задач часто исследователи также выполняют самостоятельные доработки существующих машин или собирают под каждую задачу оригинальную испытательную установку [310, 225]. В нашей стране было создано множество оригинальных испытательных установок подшипников скольжения, однако, к сожалению, очень не многое сохранилось сегодня в исследовательских лабораториях, занимающихся вопросами повышения надёжности подшипников скольжения.

В работе В.Н. Никишина [225] описана конструкция стенда, позволяющего выполнять испытания шатунов автомобильных двигателей на усталостную прочность, при этом в шатунном подшипнике обеспечиваются условия для гидродинамического режима смазки (рисунок 1.40). Стенд не позволяет фиксировать момент

трения в подшипнике, но обеспечивает возможность косвенной оценки толщины смазочного слоя по падению напряжения в подшипнике.



1 – шатун; 2 – вращающийся вал; 3 – опорная плита; 4 – винтовые домкраты с пружинами; 5 – основание; 6 – масляный насос; 7 – фильтр масляный; 8 – ременная передача

Рисунок 1.40 – Стенд испытания шатунов по знакопеременному циклу с созданием гидродинамики в подшипниках скольжения

В.Н. Никишин предложил следующую классификацию режимов трения в подшипнике в зависимости от среднего относительного напряжения ΔU (отношение напряжения на выходе к напряжению на входе) в зазоре подшипника

скольжения. В случае $0 < \Delta U < 15\%$ – режим трения упругопластический (сухое трение); при $15 \leq \Delta U < 35\%$ – упругогидродинамический (граничное трение); при $35 \leq \Delta U < 80\%$ – переходный режим (смешанное трение); при $80 \leq \Delta U < 100\%$ – гидродинамический режим (жидкостное трение).

Отметим, что за рубежом идёт постоянная работа по совершенствованию подобных испытательных стендов в направлении более реалистичного воспроизведения условий работы подшипников скольжения.

В настоящее время в России недостаток доступной и качественной лабораторной базы в виде машин трения значительно затрудняет проведение перспективных исследований в области гидродинамических подшипников скольжения, а также сказывается на подготовке квалифицированных кадров по машиностроению и эксплуатации. Проблема касается всех уровней образования – бакалавриата, магистратуры, аспирантуры.

1.5 Программное обеспечение для моделирования подшипников скольжения

Современный уровень развития техники и технологий определил сегодня программное обеспечение как инструмент, являющийся неотъемлемой частью процесса проектирования машин и механизмов. Для инженерной деятельности характерно применение различного программного обеспечения при решении определенного класса задач в процессе разработки в зависимости от этапа проектирования. Программные комплексы строятся на основе теоретических представлений, математических моделей объектов, эмпирических зависимостях, отражающих те или иные процессы. Современное программное обеспечение использует 3 типа элементов для моделирования: 1D, 2D и 3D-элементы.

С помощью 1D-моделирования на ранних этапах проектирования (стадия технического предложения или эскизного проекта, концептуальное проектирование) можно создать сложную концептуальную систему, так называемую систему высокого уровня (0D, 1D), проанализировать переходные и установившиеся процессы и т.д. Программное обеспечение с 1D CAE позволяет исследовать различные концепции на самых ранних стадиях проектирования, еще до того, как появится

какая-либо трехмерная геометрия детали, узла или изделия [228]. Параметры можно уточнять и добавлять по мере их появления, что позволяет использовать 1D-моделирование как дополнение к подробному 3D моделированию.

Компоненты определяются аналитическим путем и имеют так называемые входные порты для их соединения между собой. Получаемая математическая модель имеет очень ограниченное число степеней свободы по сравнению с 3D CAE. Быстродействие и открытость 1D-моделирования к различным типам программных кодов и возможности работы в реальном времени позволяют оптимизировать процесс разработки системы. 1D CAE предлагает открытый подход к разработке, начиная с функциональных требований и заканчивая физическим моделированием и симуляцией.

Сходство 1D, 2D и 3D-моделирования заключается в том, что все они способны показывать одни и те же результаты. 1D-моделирование даст более упорядоченный результат, но менее детализированный, что требует меньших усилий для интерпретации результатов, по сравнению с 2D и 3D [95].

С точки зрения времени, 1D-моделирование требует меньше всего машинной памяти, а также отличается быстротой получения результата, в отличие от 3D-моделирования, которое требует временных затрат на правильную подготовку моделей к проведению расчётов. Применение 1D-моделирования позволяет сократить время, затрачиваемое на получение результатов, предотвратить возникновение существенных ошибок при 2D или 3D моделировании на последующих этапах проектирования, таких как технический и рабочий проект.

Несмотря на большое количество теоретических и экспериментальных исследований в области моделирования подшипников скольжения в целом и процесса их изнашивания в частности, лишь не многие модели нашли своё применение в инженерной практике и используются в современном программном обеспечении. Распространение получают модели изнашивания, которые имеют минимальное число параметров, определяемых эмпирическим путём, и позволяют оценивать долговечность ресурсопределяющих узлов трения. Это особенно важно на ранних этапах проектирования машин и механизмов.

В этой связи следует уделить внимание современному программному обеспечению, используемому для разработки и исследований подшипников скольжения.

Сегодня существует множество программных продуктов, позволяющих рассчитывать различные узлы и механизмы машин, в частности подшипники скольжения и в рамках обзора автор ограничился лишь кратким анализом. Все разработки в этой области можно условно разделить на две группы.

К первой, относятся сложные программные пакеты инженерного анализа, состоящие из множества программных модулей, ориентированных на решение отдельных задач и работающих с 3D моделями узлов и деталей (ANSYS, ABACUS, COMSOL и др.). Однако ввиду своей универсальности такие пакеты обладают рядом недостатков. В частности, невозможность или неэффективность решения отдельных специфических задач; сложность в освоении; высокая стоимость; кроме того, для эффективной работы требуются значительные вычислительные ресурсы.

Ко второй группе можно отнести программы, ориентированные на решение специфических и узких задач методом имитационного моделирования в 1D-постановке с возможностью косимуляции в 3D постановке. Часто, они входят в состав более сложных программных комплексов. Наиболее известными программными комплексами, имеющими возможность моделировать подшипники скольжения, являются AVL EXCITE Designer, AVL EXCITE Power Unit (Австрия), Tribo-X (Ansys), FLARE (General Motors, США), GT-SUITE, «Orbit» или «ENGDYN» (inc. Ricardo, Англия), АРМ Plane (Россия), «Орбита» (Россия), ARMD, RAPPID-RDA, VT-FAST, ROMAC, «Подшипник-Криоген» (Россия) [298], «BEARING» [255], «Подшипники скольжения» [299].

Такие программные комплексы как ARMD, RAPPID-RDA, VT-FAST, ROMAC, «Подшипник-Криоген» [298] позволяют рассчитывать подшипники скольжения различных конфигураций (радиальные, конические, сегментные, магнитные, с плавающими втулками, упорные, многоклиновые) и типов (гидродинамические, гидростатодинамические). Как правило, в основе математических моделей положено решение уравнения Рейнольдса. Учтены зависимость вязкости

СМ от температуры и турбулентность течения. Однако, не учитывается изменение внешней нагрузки по величине и направлению, неньютоновское поведение смазочного материала, не моделируется процесс изнашивания поверхностей трения.

Приложение АРМ Plane, входящее в состав комплекса WinMachine, позволяет рассчитывать стационарно нагруженные подшипники скольжения (радиальные, упорные) в жидкостном и полужидкостном режимах трения. Расчёт подшипников в жидкостном режиме трения основан на решении уравнения Рейнольдса и уравнения равновесия. Возможности рассчитывать ресурс и износ подшипника данная программа не предоставляет.

Гидродинамический анализ подшипников скольжения позволяют выполнять такие программы как EXCITE Designer, Excite Power Unit (AVL, Австрия), Tribo-X (Ansys), FLARE (General Motors, США) [31, 32], «Орбита» (Россия) [230], «Orbit» или «ENGDYN» (inc. Ricardo, Англия) [35].

Отдельно стоит отметить междисциплинарный программный комплекс Siemens AMESIM, который используется на ранних этапах проектирования систем и изделий, а также на этапах оптимизации. С его помощью возможно создавать достаточно сложные одномерные модели, например, смазочной системы двигателя внутреннего сгорания, включая подшипники скольжения, маслонасос, теплообменник, фильтр, форсунки охлаждения поршней и др. Библиотеки AMESIM имеют широкий функционал и позволяют создавать модели систем, состоящих из компонентов механики, гидравлики, электротехники, гидродинамики, теплотехники и пр.

Анализ возможностей программного комплекса AMESIM для расчёта процессов трения и смазки в подшипниках скольжения показывает, что в нём используются хорошо апробированные модели подшипников, основанные на упрощенной форме метода подвижности Букера [45] с учетом решения Оквирка (теория короткого подшипника, отношение ширины подшипника к диаметру менее $1/8$ [30]), решения Гоенки [68] ($1/4 < L/D < 1$), и Уорнера-Зоммерфельда [45] ($L/D > 1$) для длинных подшипников.

Этот программный комплекс позволяет моделировать кавитационные явления в подшипнике скольжения, динамически нагруженный подшипник, источники смазки, сухое трение в подшипнике, контактное взаимодействие поверхностей трения в подшипнике, задавая предполагаемый угол контакта. Однако, несмотря на широкие возможности, моделировать процесс изнашивания поверхностей трения подшипника скольжения Amesim пока не позволяет.

Программные комплексы AVL EXCITE Designer и PowerUnit входят в семейство программ, разработанных компанией AVL, являющейся одним из мировых лидеров в области моделирования, прежде всего ДВС, а также агрегатов трансмиссии и всего автомобиля в целом. AVL EXCITE Designer содержит три модуля: анализ крутильных колебаний коленчатого вала и трансмиссии; гидродинамический анализ подшипников скольжения; трёхмерный прочностной анализа коленчатого вала. Он позволяет создавать кривошипно-шатунные механизмы двигателей на ранних этапах проектирования. Модель кривошипно-шатунного механизма (КШМ) шестицилиндрового рядного двигателя, реализованная в программном комплексе AVL Excite Designer, представлена на рисунке 1.41 [171].

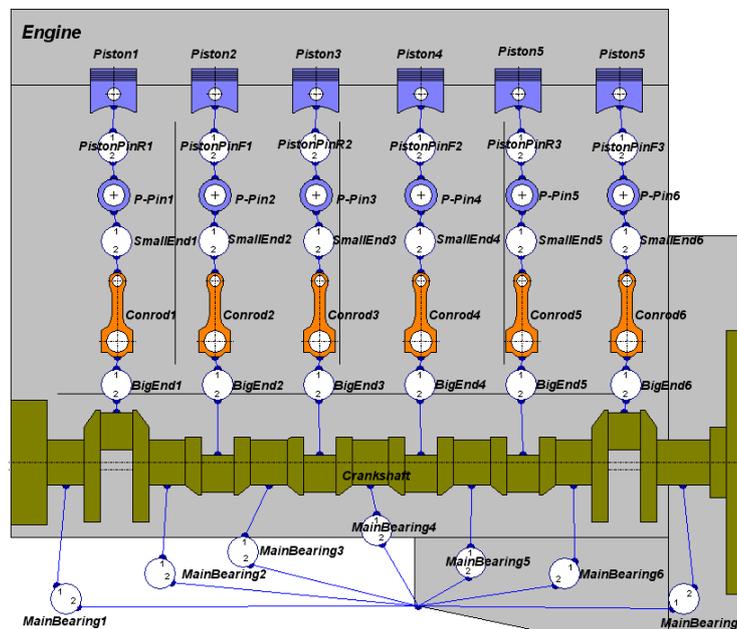


Рисунок 1.41 – Модель КШМ шестицилиндрового рядного двигателя в программе AVL Excite Designer

Результаты расчёта подшипников скольжения, полученные с помощью этой модели, качественно и количественно совпадают с результатами (рисунок 1.42),

полученными нами с помощью модели подшипника, реализованной в программных комплексах, разработанных коллективом кафедры «Автомобильный транспорт» ЮУрГУ [273-277] на основе комплекса прикладных программ «Орбита» [247].

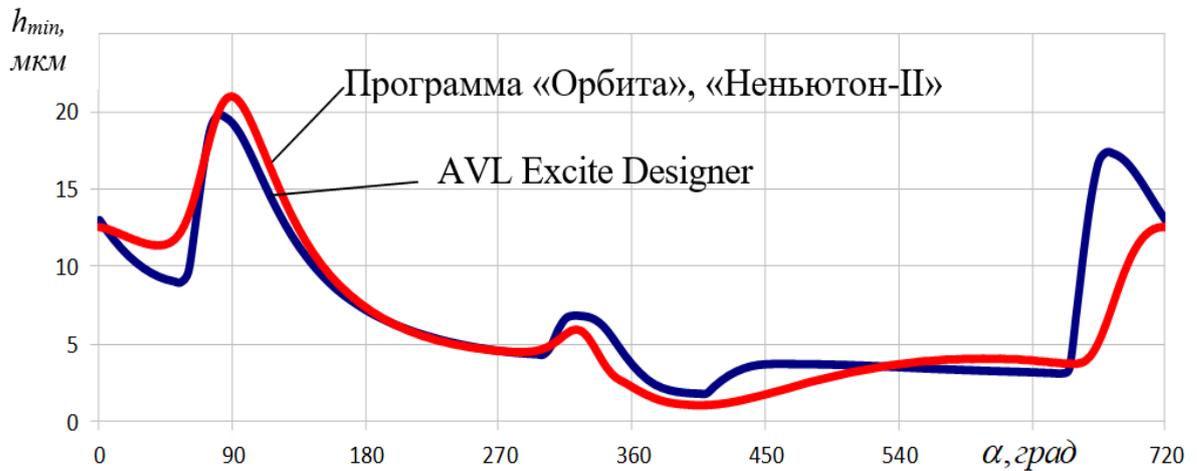


Рисунок 1.42 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя в шатунном подшипнике ДВС от угла поворота коленчатого вала за цикл нагружения

Это свидетельствует о том, что отечественное математическое и алгоритмическое обеспечение в области расчёта и моделирования сложнонагруженных гидродинамических подшипников скольжения ни в чём не уступает зарубежному.

Программный комплекс AVL EXCITE PowerUnit содержит уже более детальные модели термоупруго-гидродинамических контактов (ТЕНД) для подшипников скольжения, поршней и поршневых колец. Это позволяет проводить углубленные исследования с точными результатами по долговечности, трению, износу и акустике [79], оценивать потери мощности на трение в двигателе внутреннего сгорания по отдельным механизмам [22].

Модели в EXCITE PowerUnit состоят из жестких или линейно упругих тел, которые представляют собой элементы двигателя (коленчатый вал, шатуны и т.д.) и нелинейные соединения, так называемые шарниры (связи, соединения). Для различных компонентов двигателя разработаны специальные тела и шарниры. Тела взаимно соединяются с шарнирами и могут обладать нелинейной жесткостью и демпфирующими свойствами. Это используется, например, при моделировании нелинейности смазочного слоя подшипников скольжения. Тела в основном

представлены в виде матриц жесткости и массы. Эти матрицы могут быть сгенерированы внутри EXCITE с помощью таких инструментов, как AVL Auto SHAFT и Shaft Modeler [88], ConrodModeler, или они могут быть подготовлены с помощью внешних программ для конечно элементного (КЭ) моделирования, таких как Simulia ABAQUS, MSC NASTRAN, NX NASTRAN, ANSYS или Altair RADIOSS.

Модели подшипников скольжения, используемые в EXCITE Power Unit, предусматривают контактное взаимодействие, описываемое теорией Гринвуда-Триппа, возможность расчёта износа по уравнению Арчарда [85].

В качестве примера использования программы можно привести работу [78], где проводилось сравнение результатов испытаний подшипника скольжения на стенде с результатами моделирования в AVL EXCITE Power Unit.

Как показано на рисунке 1.43, модель состоит из вала, исследуемого подшипника, двух вспомогательных и двух упорных подшипников. Вал и подшипники скольжения представляют собой так называемые конструкции с редуцированными конечными элементами (КЭ), где информация о жесткости и массе собирается в узлах опорной поверхности.

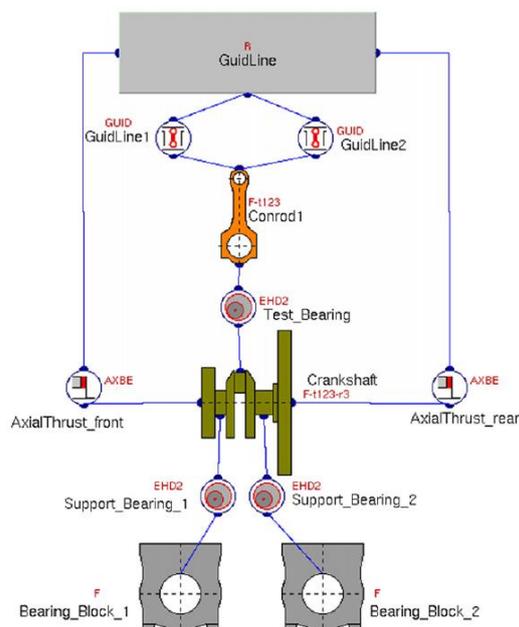


Рисунок 1.43 – Схематичное изображение испытательного стенда
в AVL EXCITE

Программа позволяет получать профиль износа путем трехкоординатной интерполяции наиболее сильно изношенной части измеряемого профиля

(рисунок 1.44). Красным цветом обозначены зоны максимального износа (около 6 мкм), синим цветом – зоны минимального износа (0 мкм). Результаты моделирования показывают хорошее количественное совпадение по моменту трения в подшипниках с экспериментальными данными.

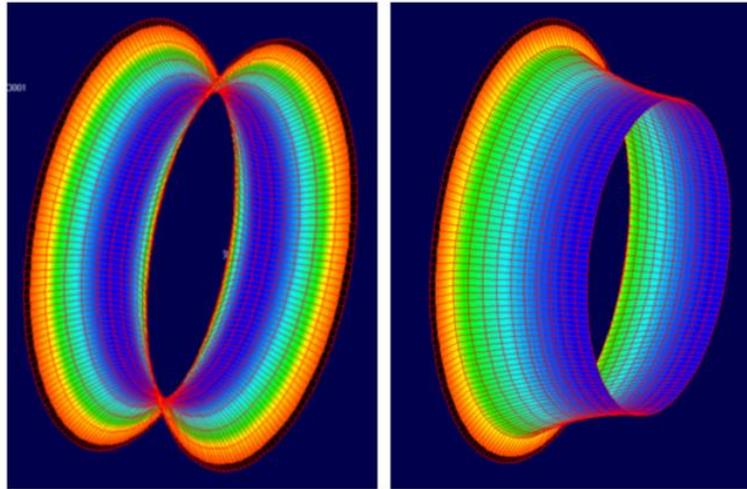


Рисунок 1.44 – Радиально-симметричный профиля износа для вспомогательного (справа) и исследуемого (слева) подшипника при удельной нагрузке 55 МПа

Компания Mahle Engine Systems (один из мировых лидеров в производстве подшипников скольжения и поршней ДВС) разработала внутренний программный код под названием SABRE-EHL для моделирования подшипников скольжения в упругогидродинамической постановке (УГД, EHD) [59]. Код использует конечно-разностную схему, позволяет получать распределение гидродинамических давлений в смазочном слое и рассчитывать основные гидромеханические характеристики подшипника: толщину смазочного слоя, потери мощности на трение, расход масла и температуру подшипника [96].

Программный пакет Abaqus является неотъемлемой частью процесса моделирования подшипников в SABRE-EHL. С помощью него можно работать с данными, связанными с жесткостью корпуса, деформациями сборочных узлов, с учетом влияния инерции и смещения шипа.

Рабочий процесс моделирования шатунных подшипников представлен на рисунке 1.45. Существует следующие виды моделирования Abaqus/Standard

(указаны в пунктирной рамке), которые используются для получения исходных данных для SABRE-EHL: анализ матрицы жёсткости, анализ посадки подшипника и анализ ускорения шатуна. Полученные результаты сохраняются в текстовом документе. Кроме того, возможен вид моделирования Abaqus/Standard, при котором давление из SABRE-EHL накладывается на КЭ-модель (анализ давления за цикл). Моделирование коренных подшипников осуществляется аналогично, за исключением того, что вместо анализа ускорения шатуна выполняется анализ перемещений коленчатого вала в пространстве.

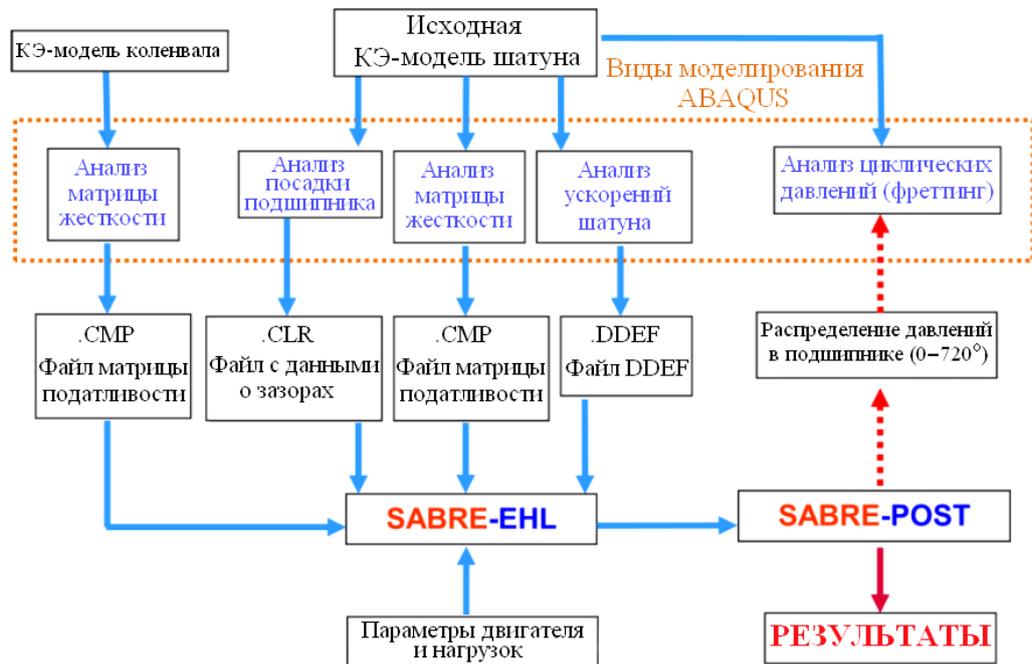


Рисунок 1.45 – Рабочий процесс моделирования шатунных подшипников в программе SABRE-EHL

На рисунке 1.46 показано распределение давлений в смазочном слое для шатунного подшипника при нахождении поршня около верхней мертвой точки и ударных нагрузках, полученных с помощью моделирования в Abaqus.

Результаты приведены для двух конструкций шатунов, показывающие как распределение материала, существенно влияет на формирование гидродинамических давлений в смазочном слое.

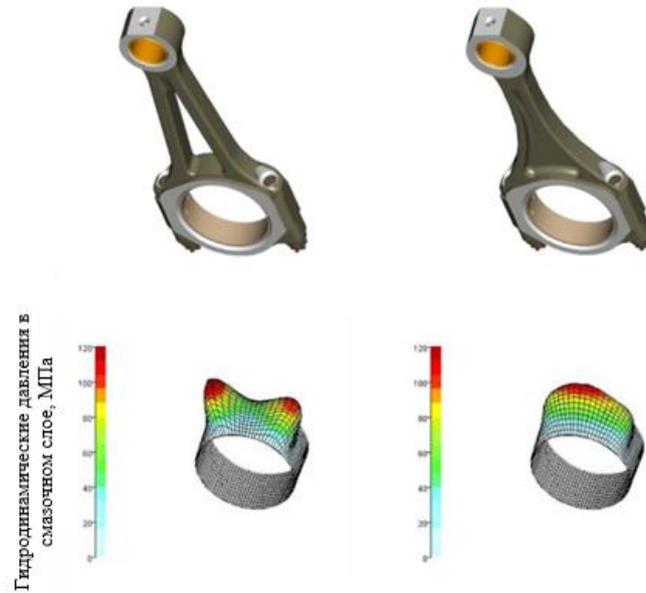


Рисунок 1.46 – Распределение давлений в смазочном слое [59]

Полярный график на рисунке 1.47 показывает, как тепловое расширение может существенно исказить геометрию подшипника (при рабочей температуре двигателя 140 °С).

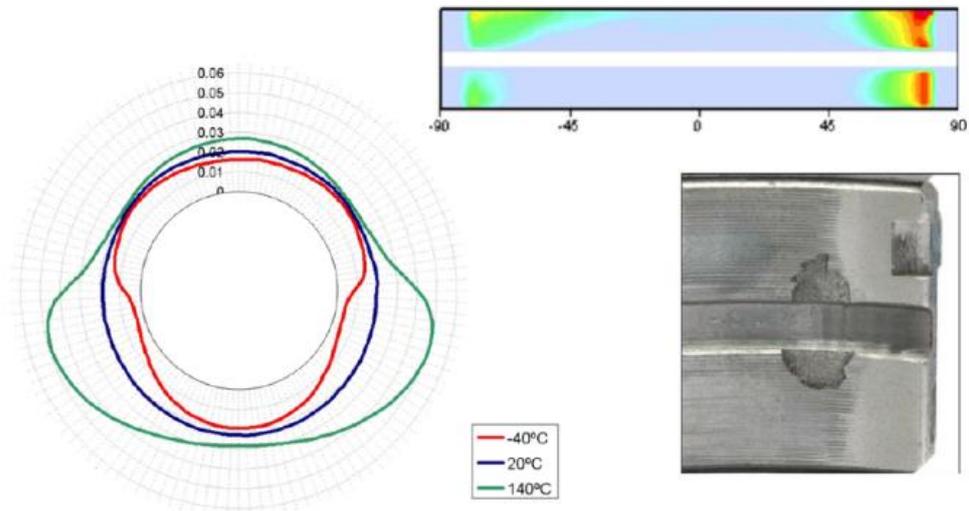


Рисунок 1.47 – Влияние температуры на форму отверстия под подшипник и усталостные повреждения вкладыша

Программа ANSYS Motion основана на использовании так называемых многотельных (многомассовых) динамических систем. Она позволяет достаточно быстро и точно анализировать жесткие и гибкие тела в пределах одной системы.

Инструментарий ANSYS Motion Drive Train позволяет проводить анализ, начиная с первоначальной концепции конструкции и заканчивая подробными моделями.

Специализированным инструментом для моделирования подшипников скольжения и подшипников качения в ANSYS является модуль Tribo-X. С помощью него можно достаточно быстро и легко анализировать подшипники скольжения, а также визуализировать результаты непосредственно на CAD-модели в ANSYS Mechanical. В основные задачи данного инструмента входят правильное определение размеров подшипников, учет жесткости, зависящей от скорости и эффектов демпфирования при динамическом конечно-элементном анализе [229].

Программа позволяет осуществлять полную интеграцию подшипника скольжения из Tribo-X в ANSYS Workbench, учитывать упругие деформации подшипника и их влияние на геометрию зазора, а также полное представление диаграммы Герси-Штрибека с учетом шероховатости поверхности.

Авторами-разработчиками модуля Tribo-X являются D. Bartel, L. Bobach, T. Illner and L. Deters. В своей работе [13] по моделированию переходных процессов изнашивания подшипников, работающих при полужидкостной смазке, они продемонстрировали возможности модуля Tribo-X.

Подход к определению износа не отличается от общепринятого и основан на решении гидродинамической задачи в подшипнике скольжения с последующим определением зон контактного взаимодействия и расчётом износа поверхностей трения подшипника.

Для определенных временных интервалов местный износ поверхностей трения рассчитывается по окружности или ширине на основе энергетического подхода Фляйшера. Полученные данные об изменении в геометрии зазора затем используются в дальнейших вычислениях. Контактные давления при взаимодействии вала и вкладыша определяются по теории Гринвуда-Триппа с учётом параметров шероховатостей реальных поверхностей и их изменения в процессе приработки. Также учитываются микрогидродинамические явления, упругие деформации и влияние

кавитации. На рисунке 1.48 представлены результаты, полученные с применением программы Tribo-X [13].

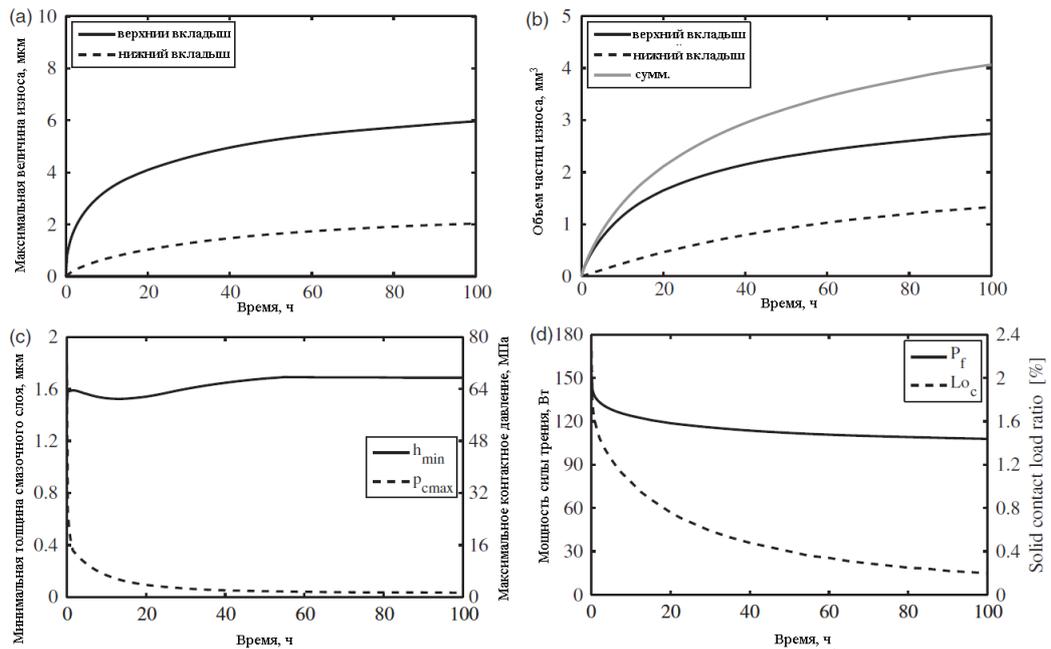


Рисунок 1.48 – Результаты расчета износа и контактного взаимодействия элементов шатунного подшипника в зависимости от времени в Tribo-X

Минимальная толщина смазочного слоя и максимальное контактное давление (рисунок 1.47, c) являются экстремальными значениями за цикл нагружения подшипника в течение рассматриваемого времени. Зависимости потерь мощности на трение и коэффициента непосредственного контактирования поверхностей (рисунок 1.47, d) являются усредненными (среднеинтегральные значения за цикл нагружения подшипника).

Необходимо отметить, что рассматриваемый в работе [13] шатунный подшипник работает при смешанном трении в течение всего времени виртуальных испытаний, поскольку значение минимальной толщины смазочного слоя находится ниже критического (3,75 мкм для не приработанного верхнего вкладыша из алюминиевого сплава, 3,66 мкм для нижнего вкладыша из свинцовистой бронзы) в течение 100 часов работы. Процесс приработки проявляется в постоянном уменьшении контактных давлений, коэффициента нагрузки и работы сил трения. Это приводит к снижению интенсивности изнашивания, что в свою очередь

приводит к уменьшению объема частиц износа и к уменьшению приращения максимальной величины износа. И даже после 100 часов работы процесс изнашивания в подшипнике не стабилизируется. Это даёт основание предполагать, что при дальнейшем увеличении времени работы значение коэффициента непосредственного контактирования и интенсивность изнашивания будут продолжать снижаться. Верхний вкладыш шатунного подшипника вследствие большей нагруженности подвержен большему износу, хотя и выполнен из более стойкого материала.

На рисунке 1.49 приведены результаты расчетов для одного рабочего цикла шатунного подшипника за 0, 10 и 100 часов. Наименьшая минимальная толщина смазочного слоя и наибольшее максимальное давление (сумма гидродинамического и контактного давлений) достигаются в середине рабочего цикла, при воспламенении, в области верхнего вкладыша. Заметных различий между тремя временными точками не наблюдается (рисунок 1.49, а, b). Однако существенно заметно снижение потерь мощности на трение и максимальных контактных давлений в результате приработки (рисунок 1.49, с, d).

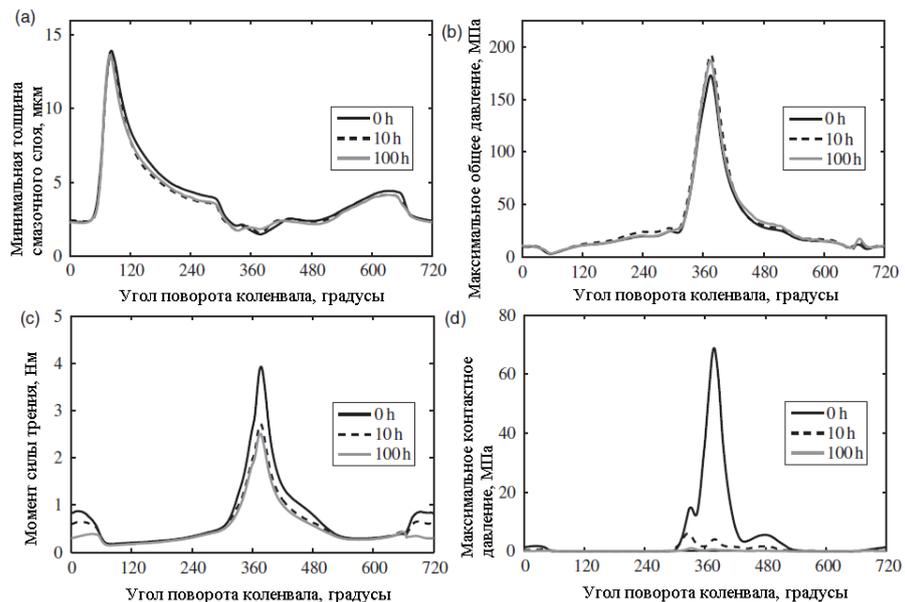
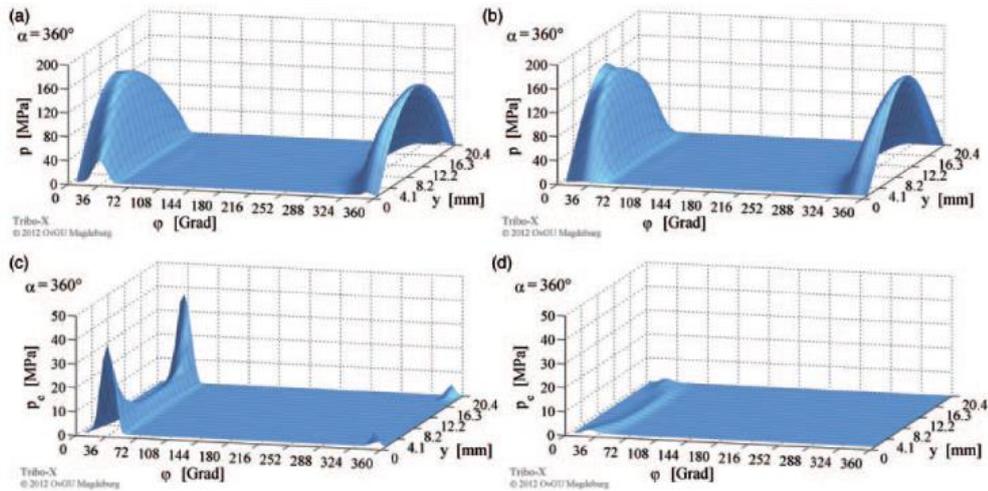


Рисунок 1.49 – Результаты расчета шатунного подшипника за один рабочий цикл

На рис приведены распределения общих и контактных давлений по окружности и ширине шатунного подшипника для начала процесса сгорания, то есть

когда $\alpha=360^\circ$, в начальный момент времени (0 часов работы) и через 10 часов работы подшипника.



суммарное давление в начальный момент времени; б) суммарное давление после 10 часов работы; с) контактное давление в начальный момент времени; д) контактное давление после 10 часов работы

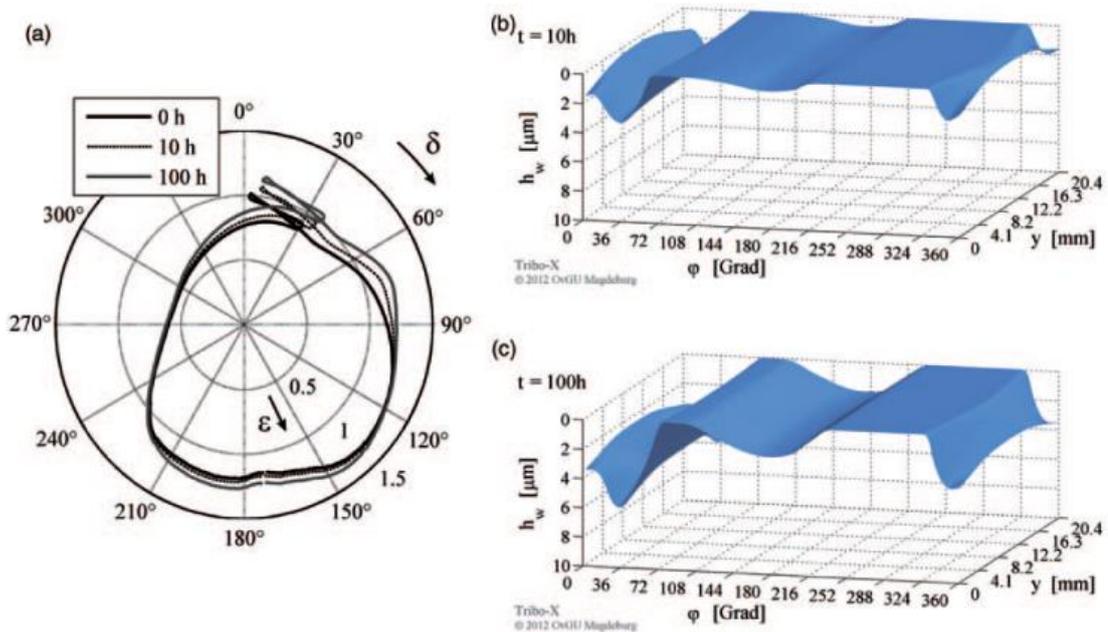
Рисунок 1.50 – Распределение давления внутри шатунного подшипника при $\alpha=360^\circ$

Из-за упругих деформаций шатуна, которые проявляются в вогнутой форме по ширине вкладыша, на краях подшипника происходит повышение контактных давлений. При приработке эти участки сглаживаются таким образом, что всего через несколько часов работы контактные давления значительно снижаются. Распределения общих давлений не имеют каких-либо существенных отличий.

На рисунке 1.51 показаны траектории движения центра вала в шатунном подшипнике в начальный период времени, через 10 и 100 часов работы, а также распределения износа по поверхности подшипника через 10 и 100 часов. В данном случае траектории движения вала представляют собой траектории движения его центра в пределах зазора шатунного подшипника.

При работе шатунного подшипника износ вблизи верхнего вкладыша приводит к сдвигу траектории в сторону увеличения эксцентриситета. Для нижнего вкладыша аналогичный процесс, напротив, обусловлен упругими деформациями шатуна. По локальному распределению величины износа на шатунном подшипнике можно отметить повышенный износ на его краях, что, можно сказать,

приводит к балансировке шейки, что в свою очередь является причиной изменения толщины смазочного слоя.



а) Траектория движения вала относительно подшипника; б) локальное распределение износа после 10ч; с) локальное распределение износа после 100ч

Рисунок 1.51 – Траектории движения центра шатунной шейки в подшипнике и распределение износа по поверхности подшипника, полученные в Tribо-Х

Представленные результаты показывают, что программный модуль ANSYS Tribо-Х является мощным инструментом моделирования, с помощью которого можно исследовать поведение подшипников скольжения при их работе в условиях гидродинамической и граничной смазки. Однако стоит заметить, что влияние индивидуальных противоизносных свойств смазочных материалов на износ подшипников скольжения данный программный комплекс позволяет учитывать только через коэффициент износа, но не позволяет учитывать особенности состава и строения противоизносных присадок, находящихся в масле.

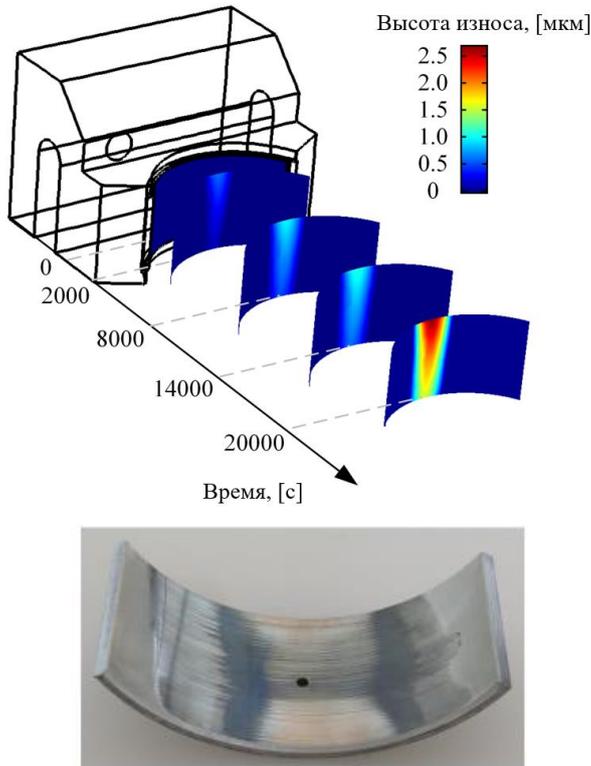


Рисунок 1.52 – Эволюция расчётного износа подшипника во времени и результат износа в эксперименте

стей на поверхностях трения, контактного взаимодействия в зависимости от толщины смазочного слоя, изменения геометрии смазочного зазора в результате упругой деформации и износа. Им удалось рассчитать изменение износа во времени в COMSOL Multiphysics и сравнить с результатами собственных экспериментов.

На рисунке 1.52 показана эволюция расчётного пятна износа и полученное в результате эксперимента, что позволяет качественно сравнить картины. Видно, что расчётное пятно износа существенно меньше, полученного в эксперименте.

Большое влияние на результат оказывает выбор параметров, входящих в модель для определения контактного давления, тепловое расширение контакта, которое не учитывалось, а также коэффициент износа (отношение объема изношенного

В работах [15, 17] показаны возможности программы COMSOL Multiphysics при оценке износа подшипника скольжения. Отличительной особенностью этой программы является возможность добавлять дифференциальные уравнения и создавать связанные математические модели процессов. Авторы работ [15, 17] реализовали математическую модель процесса изнашивания подшипника скольжения, объединяющую процессы образования гидродинамических давлений в смазочном слое с учётом наличия шероховатости

материала к работе сил трения). Объемный износ вкладыша в случае численной оценки составляет $0,33 \text{ мм}^3$, тогда как эксперименте – $3,73 \text{ мм}^3$. Самый большой вклад в отличие результатов расчёта от эксперимента вносит, несомненно, коэффициент износа, являясь комплексным параметром, зависящим от начальной шероховатости поверхностей, химического состава масла, физико-механических характеристик материала вкладыша и характера нагружения подшипника. Кроме того, коэффициент износа меняется по мере смены слоёв материала вкладыша, участвующих в процессе изнашивания.

При обработке результатов эксперимента авторы работы [17] показали, что коэффициент износа изменяется от $1,302 \cdot 10^{-12} \text{ м}^3/\text{Дж}$ до $1,147 \cdot 10^{-14} \text{ м}^3/\text{Дж}$. Важное значение имеет вид функции, описывающей это изменение по мере изнашивания отдельных слоёв материала вкладыша, который ещё предстоит выяснить в результате дальнейших научных исследований в этой области.

Отечественные программные комплексы для моделирования подшипников скольжения, как правило, не отличаются столь развитым интерфейсом как ANSYS или COMSOL, но при этом уровень используемых математических моделей и алгоритмов не уступает зарубежным пакетам.

Для нашей страны характерна разработка программных комплексов для решения задач в области машиностроения преимущественно силами вузовских научных коллективов и научных школ. Это в полной мере относится к программным комплексам для моделирования подшипников скольжения. Достаточно сказать, что только с 2013 года в РОСПАТЕНТЕ в реестре программ для ЭВМ зарегистрировано порядка 37 программных комплексов для моделирования подшипников скольжения и предназначенных как для учебного процесса, так и для использования на производстве в инженерной практике.

Например, комплекс программ «Bearing Builder Finite Element Method» (BBFEM), разработанный в Брянском государственном техническом университете, предназначен для решения гидродинамической задачи подшипников скольжения методом конечных элементов [183, 184]. Комплекс имеет удобный современный интерфейс для подготовки исходных данных и представления результатов

расчетов, позволяет вычислять гидродинамические давления, течение смазочного материала, получать траекторию движения вала в подшипнике, потери мощности на трение и другие характеристики. Отличительной особенностью комплекса является возможность учёта влияния различных типов дефектов на гидродинамику подшипника скольжения. Параметры и типы дефектов выбираются в специальном интерфейсе.

Общий прием моделирования дефектов подшипников в программе VBFEM основан на представлении всех отклонений поверхностей от номинальных в виде дополнительных зазоров, заполненных маслом. Если имеются выступы, то толщина масляного слоя в таких местах уменьшается на величину отклонений. То есть в местах отклонений толщина масляного слоя формируется как сумма номинальной толщины и дополнительной толщины за счёт дефекта. Пример моделирования дефекта поверхности подшипника в виде царапин представлен на рисунке 1.53.

Расчёты подшипников с дефектами разных типов, в частности с выкрашиванием части поверхности вкладыша и наличием царапин, показали, что подобные

дефекты, как правило, слабо влияют на основные параметры гидродинамики подшипников. Однако, использование такого инструмента позволяет обосновать критерии выбраковки вкладышей уже на стадии проектирования.

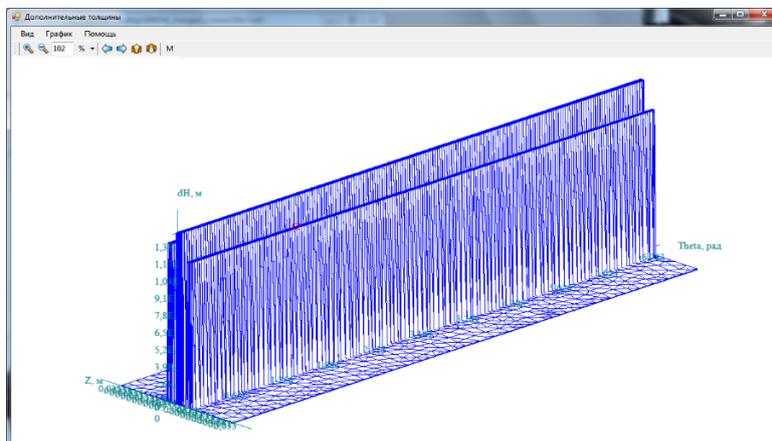


Рисунок 1.53 – Моделирование царапин на поверхности подшипника в программе VBFEM

методика учёта податливости поверхностей трения подшипника скольжения по простейшей схеме на основе гипотезы винклеровского основания [264].

Во второй версии комплекса программ VBFEM реализована приближенная

Наряду с научной школой Брянского государственного технического университета среди разработчиков отечественного программного обеспечения для моделирования подшипников скольжения можно выделить следующие научные школы: Орловского университета (рук. Л.А. Савин и др.); Южно-Уральского государственного университета (рук. В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский); Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (рук. С.М. Захаров); Ростовского государственного университета путей сообщения (рук. В.И. Колесников, К.С. Ахвердиев); Самарского государственного аэрокосмического университета (рук. Б.М. Силаев); МГТУ им. Н.Э. Баумана (С.В. Путинцев) и др.

Подводя итог рассмотрения программного обеспечения для моделирования подшипников скольжения, отметим следующее.

В основе всех современных программ расчёта гидродинамических подшипников скольжения лежит гидродинамическая теория смазки и теория контактного взаимодействия. Программы отличаются реализацией отдельных алгоритмов, применяемыми вычислительными методами, наборами учитываемых в расчете конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов, влияющих на работу подшипников, возможностями выполнения многовариантных расчётов и формой представления результатов. Базой для математического моделирования изнашивания подшипников являются экспериментальные данные по коэффициентам износа, интенсивностям изнашивания материалов в различных условиях (материалы деталей, смазочный материал, обработка поверхностей трения и др.).

К передовым программным комплексам относятся: «AVL Excite Designer» (AVL AST, Австрия), «ENGDYN» (inc. Ricardo, Англия), «FLARE» (General Motors, США) и др. Наряду с ними существует множество сравнительно небольших по объёму программ, созданных инженерами-расчетчиками и направленных для исследования отдельных узлов трения различных машин и механизмов.

Использование мультидисциплинарных программных пакетов, таких как ANSYS, COMSOL Multiphysics, ABAQUS для решения задач динамики и смазки подшипников скольжения затруднительно, поскольку требует от исследователя,

инженера фундаментальной подготовки по соответствующим дисциплинам, знаний особенностей вычислительных методов и др.

Развитие отечественных программных комплексов расчёта подшипников скольжения является одной из важнейших задач, направленных на укрепление технической независимости России от иностранного программного обеспечения.

1.6 Постановка цели и задач исследования

Подводя краткие итоги выполненного обзора современного состояния вопроса оценки ресурса и износа подшипников скольжения, методов моделирования процессов изнашивания подшипников, отметим следующее.

Методики расчёта подшипников скольжения не в полной мере отражают факторы, влияющие на надёжность и ресурс. В частности, только на этапе формирования находятся математические модели, описывающие физико-химическое взаимодействие противоизносных присадок с поверхностями трения, образование полимолекулярного граничного слоя, взаимодействия с поверхностями трения частиц трибологических составов, изнашивание поверхностей трения подшипников с твердосмазочными покрытиями. Требуется дальнейшее развитие модели граничной смазки с учётом микрореологических свойств современных жидких смазочных материалов. Актуальность разработки таких моделей обусловлена тенденцией применения для смазки машин и механизмов маловязких масел, обеспечивающих наименьшие потери на трение в гидродинамических трибосопряжениях и, в то же время снижение износа при граничной смазке за счёт противоизносных присадок. Влияние микрореологических характеристик смазочных масел, обусловленных их контактом с поверхностью конструкционных материалов на трибологические характеристики узлов жидкостного трения должно быть учтено в методах их проектирования.

Наиболее известными моделями, описывающими износ поверхностей трения подшипника скольжения в граничном режиме смазки являются модели Арчарда, Гринвуда-Триппа и модель, основанная на молекулярно-механической теории усталостного изнашивания И.В. Крагельского. Все эти модели содержат эмпирические константы для каждой пары материалов, требующие экспериментального

определения. Модели Арчарда и Гринвуда-Триппа являются более простыми. Однако не в полной мере отражают процессы изнашивания. Модель И.В. Крагельского представляется более перспективной, однако, требует уточнения параметров с учётом свойств современных смазочных и конструкционных материалов.

Отсутствуют методики расчёта, позволяющие учесть влияние на характеристики сложнонагруженных подшипников скольжения изменения геометрии в результате изнашивания. В то же время известны работы, учитывающие изменение геометрии стационарно нагруженных подшипников в результате изнашивания. Установлено, что в этом случае значительно меняются все характеристики стационарно-нагруженного подшипника такие как, относительный эксцентриситет, угол ориентации нагрузки и др. Получены зависимости этих характеристик от глубины износа. Показано, что износ приводит к местному увеличению радиального зазора и увеличению расхода масла через подшипник, в результате несколько снижается температура подшипника. При этом известные методики учитывают изменение геометрии вкладыша, а геометрия вала считается неизменной. Для сложнонагруженных подшипников отклонение геометрии шейки вала от правильной цилиндрической формы приводит к более существенному снижению минимальной толщины смазочного слоя в жидкостном режиме трения, чем отклонения вкладышей от круглой формы. А значит, при моделировании процесса изнашивания необходимо учитывать изменение геометрии шейки вала и вкладышей.

Процессы приработки не нашли отражения в моделях изнашивания нестационарно-нагруженных гидродинамических подшипников скольжения. Хотя известно, что ресурс подшипника может быть значительно повышен за счёт снижения приработочного износа и периода приработки. Кроме того, отсутствует единый обоснованный подход к назначению предельных значений износов нестационарно-нагруженных подшипников. При прогнозировании и оценке ресурса подшипника необходимо обоснованно принимать значение предельного износа. Поскольку предельный износ определяет общий ресурс подшипника.

Для верификации расчётных моделей и изучения процессов трения, смазки и износа гидродинамических подшипников скольжения применяются

экспериментальные исследования натуральных образцов подшипников, как правило, распространённых автомобильных двигателей. При этом испытательные установки не являются универсальными машинами трения, а используются только для подшипников скольжения. Много внимания уделяется моделированию режима пуска и остановки подшипника. При этом процесс пуска оказывает больший вклад в общий износ, чем процесс остановки. Известные сегодня и серийно-выпускаемые отечественные машины трения не позволяют проводить исследования процессов трения и смазки гидродинамических подшипников скольжения в силу конструктивных недостатков. Несмотря на большое многообразие конструкций, описанных в литературе, сегодня отсутствуют отечественные образцы машин трения для моделирования только гидродинамических подшипников скольжения. Это обстоятельство, видится автору одной из проблем, которая сдерживает на низком уровне отечественные экспериментальные исследования в области гидродинамической смазки подшипников скольжения. А также не способствует повышению качества подготовки квалифицированных кадров для машиностроения.

Наиболее перспективным считается направление, развивающее экспериментально-расчётные методы прогнозирования ресурса, основанные на физических представлениях о процессе изнашивания. При этом необходимо основываться на прогнозировании ресурса подшипников по отдельным видам изнашивания. Экспериментальные исследования необходимы для получения характеристик смазочных и конструкционных материалов, без которых невозможно достоверно моделировать процессы изнашивания сопряжений машин и механизмов, изучать условия работы и определять предельные режимы эксплуатации.

Несмотря на достаточно большое количество теоретических и экспериментальных исследований, посвящённых подшипникам скольжения, моделированию их изнашивания, отсутствует единая методология оценки ресурса подшипников скольжения, учитывающая достижения гидродинамической смазки, теории граничного трения, особенности поведения смазочных материалов, присадок и их роль в процессе изнашивания поверхностей трения.

Обозначенные вопросы позволяют сформулировать общую научно-техническую проблему как: *проблему оценки ресурса и обеспечения надёжности поршневых и роторных машин на стадии проектирования*. Решению этой крупной научно-технической проблемы, имеющей важное народно-хозяйственное значение, посвящено диссертационное исследование.

Всё вышесказанное позволяет сформулировать **цель исследования**, которая заключается в разработке комплекса математических моделей и алгоритмов, описывающих механизмы трения в сложнонагруженных ПС при любых возможных режимах смазки, учитывающих процессы взаимодействия СМ с поверхностями трения, и позволяющих повысить достоверность моделирования процесса изнашивания для прогнозирования ресурса подшипников.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие **задачи**:

1. Исследовать влияние противоизносных компонентов в смазочных маслах на условия, при которых происходит смена режима смазки в ПС с гидродинамического на граничный, а также возможности управления надёжностью ПС за счёт изменения состава СМ и его противоизносных свойств.

2. Разработать методику моделирования процесса изнашивания сложнонагруженных ПС с учётом физико-химического взаимодействия СМ с поверхностями трения.

3. Предложить концепцию оценки ресурса сложнонагруженных ПС турбопоршневых машин, основываясь на алгоритмах и методах решения гидродинамической задачи с учётом влияния противоизносных свойств СМ в процессе изнашивания на гидромеханические характеристики ПС.

4. Разработать ПО для анализа усталостного и абразивного изнашивания сложнонагруженных ПС и оценки их ресурса, провести параметрические исследования на примере таких поршневых машин, как двигатели внутреннего сгорания, и сравнить результаты с известными экспериментальными данными.

5. На основе результатов параметрических исследований предложить технические решения, позволяющие снизить интенсивность абразивного изнашивания ПС, повысить их надёжность и ресурс.

2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ПРОТИВОИЗНОСНЫХ КОМПОНЕНТОВ МАСЕЛ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Противоизносные свойства смазочных материалов обусловлены способностью образовывать на поверхностях трения деталей машин граничные слои с особыми свойствами, толщина которых сопоставима с высотой микронеровностей [129]. Подчеркнём, что при этом важны толщина этих слоёв, их устойчивость к сдвигу и способность перестраиваться [168].

С точки зрения моделирования изнашивания ПС, оценки их ресурса и надёжности наибольший интерес представляет исследование условий (нагрузок, температур и скоростей), при которых происходит смена режимов смазки с жидкостного (гидродинамического) на граничный. Эти условия определяются: физико-механическими свойствами материалов поверхностей трения, величиной их шероховатостей (микропрофиль), наличием в смазочном материале противоизносных присадок и добавок, наличием на поверхности трения дополнительных покрытий.

Влияние перечисленных факторов на работоспособность ПС принято оценивать путём получения диаграммы Герси-Штрибека для данного подшипника [85, 310, 222, 4, 98, 40, 46], которая позволяет оценить их синергитический или антагонистический эффект.

Поскольку число Герси по своему смыслу соответствует толщине смазочного слоя, то любое изменение положения или характера диаграммы Герси-Штрибека отражает изменение толщины смазочного слоя в подшипнике скольжения и условий смены режима смазки с жидкостного на граничный. С позиции надёжности работы ПС наибольший интерес всегда представляет режим смазки, который А.С. Ахматов называл «рубежным режимом гидродинамического трения» (рисунок 2.1) [114]. Именно в этом режиме раскрываются противоизносные свойства СМ для подшипников скольжения.

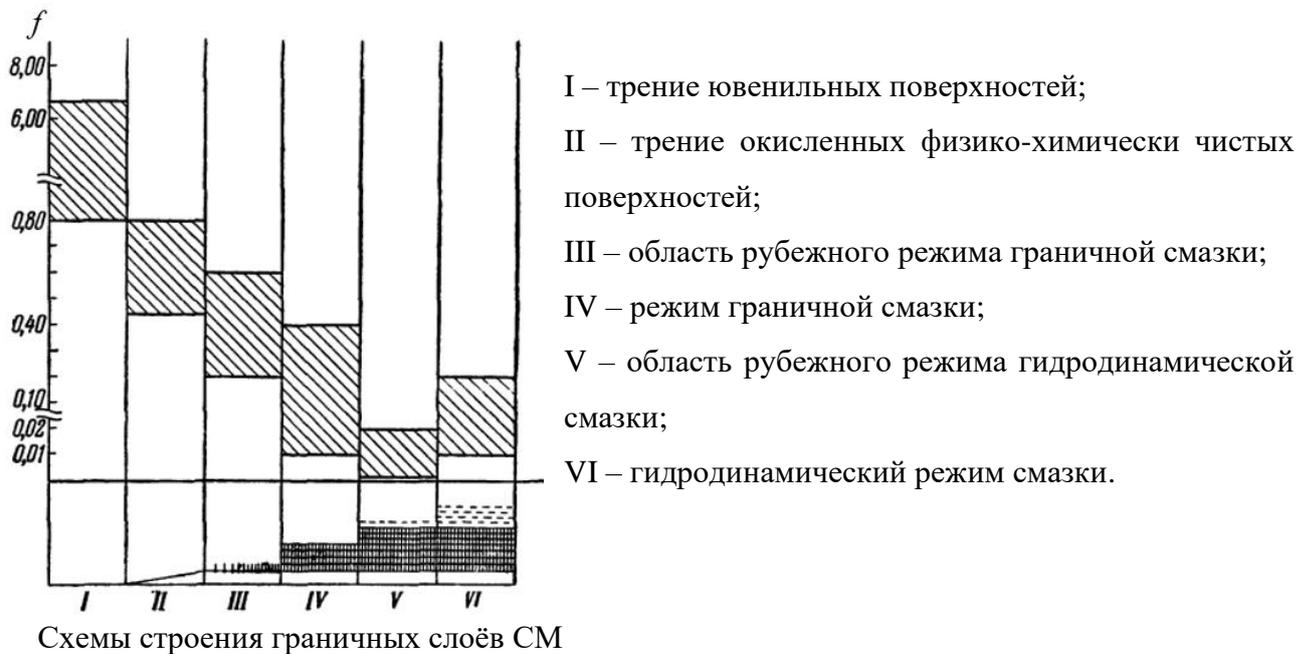


Рисунок 2.1 – Схема изменения коэффициента трения при различных режимах смазки

Необходимость проведения экспериментальных исследований обусловлена также тем, что в открытой литературе отсутствуют данные о влиянии противоизносных свойств типичных для машиностроения смазочных материалов (таких как моторные, индустриальные, гидравлические масла) на характер изменения диаграммы Герси-Штрибека для ПС. Встречаются отдельные работы, посвящённые исследованиям, например, индустриальных и моторных масел, водных растворов ПАВ, пластичных смазок типа Литол-24 [168, 74]. Однако, содержащиеся в них результаты не достаточны для разработки соответствующих математических моделей оценки ресурса ПС.

Цель экспериментальных исследований заключалась в установлении влияния противоизносных компонентов ряда типичных для машиностроения масел на характер диаграммы Герси-Штрибека модельного ПС.

Для достижения этой цели были решены следующие задачи:

1. Разработан трибологический стенд на базе машины трения ИИ-5018 для исследования режимов смазки ПС.

2. Проведено физическое моделирование ПС и получены диаграммы Герси-Штрибека при смазке типичными маслами с различными дополнительными противозносными компонентами.

3. Измерена интенсивность изнашивания поверхностей трения модельного ПС при его работе в режиме граничной смазки.

Задача разработки трибологического стенда для исследования ПС носила основополагающий характер. Поскольку получение точной диаграммы Герси-Штрибека при исследованиях ПС это главный показатель качества и корректности экспериментального исследования [309].

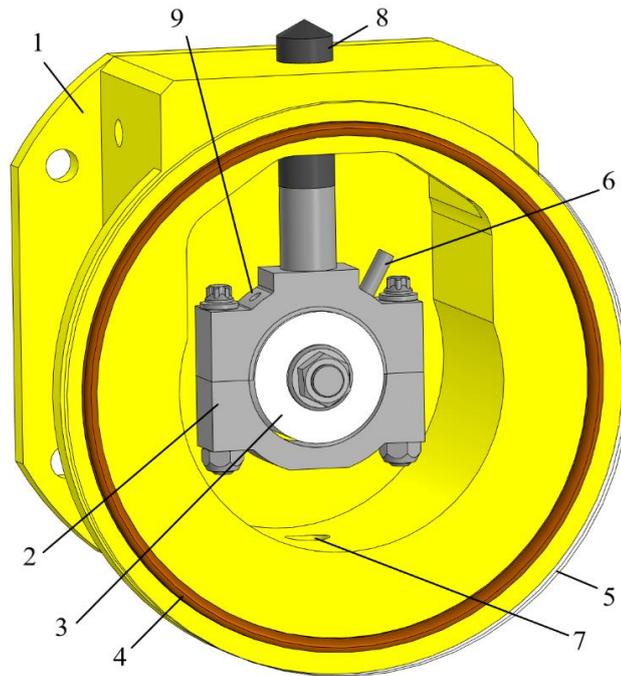
Экспериментальные исследования проводились автором в лаборатории «Триботехника» им. В.Н. Прокопьева кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета.

2.1 Стенд на базе машины трения ИИ5018 для исследования подшипников

Для проведения физического моделирования подшипника скольжения был собран трибологический стенд на базе серийной машины трения ИИ-5018. Модельный узел трения в виде ПС изображен на рисунке 2.2. Подробное описание стенда представлено в приложении 1.

Стенд состоит из доработанной камеры трения машины ИИ-5018, вновь разработанного модельного ПС, смазочной системы с возможностью подогрева масла, системы измерения падения напряжения в контакте. Нагружение ПС осуществлялось стандартным нагрузителем машины.

Стандартный узел трения, предназначенный для испытаний по схеме «вал-втулка» машины ИИ-5018 является, по нашему мнению, не пригодным для проведения исследований по ряду причин. Во-первых, рабочие поверхности ролика и втулки требуют дополнительной обработки. Во-вторых, втулка не имеет антифрикционного покрытия. В третьих, для проведения большого количества исследований требуется изготовление большого количества втулок.



1 – доработанная камера трения машины ИИ5018; 2 – корпус подшипника с углом охвата 180 градусов; 3 – ролик; 4 – уплотнительное кольцо; 5 – защитное стекло; 6 – штуцер для подвода масла; 7 – отверстие для слива масла в бак; 8 – нагрузитель; 9 – место установки термопары

Рисунок 2.2 – Модельный ПС для машины ИИ5018

По этим причинам был спроектирован и изготовлен модельный узел трения (рисунок 2.2), представляющий собой подшипник скольжения, геометрические параметры которого соответствуют шатунному подшипнику двигателя ВАЗ-2108. Выбор геометрических параметров подшипника обусловлен компоновкой камеры трения машины ИИ-5018.

2.2 Методика получения диаграммы Герси-Штрибека

Как известно, диаграмма Герси-Штрибека может быть получена при варьировании всех параметров, входящих в характеристику $\lambda' = \mu \cdot \omega / p$. Были опробованы варианты построения варьированием каждого параметра.

Учитывая технические возможности и особенности машины трения ИИ-5018 и предварительные эксперименты, был выбран способ построения кривой

изменением нагрузки на подшипник при фиксированной угловой скорости вращения шипа. Вязкость смазочного материала пересчитывалась с учётом температуры, измеряемой на входе в подшипник и на корпусе подшипника.

Методика получения диаграммы Герси-Штрибека включала в себя следующие этапы.

1. Измерение параметров шероховатости поверхностей ролика и вкладыша перед сборкой.

2. Сборка подшипника скольжения: установка верхнего вкладыша в корпус подшипника, установка ролика на вал машины трения, подключение подачи масла, термодары, системы измерения падения напряжения в контакте, герметизация камеры трения установкой прозрачной крышки из органического стекла.

3. Прогрев масла в баке до требуемой температуры.

4. Запуск машины трения и узла трения без нагрузки, проверка напряжения в контакте, свидетельствующее о полном разделении поверхностей трения смазочным слоем, фиксация нулевого момента трения, характеризующего потери на трение в шпинделе машины трения.

5. Приработка подшипника после прогрева до требуемой температуры. А именно ступенчатое нагружение подшипника от 500 до 5000 Н с шагом 250 Н, а затем обратное снижение нагрузки. При этом фиксируются все параметры трения: момент трения, нагрузка, температура вкладыша, напряжение в контакте. Переход к следующему шагу нагружения осуществляется после стабилизации момента трения на текущем шаге. Необходимо отметить, что максимальная удельная нагрузка на подшипник равная 5,1 МПа соответствует реальному значению нагрузки на шатунные подшипники двигателя ВАЗ-2108 [306].

6. Снятие непосредственно диаграммы Герси-Штрибека. При этом условия работы подшипника (нагрузка, угловая скорость и температура масла) подбираются таким образом, чтобы зафиксировать область минимальных коэффициентов трения на диаграмме, свидетельствующую о смене режима смазки в подшипнике с жидкостного на граничный. В нашем случае частота вращения ролика составляла 500 об/мин (в отдельных опытах 2000 об/мин), нагрузка изменялась ступенчато

аналогично этапу приработки. После достижения максимальной нагрузки и фиксации параметров трения нагрузка снималась с подшипника и снова фиксировалось значение нулевого момента трения. Диаграмму снимали в шести повторностях. Коэффициент трения пересчитывался по полученным значениям момента трения и осреднялся по шести измерениям. Корректировка момента трения с учётом потерь в шпинделе машины, погрешность измерения коэффициента трения определялись по зависимостям, приведённым в работах [166, 155].

2.3 Исследование вязкостно-температурных и реологических свойств масел

В экспериментах использовались моторные масла классов вязкости SAE 5W-40, 0W-20, а также бесприсадочное индустриальное масло И-40А, гидравлическое масло ВМГЗ-45. Выбор индустриального масла обусловлен отсутствием в нем дополнительных присадок.

Исследование вязкостно-температурных и реологических свойств образцов масел, используемых в эксперименте необходимо для корректного построения диаграмм Герси-Штрибека, а также для дальнейшего математического моделирования работы подшипника. Использование справочных вязкостно-температурных характеристик в данном случае неоправдано и может привести к существенным ошибкам, поскольку величина вязкости масел может значительно отличаться даже в пределах одного класса, как показывают наши исследования [99].

Всесезонные моторные масла классов вязкости SAE 5W-40 и 0W-20 являются загущенными и имеют в своем составе вязкостные присадки, придающие маслам неньютоновские свойства – зависимость вязкости не только от температуры и давления, но и от скорости сдвига. Степень падения вязкости с увеличением скорости сдвига определяет энергосберегающие свойства масла, то есть способность снижать потери мощности на трение в трибосопряжениях. Величина скоростей сдвига в смазочном слое подшипника скольжения достигает $10^6 \dots 10^8 \text{ с}^{-1}$ при толщинах смазочного слоя порядка 1-2 мкм. В связи с этим, важно знать реологическое поведение образцов моторных масел в широком диапазоне скоростей сдвига, значение

НТНС (высокотемпературной высокосдвиговой) вязкости для того, чтобы корректно построить диаграммы Герси-Штрибека.

Вязкостно-температурные и реологические свойства смазочных масел измеряли с помощью вискозиметров Rheotest 4.1 и Tannas TBS (иммитатор конического подшипника). Методика измерений с использованием вискозиметра Rheotest 4.1 описана в работах автора [209, 210].

Изменение вязкости от температуры было аппроксимировано трёхконстантной формулой Фогеля [169]:

$$\mu = C_1 \cdot \exp(C_2/(T_g + C_3)), \quad (2.1)$$

где C_1, C_2, C_3 – константы, являющиеся характеристиками СМ.

Значения коэффициентов C_i рассчитывались по формулам, следующим из зависимости (2.18):

$$C_3 = \frac{-[T_1(T_3 - T_2) \ln(\frac{\mu_1}{\mu_2}) - T_3(T_2 - T_1) \ln(\frac{\mu_2}{\mu_3})]}{[(T_3 - T_2) \ln(\frac{\mu_1}{\mu_2}) - (T_2 - T_1) \ln(\frac{\mu_2}{\mu_3})]},$$

$$C_2 = \frac{\ln(\frac{\mu_1}{\mu_2}) \cdot (T_1 + C_3) \cdot (T_2 + C_3)}{(T_2 - T_1)}; \quad C_1 = \frac{\mu_1}{\exp(C_2/T_1)}.$$

Здесь T_g – эффективная температура; μ_i, T_i , где $i = 1, 2, 3$ – экспериментальные значения вязкостей и соответствующие им температуры.

Результаты измерения вязкости образцов масел при характерных температурах, а также константы C_1, C_2, C_3 представлены в таблице. Результаты замеров распространяются только на используемые в исследованиях образцы масел.

Таблица 2.1 – Параметры образцов масел

Параметр	Размерность	5W-40	0W-20	И-40А	ВМГЗ-45
Динамическая вязкость при температуре 40 °С и скорости сдвига $6,5 \cdot 10^3$ 1/с, μ_{40}	мПа·с	83,95	34,0	53,0	11,02
Динамическая вязкость при температуре 100 °С и скорости сдвига $6,5 \cdot 10^3$ 1/с, μ_{100}	мПа·с	10,18	6,5	8,02	2,58
Динамическая вязкость при температуре 150 °С и скорости сдвига $6,5 \cdot 10^3$ 1/с, μ_{150}	мПа·с	2,95	2,8	2,7	1,29
C_1	–	$9,95 \cdot 10^{-4}$	$7,28 \cdot 10^{-2}$	$2,32 \cdot 10^{-3}$	$7,26 \cdot 10^{-2}$
C_2	–	2979,3	998,1	2597,4	740,9
C_3	–	222,7	122,4	218,9	107,5
НТНС вязкость	мПа·с	2,95	2,61	–	–

2.4 Результаты экспериментальных исследований

2.4.1 Исследование подшипника при смазке моторными маслами классов вязкости SAE 5W-40 и 0W-20

Диаграммы Герси-Штрибека для испытываемого подшипника при смазке моторными маслами классов вязкости SAE 5W-40 и 0W-20 представлены на рисунке 2.3.

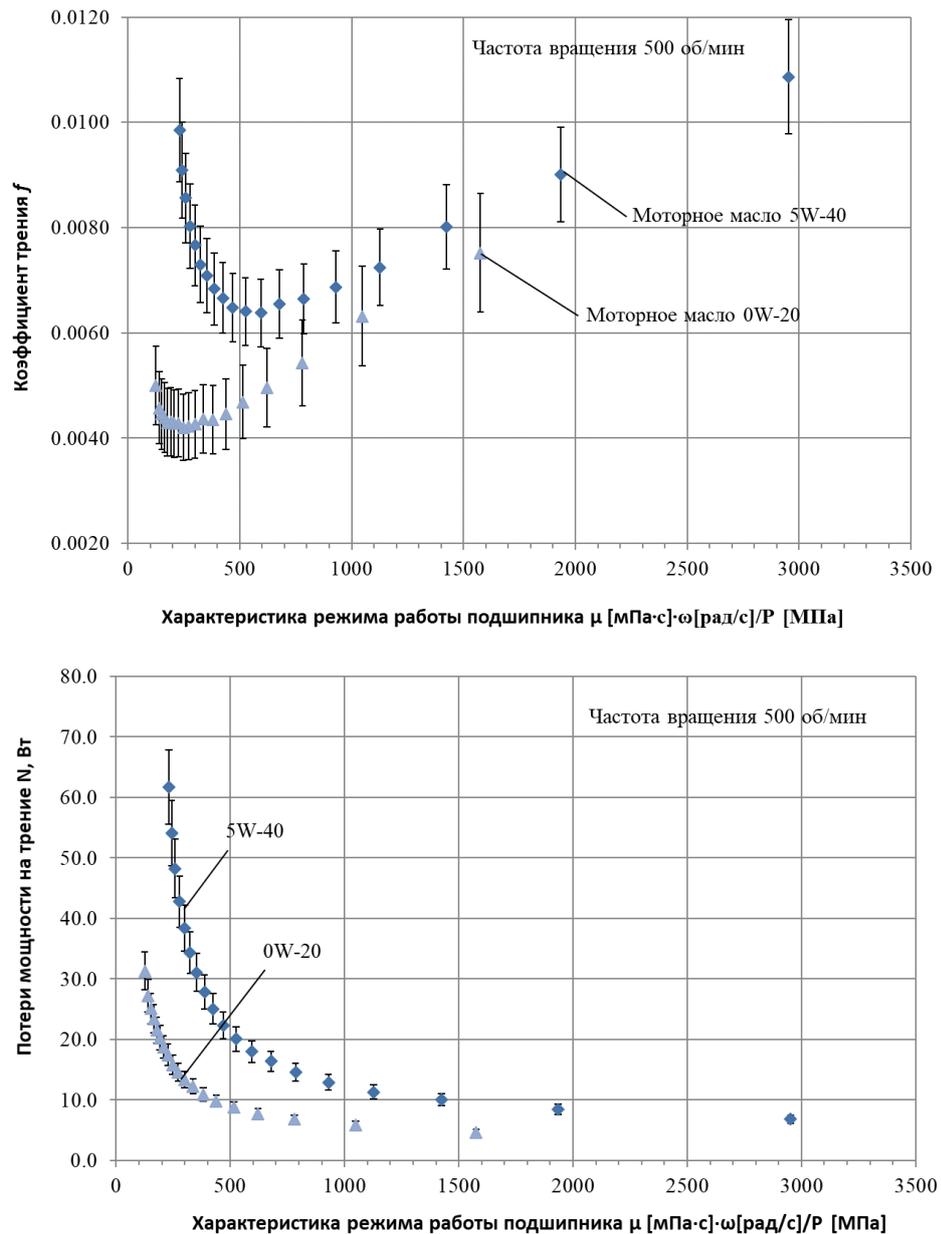


Рисунок 2.3 – Диаграммы Герси-Штрибека для модельного подшипника при смазке моторными маслами 5W-40 и 0W-20

Полученные результаты свидетельствуют о том, что состав противоизносных присадок моторного масла оказывает существенное влияние на положение диаграммы Герси-Штрибека, а значит и на условия, при которых происходит смена режимов смазки в подшипнике. В частности, используемое масло класса 5W-40 содержит пакет присадок Infineum P5706, масло SAE 0W-20 в силу своей энергосберегающей специфики содержит пакет присадок, обеспечивающий повышение противоизносных и антифрикционных свойств. На диаграмме это хорошо видно. Минимумы коэффициентов трения, свидетельствующие о смене режима смазки в подшипнике, соответствуют разным характеристикам режима работы подшипника $\lambda'_{кр}$, которые мы ранее обозначили как критические. Для масла класса SAE 5W-40 минимальным коэффициентам трения соответствует $\lambda'_{кр} = 500 \dots 600$, а для масла класса SAE 0W-20 – $\lambda'_{кр} = 200 \dots 300$, минимальный коэффициент трения при этом также отличается на 30%.

Значения коэффициента трения при смазке маслом 0W-20 хорошо согласуются с экспериментальными данными работы [85]. На рисунке 2.4 представлены результаты сравнения расчётного и измеренного момента трения, полученные Сандером на установке KS Gleitlager [84] для подшипника с аналогичными параметрами – диаметром 47,8 мм, шириной 17,2 мм, смазываемого маслом класса SAE 0W-20.

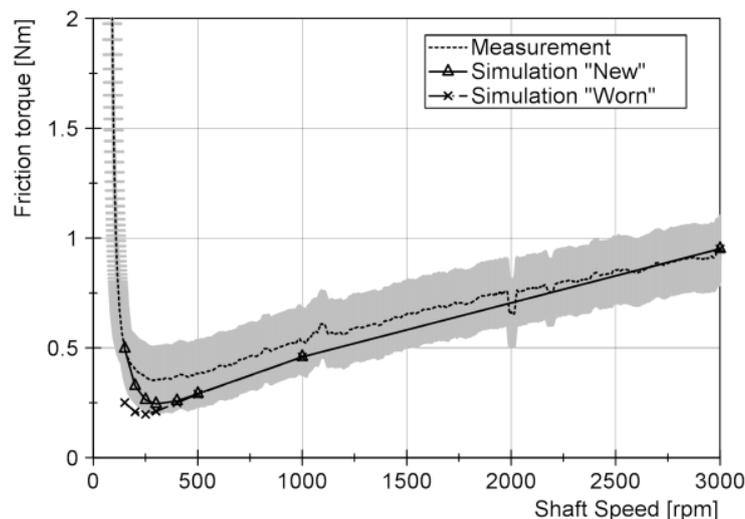


Рисунок 2.4 – Сравнение между измеренным и расчётным моментом трения при нагрузке подшипника 5МПа [85]

При этом вязкостно-температурная характеристика масла в работе [85] очень близка к той, что использовалась в наших экспериментах. Пересчитав из момента трения коэффициент трения видим, что при частоте вращения около 500 об/мин (то есть в области смены режимов смазки) коэффициент трения составляет 0,003...0,006, что и в наших экспериментах (от 0,004 до 0,006 при работе на масле 0W-20).

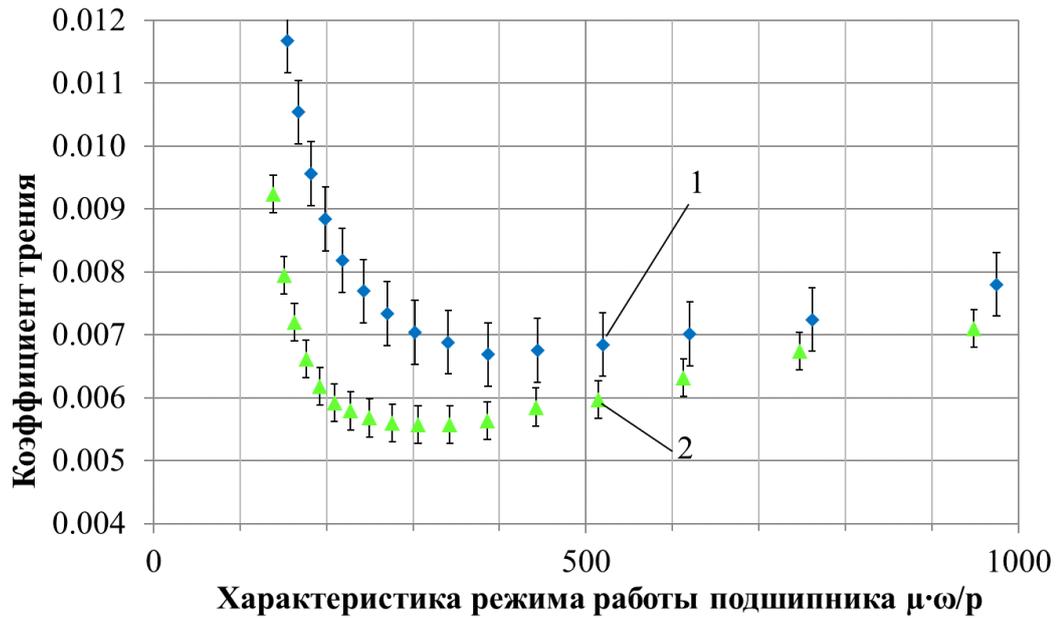
2.4.2 Исследование подшипника при смазке индустриальным маслом И-40А

Углеводородные жидкие смазочные материалы имеют в своём составе природные ПАВ, придающие им противоизносные свойства. Для их усиления в современные масла вводятся дополнительные противоизносные компоненты и другие функциональные присадки (добавки), значительно улучшающие свойства базовых масел. Известно, что присадки оказывают существенное влияние на процесс смена режима смазки в подшипнике скольжения.

Проведение экспериментальных исследований совпало по срокам с выполнением научно-исследовательской работы в рамках договора о сотрудничестве с АО СОК «Дружба», в результате которой в лаборатории «Триботехника» ЮУрГУ И.В. Мухортовым был синтезирован ряд противоизносных компонентов на основе олеатов металлов – олеат меди, олеат олова и олеат цинка, и при участии автора проведены их трибологические исследования, в том числе в разработанном модельном ПС.

Олеаты некоторых металлов входят в состав многих смазочных композиций [92-44] и позволяют значительно снизить коэффициент трения и износ деталей машин. Например, олеат меди наиболее широко используется в качестве компонента так называемых металлизированных присадок к смазочным материалам, является основой известных добавок, таких как валена, сервовит [92] и другие [44].

Диаграммы Герси-Штрибека для модельного подшипника при смазке индустриальным маслом И-40А без присадок, а также смазочными композициями из масла И-40А с добавлением синтезированных олеатов металлов представлены на рисунках 2.5-2.7



1 – чистое масло И-40А; 2 – И-40А с добавлением олеата меди

Рисунок 2.5 – Диаграмма Герси-Штрибека при смазке подшипника чистым маслом И-40А и маслом И-40А с добавление олеата меди

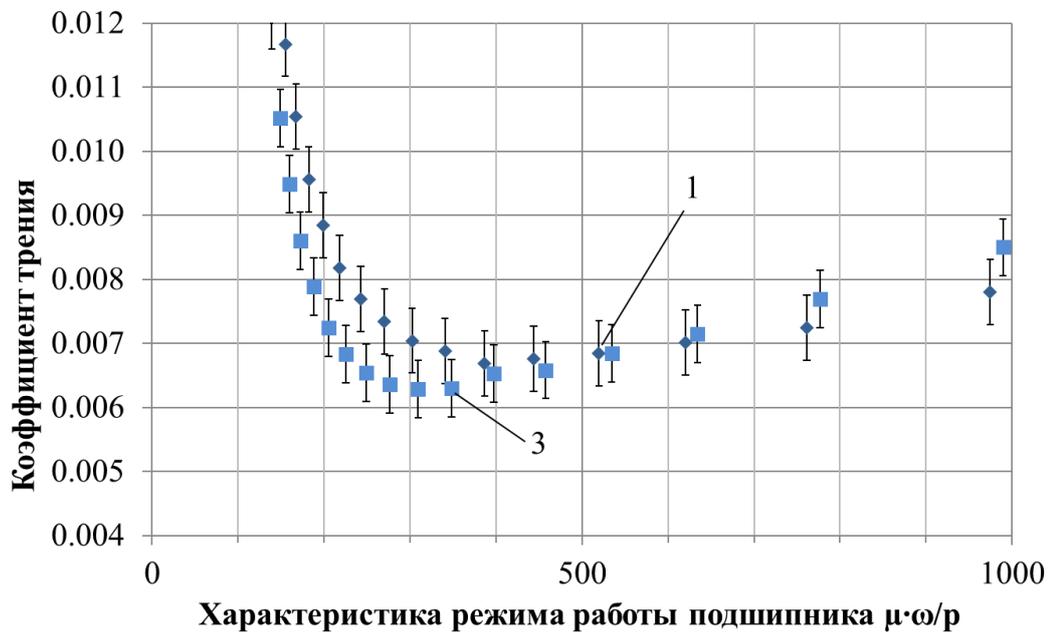


Рисунок 2.6 – Диаграмма Герси-Штрибека при смазке подшипника чистым маслом И-40А (1) и маслом И-40А с добавление олеата цинка (3)

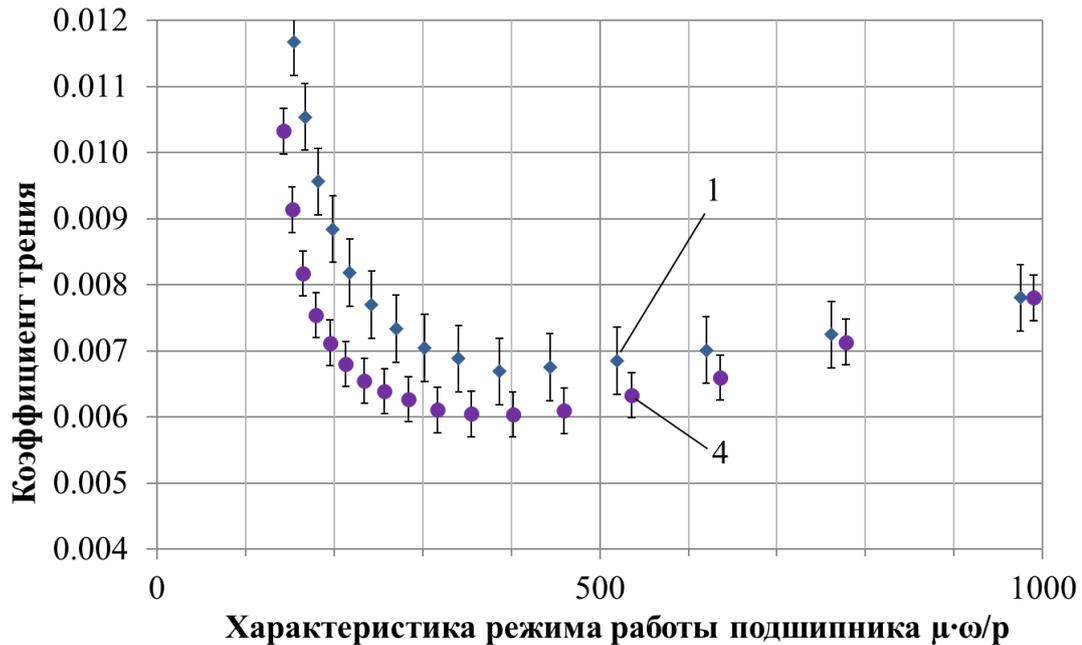


Рисунок 2.7 – Диаграмма Герси-Штрибека при смазке подшипника чистым маслом И-40А (1) и маслом И-40А с добавлением олеата олова (4)

Было обнаружено, что работе подшипника на масле с добавлением олеатов меди, цинка и олова изменяется характер кривой Герси-Штрибека в области перехода между гидродинамическим и граничным режимом смазки. А именно, при работе подшипника на чистом масле И-40А минимальный коэффициент трения 0,0062..0,0073 достигается при $\lambda'_{кр}$ в районе 390...400, а при дальнейшем снижении до 150 происходит резкий рост коэффициента трения и переход к граничному режиму смазки. При добавлении в масло И-40А олеата меди минимальный коэффициент трения 0,0055...0,0059 достигается в диапазоне $\lambda'_{кр} = 250...350$. То есть существенно расширяется область перехода между жидкостным и граничными режимами смазки. При этом происходит снижение на 30% коэффициента трения при устойчивой граничной смазке.

Аналогичный результат наблюдается для смазочных композиций промышленного масла И-40А и моторного масла класса SAE 5W-40 с олеатами цинка и олова. Коэффициент трения при граничной смазке уменьшается на 10-20%.

Испытания синтезированных олеатов меди, цинка и олова на четырёхшариковой машине трения по ГОСТ 9490-76 свидетельствуют о том, что показатель

износа снижается на 19-30% (рисунки 2.8, 2.9). Этот результат существенно дополняет результаты измерений диаграммы Герси-Штрибека на натурном образце подшипника скольжения и устанавливает для рассматриваемых композиций однозначную взаимосвязь между износосом и коэффициентом трения. Однако, наш опыт экспериментальной работы показал, что такая взаимосвязь характерна не для всех углеводородных жидких смазочных масел и их композиций с присадками.

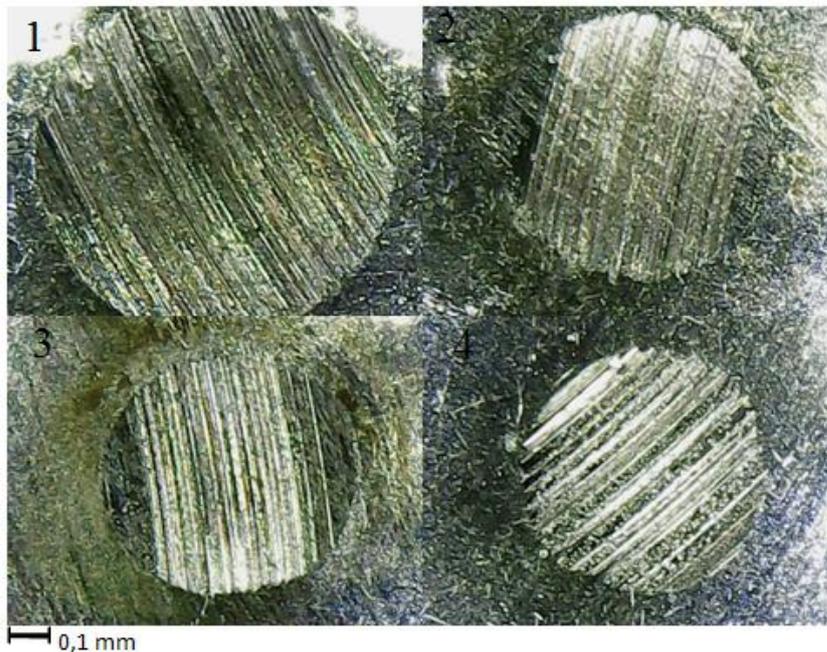
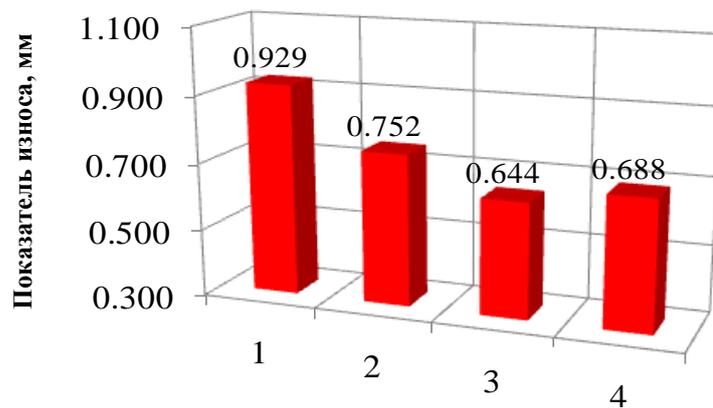


Рисунок 2.8 – Изменение показателя износа масла И-40А при добавлении олеатов меди (2), олова (3) и цинка (4)

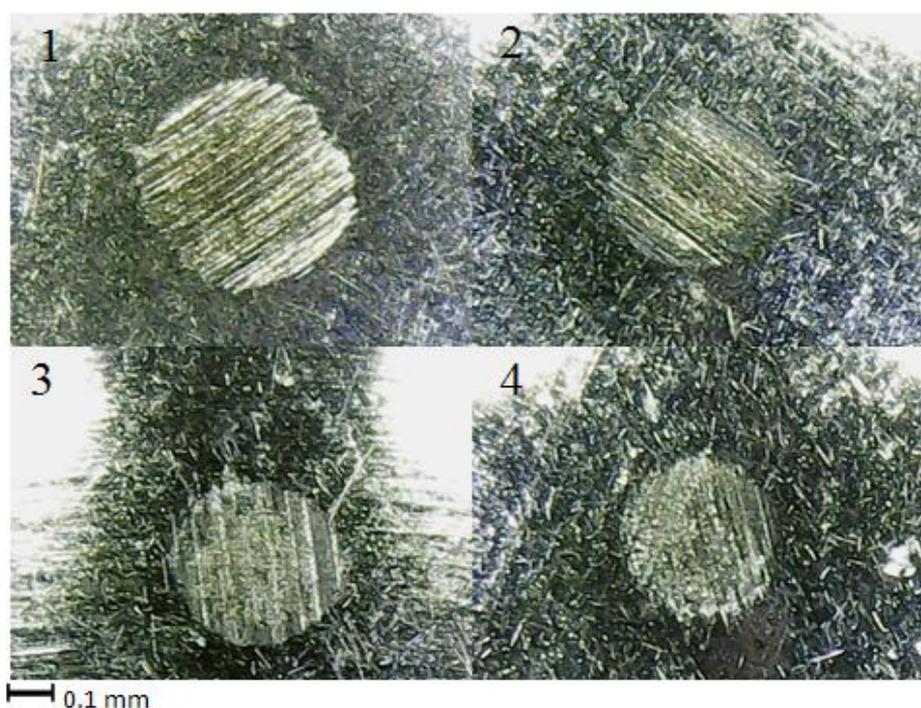
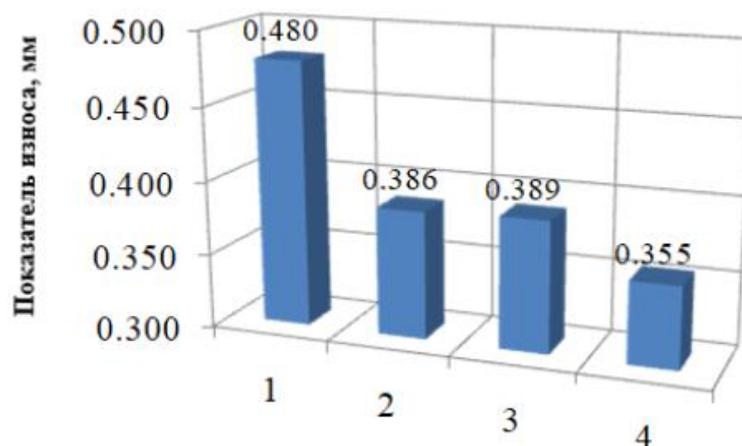


Рисунок 2.9 – Изменение показателя износа моторного масла класс вязкости SAE 5W- 40 при добавлении олеатов меди (2), олова (3) и цинка (4)

2.4.3 Исследование подшипника при смазке гидравлическим маслом ВМГЗ-45

Рассмотрим поведение модельного подшипника скольжения при смазке гидравлическим маслом ВМГЗ-45 и с добавлением противоизносной композиции ЭДТУК [253]. В соответствии с паспортом безопасности это масло имеет в своем составе бутилоктилдитиофосфат цинка (противоизносная присадка), полиалкилметакрилат (загущающая присадка, модификатор вязкости), который придаёт маслу в том числе и противоизносные свойства. ВМГЗ-45 имеет динамическую вязкость

при 100 °С более чем в три раза меньше вязкости масла SAE 5W-40, и более чем в два раза меньше вязкости масла класса SAE 0W-20.

Противоизносная композиция ЭДТУК содержит сложные эфиры этилендиаминтетрауксусной кислоты с одним или несколькими одноатомными спиртами, содержащими 7 и более атомов углерода. В ряде случаев данная присадка превосходит по эффективности диалкилдитиофосфаты цинка и триарилфосфоротионаты, которые традиционно применяются в качестве противоизносных добавок. Данный эффект авторы композиции И.В. Мухортов и К.А. Якунина объясняют оптимальным сочетанием адсорбционной активности углеводородных радикалов, удерживающих молекулы базового масла на поверхности адсорбированного слоя эфира.

Диаграммы Герси-Штрибека для модельного модшипника, смазываемого гидравлическим маслом ВМГЗ-45 без добавок и с ЭДТУК (в объёме 1,5%) представлены на рисунке 2.9. Параметры шероховатости вала и вкладыша были измерены после проведения эксперимента. Относительный зазор для испытываемой пары «ролик-вкладыш» составил $\psi = 2,29 \cdot 10^{-3}$.

Дополнительно была выполнена оценка линейной интегральной интенсивности изнашивания I_h подшипника методом искусственных баз. Для этого до эксперимента на поверхность вкладыша были нанесены 15 меток твердомером Роквелла, а диаметр каждой метки измерили в шести направлениях.

С учётом параметров конуса (угол при вершине 60 градусов) твердомера Роквелла глубина метки h в зависимости от диаметра d определяется как $h = d \cdot 0,288675$. Эта формула позволяет легко определить толщину изношенного слоя, зная разность между начальным и конечным диаметром соответствующей метки до и после испытания.

Результаты измерения линейной интегральной интенсивности изнашивания в диапазоне $\lambda' = 37,5 \dots 40$ нанесены на диаграмму Герси-Штрибека (рисунок 2.10).

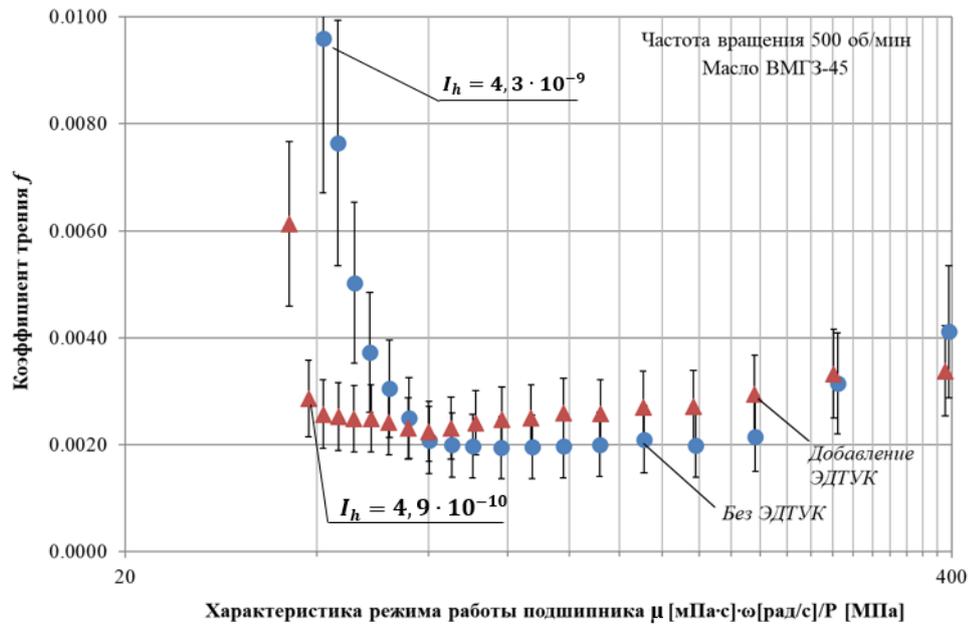


Рисунок 2.10 – Диаграмма Герси-Штрибека для испытываемого подшипника при смазке маслом ВМГЗ-45 без ЭДТУК и с добавлением 1,5% ЭДТУК

Результаты свидетельствуют о том, что добавление противоизносной композиции ЭДТУК существенно влияет на смену видов смазки в подшипнике. При смазке маслом ВМГЗ-45 без добавки резкий рост коэффициента трения, свидетельствующий о начале граничного режима смазки и перекрытия микронеровностей при значениях $\lambda'_{кр}$ менее 60. Добавление 1,5% ЭДТУК меняет картину. Рост коэффициента трения также начинается при характеристике $\lambda'_{кр}$ менее 60, однако он менее интенсивный. При характеристике режима $\lambda'_{кр}=40$ коэффициент трения немногим отличается от минимального, характерного для жидкостного режима смазки. Этот эффект обусловлен изменением структуры адсорбирующихся граничных слоёв, увеличением длины углеводородных радикалов. Повышение коэффициента трения в диапазоне характеристик λ' от 40 до 60 обусловлено взаимодействием поверхностей через адсорбционные граничные слои с повышенной вязкостью при полном разделении поверхностей трения. Линейная интегральная интенсивность изнашивания, как видно, отличается более чем на 80%.

В тоже время при смазке маслом ВМГЗ-45 без добавки ЭДТУК при характеристике режима $\lambda' = 40$ коэффициент трения увеличивается в пять раз.

Отчётливо различие между чистым маслом и маслом с добавкой показана на рисунке 2.11 в виде зависимости коэффициента трения от удельной нагрузки на подшипник.

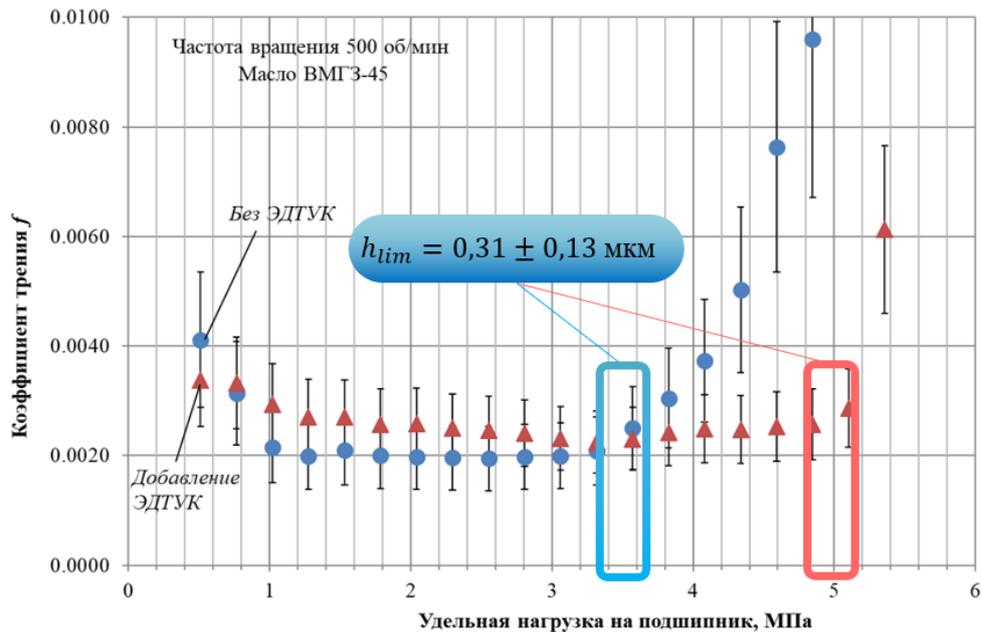


Рисунок 2.11 – Зависимость коэффициента трения от удельной нагрузки на подшипник

Из рисунка видно, что существует область удельных нагрузок от 1 до 3,2 МПа, в которой коэффициент трения меняется незначительно, оставаясь практически постоянным. При этом после добавления в масло присадки ЭДТУК эта область расширяется до 4,8 МПа.

Исследования масла ВМГЗ-45 без присадки и в композиции с ЭДТУК на четырёхшариковой машине трения показали, что противоизносная композиция увеличивает нагрузку сваривания на 20% (со 126 кгс до 160 кгс) по сравнению с базовым маслом ВМГЗ-45. Другими словами, противоизносная композиция ЭДТУК увеличивает предельную нагрузочную способность базового масла ВМГЗ-45 на 20%.

Показатель износа по ГОСТ 9490-76 масла ВМГЗ-45 и исследуемой композиции с ЭДТУК составил 0,626 мм и 0,424 мм, соответственно. Линейная интегральная интенсивность изнашивания при таком показателе износа составляет $6,9 \cdot 10^{-9}$ для исходного масла ВМГЗ-45 и $3,72 \cdot 10^{-9}$ для композиции с ЭДТУК.

Расчёт линейной интегральной интенсивности изнашивания выполнен по методике описанной в [257].

Различие в интенсивности изнашивания составляет 50%. Этот результат хорошо коррелирует с измерениями интенсивности изнашивания на натурном образце подшипника скольжения.

Аналогичные исследования были проведены и с рядом других противоизносных компонентов – диоктилдитиофосфатом цинка, содержащем радикалы C_8 и дигексадецилдитиофосфатом цинка, содержащим радикалы C_{16} [279]. Синтезированные присадки растворяли в индустриальном масле И-20А (класс вязкости SAE 30) в концентрации 2% массовых.

Результаты показали, что при введении в масло И-20А 2% мас. диоктилдитиофосфата цинка, контактное давление, при котором происходит переход в граничный режим смазки, возрастает с 28 МПа до 38 МПа, а при введении в масло И-20А 2% мас. дигексадецилдитиофосфата цинка – до 48 МПа. Антифрикционные свойства присадки, содержащей более длинные углеводородные радикалы, также существенно выше.

2.5 Выводы по второй главе

1. Выполнены экспериментальные исследования, позволившие получить диаграммы Герси-Штрибека для модельного ПС при его смазке типичными жидкими смазочными материалами (моторными, индустриальным и гидравлическим маслами), в том числе усиленными дополнительными противоизносными компонентами. При этом установлен характер влияния дополнительных противоизносных компонентов в смазочных маслах на критическое значение характеристики режима работы ПС. В частности установлено, что добавление олеатов меди, цинка и олова в индустриальное масло И-40А приводит к повышению несущей способности ПС до 35 %, которое выражается в снижении критического значения характеристики режима работы ПС на ту же величину, то есть в смещении диаграммы Герси-Штрибека к началу координат, повышению нагрузки, при которой происходит смена режима смазки в ПС с гидродинамического на граничный. Эти

результаты служат основой для разработки методики моделирования сложнонагруженных ПС с учётом противоизносных свойств СМ.

2. Состав моторных масел оказывает существенное влияние на критическое значение характеристики режима работы ПС и его энергоэффективность. При смазке исследуемыми образцами моторных масел классов SAE 5W-40 и 0W-20 модельного ПС критическое значение характеристики режима работы подшипника отличается в 2 раза, при снижении коэффициента трения на 30% для масла 0W-20, что обусловлено не только меньшим значением вязкости, но и различным составом противоизносных присадок.

3. Разработан модельный ПС с автономной системой смазывания для машины трения ИИ-5018, существенно расширяющий её возможности при исследовании процессов, происходящих в гидродинамических ПС различного геометрического исполнения, повышающий информативность сравнительных исследований противоизносных и антифрикционных свойств СМ, позволяющий проводить ресурсные испытания ПС при граничной смазке, исследовать процессы приработки ПС. Это способствует развитию отечественного научно-исследовательского оборудования.

4. Вместе с тем, на основании опыта проведённых исследований следует выделить ещё ряд конструктивных направлений для совершенствования модельного ПС и варианта модернизации испытательной машины в целом:

– Снижение радиального биения ролика до 1-3 мкм, вплоть до полного исключения. Это позволит повысить точность измерений, что особенно важно при исследовании граничных слоёв, образуемых эффективными противоизносными компонентами смазочных масел.

– Обеспечение возможности измерения износа образцов в реальном времени. Это открывает перспективы исследования с помощью машины ИИ5018 процессов приработки подшипников скольжения и влияние на этот процесс различных факторов, в том числе добавок к смазочным материалам, а также исследовать износостойкость твердосмазочных покрытий.

– Обеспечение возможности динамического нагружения подшипника. Это позволит исследовать влияние противоизносных компонентов масел на усталостные характеристики материала вкладышей подшипников скольжения.

Дальнейшая модернизация машины трения ИИ5018 с учётом этих направлений позволит: создать мощный научно-исследовательский комплекс, охватывающий современные тренды в проектировании, изготовлении и эксплуатации подшипников скольжения; повысить качество подготовки специалистов за счёт использования в учебном процессе в качестве лабораторной базы; отрабатывать конструктивные и технологические решения гидродинамических подшипников

5. На основе полученных экспериментальных результатов в дальнейшем может быть создана отечественная база данных, позволяющая оценивать степень влияния различных СМ на работоспособность подшипников скольжения и тем самым принимать обоснованные технические решения при проектировании ПС машин.

6. Результаты проведённых экспериментальных исследований были использованы при разработке опытных партий моторных и трансмиссионных масел под маркой «GR7» (приложение 6).

3 МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ И РОТОРНЫХ МАШИН

3.1 Вводные замечания и принятые допущения

Обеспечение требуемой долговечности машин, оценка их ресурса на ранней стадии проектирования является актуальной задачей современного машиностроения, для которого характерно активное применение математического моделирования. В этой связи к математическим моделям, описывающим процессы изнашивания машин, их отдельных узлов и агрегатов, предъявляются ряд требований, среди которых адекватность и применимость в инженерной практике. Последнее требование обусловлено тем, что процессы изнашивания сопряжений деталей машин зависят от множества факторов и сопровождаются сложными физико-химическими явлениями. Часто модели, описывающие различные виды изнашивания содержат большое количество параметров, требующих экспериментального определения. Из-за сложности явлений и процессов изнашивания применение многих математических моделей и теорий изнашивания в инженерной практике ограничено. Как правило, имеющиеся в литературе экспериментальные данные относятся к конструкционным и смазочным материалам, которые использовались более 30 лет назад. Экспериментальные триботехнические исследования «не успевают» за материаловедением в силу разных причин.

В инженерной практике используются наиболее простые и адекватные математические модели изнашивания. Это хорошо видно на примере программных комплексов иностранных инжиниринговых компаний.

Предлагаемая методика основывается на работах [204, 64, 63, 243, 306, 180].

Отдельно моделируется фрикционная усталость, многоцикловая усталость на основе максимальных гидродинамических давлений, абразивное изнашивание. При этом приняты следующие допущения.

Методика расчёта гидромеханических характеристик подшипника основана на следующих допущениях гидродинамической теории смазки [290]:

1. трение в ПС обусловлено внутренним трением смазочной жидкости;

2. смазочная жидкость «прилипает» к поверхностям шипа и подшипника;
3. пространство между шипом и подшипником полностью заполнено смазочной жидкостью;
4. течение смазочной жидкости ламинарное, силы инерции не учитываются;
5. поверхности шипа и подшипника считаются жёсткими;
6. перекосы осей шипа и подшипника не учитываются;
7. теплоотдача от смазочной жидкости в шип и подшипник не учитывается.

В этом случае напряжённое состояние в сопряжении характеризуется значением контактных параметров, определение которых осуществляется при следующих допущениях [204]:

1. подшипник имеет достаточно большую длину: $B = (0,4 \div 1,5)D$;
2. вкладыши находятся в жёстком корпусе и исключено их проскальзывание относительно него;
3. толщина вкладышей намного меньше их внутреннего радиуса;
4. перекосами вала во втулке можно пренебречь и считать нагрузку P равномерно распределенной по длине подшипника;
5. материал вкладышей однородный и изотропный, его поведение описывается линейной теорией упругости;
6. вследствие значительного различия в механических свойствах взаимодействующих деталей вал и корпус подшипника абсолютно жесткие;
7. скорости скольжения вала и приложенные к нему внешние нагрузки таковы, что температура в подшипнике изменяется незначительно;
8. нагрузка приложена к оси вала;
9. сближением поверхностей вала и вкладыша вследствие объемных деформаций пренебрегают, поскольку его вклад в общее перемещение (под влиянием действующей нагрузки и в том случае, если нагрузка не близка к нулю) - невелик, а определение представляет значительные трудности;
10. интенсивность изнашивания не меняется со временем и является функцией контактных давлений (нормальных напряжений в контакте);

11. изменение напряжённого состояния в зоне контакта не происходит по мере изнашивания подшипника до предельного зазора;

12. твёрдость вала выше твердости вкладыша (прямая пара трения).

Моделирование изнашивания подшипников скольжения основано на методе, предложенном С.М. Захаровым [180], заключающемся в воспроизведении характерных режимов работы подшипника в составе машины, определении гидродинамических характеристик подшипников на этих режимах, расчете износа шейки вала и подшипника с учетом разных механизмов изнашивания, имеющих место в данном трибосопряжении (рисунок 3.1).

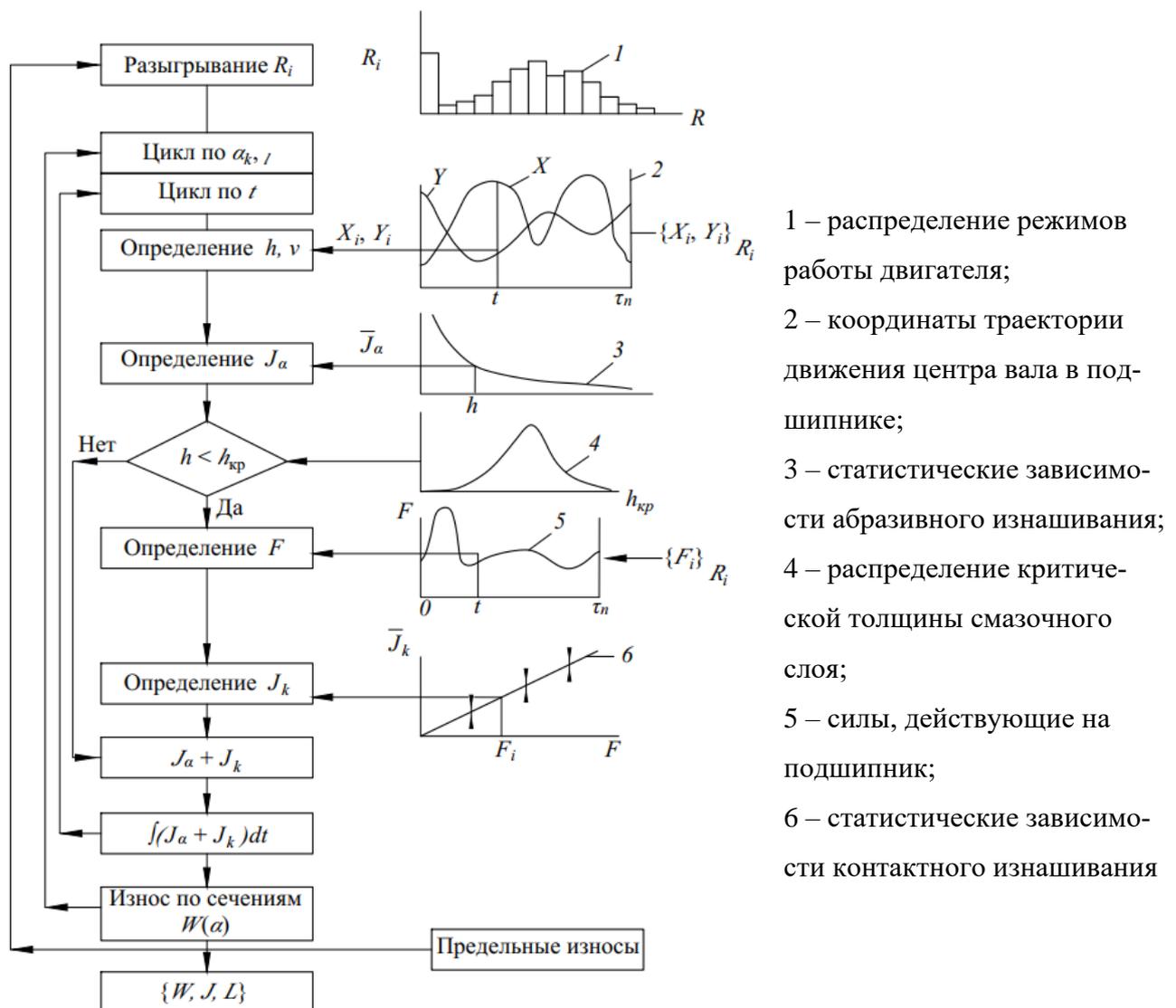


Рисунок 3.1 – Блок-схема имитационной модели

Однако в отличие от работы [180] в предлагаемой методике внимание уделено учёту индивидуальных противоизносных свойств смазочного материала, как

одному из главных факторов определяющих интенсивность изнашивания поверхностей трения подшипника, а следовательно, его износостойкость и ресурс. Также в нашей методике

Последовательность решения задач для определения износа и ресурса гидродинамических подшипников скольжения представлена на рисунке 3.2.



Рисунок 3.2 – Последовательность решения задач для определения износа и ресурса гидродинамических подшипников скольжения

Далее рассмотрены основные подходы, используемые для решения этих задач.

3.2 Определение гидромеханических характеристик подшипника скольжения на основе решения гидродинамической задачи

Все известные методики расчёта ресурса по износу и моделирования изнашивания гидродинамических подшипников скольжения основываются на результатах решения гидродинамической задачи смазки подшипника, которая может быть решена различными методами.

Результатом расчёта подшипника на основе гидродинамической теории смазки является набор взаимосвязанных гидромеханических характеристик (ГМХ),

позволяющих оценить их теплонапряженность, износостойкость, усталостную долговечность, а также расчетные траектории, по которым под действием приложенных нагрузок движутся центры подвижных элементов подшипника.

К числу наиболее важных ГМХ динамически нагруженных подшипников относятся: мгновенные значения минимальной толщины смазочного слоя $h(t)_{min}$ и максимального гидродинамического давления $p(t)_{max}$, а также их экстремальные $inf h_{min}$, $sup p_{max}$ и средние h_{min}^* , p_{max}^* за цикл нагружения $t_{ц}$ величины, эффективная температура смазочного слоя $T_э$, мгновенные и средние потери мощности на трение $N(t)$, N^* ; расходы смазочного масла $Q_B(t)$, Q_B^* [249].

Важным параметром, характеризующим вероятность возникновения задира является относительная суммарная за цикл нагружения протяженность области $\alpha_{h_{lim,cr}}$ в %, где значения h_{min} меньше допустимых величин $h_{lim,cr}$ (зона контактного взаимодействия).

Величину $h_{lim,cr}$ будем определять исходя из условия обеспечения гидродинамического режима трения в подшипнике в соответствии с традиционными представлениями [127, 179, 255]. Идентификация режима трения в подшипнике осуществляется на основе известного критерия λ , определяемого по формуле (1.2). При этом будем считать, что $\lambda \geq 1$ режим трения в подшипнике считается жидкостным, при $\lambda < 1$ – граничным.

С точки зрения моделирования изнашивания подшипника ключевым является именно распределение минимальной толщины смазочного слоя по угловой координате подшипника для стационарной нагрузки или распределение по углу поворота вала для нестационарной нагрузки. Это связано с тем, что именно сближение двух поверхностей трения определяет процессы изнашивания, а наиболее распространённый абразивный износ подшипника зависит от соотношения диаметра циркулирующих через подшипник абразивных частиц и толщины смазочного слоя в подшипнике.

Расчёт ГМХ подшипников основан на решении трех взаимосвязанных задач:

1. расчёт динамики подвижных элементов подшипника;

2. определение гидродинамических давлений в тонком смазочном слое;
3. оценка теплового состояния элементов подшипника.

В основу предлагаемой методики моделирования положен расчёт гидромеханических характеристик подшипников коленчатого вала с учётом неньютоновских свойств смазочных материалов по методике, описанной в работе автора [208].

3.2.1 Уравнение движения центра шипа

Задача расчёта динамики подшипника скольжения сводилась к построению траектории движения центра масс шипа (например, шатунной шейки) под действием внешней периодической нагрузки в системе координат XO_1Y (рисунок 3.3), закреплённой на подшипнике (вкладыше) [242]. Абсолютная угловая скорость вращения подшипника $\omega_1 = -d\beta/dt$, шипа $\omega_2 = d\alpha/dt$, где t – время. В системе XO_1Y угловая скорость $\omega_1 = 0$, а относительная безразмерная скорость вращения шипа

$$\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0 = 1 + \xi \cdot \cos \alpha / (1 - 0,5\xi^2 \sin^2 \alpha), \quad (3.1)$$

где ξ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

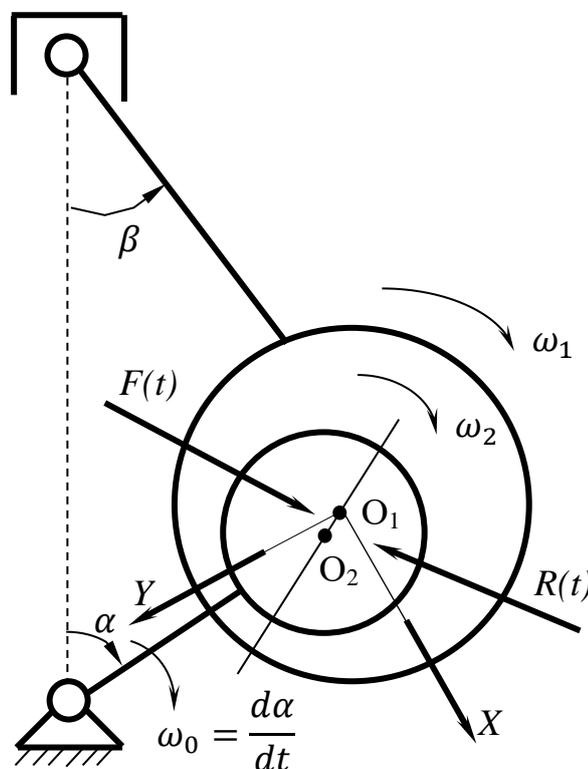


Рисунок 3.3 – Схема шатунного подшипника

Внешние нагрузки и силы, действующие на шип со стороны смазочного слоя (реакции слоя) приводились к центру шипа, а приближенные уравнения плоского движения его центра записывались в виде:

$$m_3 \ddot{\bar{U}} = \frac{1}{h_0 \omega_0^2} R_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}}) + F_U(\bar{t}). \quad (3.2)$$

Здесь m_3 – эффективная (расчетная) масса шипа; $\bar{U} = U/h_0 = (\bar{X}, \bar{Y})$ – безразмерный вектор перемещений её центра; $\dot{\bar{U}}, \ddot{\bar{U}}$ – производные перемещений по безразмерному времени \bar{t} ; $F_U = (F_X, F_Y)$ – проекции на соответствующие оси внешней нагрузки; $R_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}})$ – реакции смазочного слоя; h_0 – радиальный зазор; $\omega_0 = d\alpha/dt$ – угловая скорость вращения шипа.

Так как эффективная масса шипа пренебрежимо мала по сравнению с действующими на неё нагрузками, то уравнение (2.2) было записано в виде уравнения равновесия [246, 248], которое в пренебрежении перекосов осей шипа и подшипника имеет вид:

$$\frac{1}{h_0 \omega_0^2} R_U(\bar{U}, \dot{\bar{U}}) + F_U(\bar{t}) = 0. \quad (3.3)$$

Траектория движения центра шипа строилась по координатам, получаемым в результате решения уравнения равновесия (2.3).

Безразмерные реакции смазочного слоя, действующие на шип определялись формулами:

$$\bar{R}_U = \begin{bmatrix} \bar{R}_{X1} \\ \bar{R}_{Y1} \end{bmatrix} = -\frac{1}{4a} \iint_{\Omega_A} \bar{p} \begin{bmatrix} \cos \phi \\ \sin \phi \end{bmatrix} d\phi d\bar{z}. \quad (3.4)$$

Здесь \bar{p} – безразмерные гидродинамические давления в смазочном слое; ϕ, \bar{z}, a – угловая, осевая координаты и относительная ширина подшипника; Ω_A – активная область смазочного слоя, где $\bar{p} > 0$.

Эффект релаксации касательных напряжений в смазочном слое учитывался на основе подхода, описанного в работах Раганјре, например, в [69]. Этот подход заключается в замене внешней нагрузки, действующей на подшипник, на модифицированную

$$F_U = F_U + \lambda \omega_0 \partial F_U / \partial \alpha, \quad (3.5)$$

где λ – время релаксации смазки.

Наиболее распространенными методами для решения уравнений типа (3.2)-(3.3) являются [245, 113]:

- метод Ньютона;
- метод Рунге-Кутты с модификацией Мерсона;
- метод нецентральных разностей третьего порядка (метод Хаболта);
- метод, базирующийся на применении формул дифференцирования назад (ФДН), первого и второго порядка;
- метод Фаулера-Уортона и другие.

Интегрирование уравнения (3.2) осуществлялось методом, основанным на формулах дифференцирования назад для уравнений второго порядка и описанным в работах В.Н. Прокопьева [247], Ю.В. Рождественского [260], К.В. Гаврилова [137] и др.

3.2.2 Описание реологических свойств смазочного масла

В соответствии с работами В.Н. Прокопьева, Ю.В. Рождественского, В.Г. Караваева и др. [244, 137] рассматривалась декартова система координат $Oxuz$ (рисунок 3.4), где оси Ox и Oz располагаются на неподвижной поверхности S_0 , а ось Oy направлена по нормали к ней. Компоненты вектора скорости элементарного объема CM , расположенного между двумя движущимися поверхностями S_1 и S_2 , обозначались через V_x, V_y, V_z , толщина смазочного слоя и векторы скоростей точек поверхностей через h и \vec{V}_1, \vec{V}_2 .

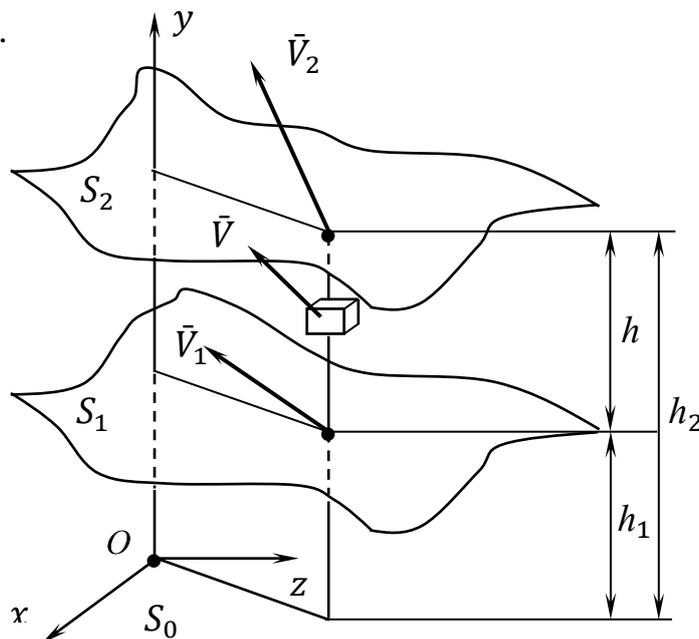


Рисунок 3.4 – Система координат

Приближенные уравнения равновесия элементарного объема СМ записывались в виде [244]:

$$\begin{aligned}\frac{\partial p}{\partial x} &= \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y}, \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= 0; \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y},\end{aligned}\tag{3.6}$$

где p – гидродинамическое давление; τ – напряжение сдвига.

Для описания реологических свойств смазочного масла использовалась модель вязкоупругой жидкости Максвелла [250, 69]:

$$\begin{aligned}\tau_{xy} + \lambda \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial t} &= \mu^* \frac{\partial V_x}{\partial y}, \\ \tau_{yz} + \lambda \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial t} &= \mu^* \frac{\partial V_z}{\partial y}.\end{aligned}\tag{3.7}$$

Здесь λ – время релаксации, характеризующее запаздывание изменений касательных напряжений относительно изменений скоростей сдвига; t – время; μ^* – вязкость смазочного масла.

Последняя считалась нелинейной (убывающей) функцией скорости сдвига $\dot{\gamma}$, а также температуры смазочного слоя T_s и давления p (см. ниже п. 3.2.6).

После преобразований описанных в работе [244] приближенные уравнения равновесия элементарного объема СМ записывались в виде

$$\begin{aligned}\frac{\partial p}{\partial x} &= \mu^* (T_s, p, \dot{\gamma}) \frac{\partial^2 V_x}{\partial y^2}; \\ \frac{\partial p}{\partial y} &= 0; \\ \frac{\partial p}{\partial z} &= \mu^* (T_s, p, \dot{\gamma}) \frac{\partial^2 V_z}{\partial y^2}.\end{aligned}\tag{3.8}$$

3.2.3 Геометрия смазочного слоя и уравнение Рейнольдса для радиального подшипника, смазываемого неньютоновской жидкостью

Базируясь на работах В.Н. Прокопьева, А.К. Бояршиновой и др. [250, 243, 244, 241] рассматривался радиальный подшипник с неидеальной геометрией, среднее поперечное сечение которого представлено на рисунке 3.5.

Смазочный слой ограничен поверхностями подшипника S_1 и шипа S_2 . Радиус r_0 круглоцилиндрической поверхности отсчёта S_0 произволен. Подшипник и шип вращаются соответственно вокруг осей $O_i Z_i$, $i = 1, 2$, проходящих через центры O_i с абсолютными угловыми скоростями ω_i ($O_1 Z_1 \parallel O_2 Z_2$).

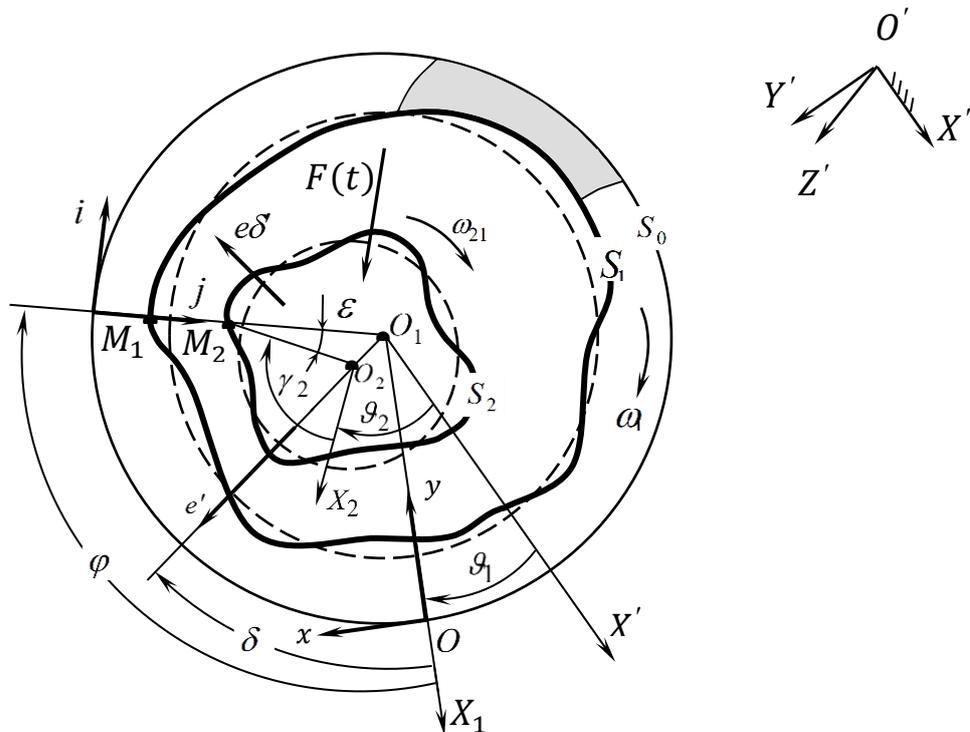


Рисунок 3.5 – Сечение радиальной опоры

Геометрию смазочного слоя описывают в системе координат с полярным углом ϕ и полярной осью $O_1 X_1$, жёстко связанной с подшипником и вращающейся вместе с ним с угловой скоростью ω_1 .

Оси Ox , Oz системы координат $Oxyz$, в которой рассматриваются процессы в СС, лежат в плоскости, на которую развёртывается поверхность отсчёта S_0 , ось Oy направлена по нормали к ней, $-B/2 \leq z \leq B/2$, где B – ширина опоры.

В системе координат $Oxyz$ подшипник неподвижен, шип вращается с угловой скоростью $\omega_{21} = (\omega_2 - \omega_1)$. На шип в плоскости Oxy в сечении $z = 0$ действует переменная по времени t внешняя сила $F(t)$.

Центр шипа O_2 движется в плоскости Oxy с относительной скоростью, проекции которой на линию центров и направление ей перпендикулярное равны $e' =$

de/dt и $e\delta' = ed\delta/dt$, где $e(t) = O_1O_2$ – эксцентриситет, $\delta(t)$ – угол положения линии центров. Углы ϑ_i , определяющие положение подшипника и шипа, отсчитываются от неподвижной оси O_1X' (ось O_2X_2 связана с шипом).

Макроотклонения полярных радиусов подшипника $\rho_1 = O_1M_1$ и шипа $\rho_2 = O_2M_2$ от радиусов r_{i0} базовых окружностей (показаны пунктиром) обозначены через $\Delta_1(\phi)$, $\Delta_2(\phi + \varepsilon, t) \approx \Delta_2(\phi, t)$. Значения Δ_i не зависят от координаты z и считаются положительными (отрицательными), если увеличивают (уменьшают) радиусы r_{i0} .

Координаты y_i точек M_i с учетом малости угла ε определим как

$$\begin{aligned} y_1(\phi) &= M_0M_1 = (r_0 - r_{10}) - \Delta_1(\phi), \\ y_2(\phi, t) &= M_0M_2 = (r_0 - r_{20}) - \Delta_2(\phi, t) - e \cos(\phi - \delta), \\ h(\phi, t) &= h^*(\phi, t) - e \cos(\phi - \delta), \end{aligned} \quad (3.9)$$

Здесь $h^*(\phi, t)$ – толщина СС при центральном положении шипа, когда $e(t) = 0$, находится из соотношения

$$h^*(\phi, t) = \Delta_0 + \Delta_1(\phi) - \Delta_2(\phi, t), \text{ где } \Delta_0 = (r_{10} - r_{20}). \quad (3.10)$$

Запишем выражения (2.9) и (2.10) в безразмерном виде

$$\bar{h}^*(\phi, \bar{t}) = 1 + \bar{\Delta}_1(\phi) - \bar{\Delta}_2(\phi, \bar{t}), \quad (3.11)$$

$$\bar{h}(\phi, \bar{t}) = \bar{h}^*(\phi, \bar{t}) - \chi \cos(\phi - \delta). \quad (3.12)$$

Здесь $\bar{h}^* = h^*/\Delta_0$, $\bar{\Delta}_i(\phi) = \Delta_i(\phi)/\Delta_0$, $\bar{t} = \omega_0 t$, ω_0 – характерная частота вращения шипа, $\chi = e/\Delta_0$ – относительный эксцентриситет шипа.

Функция $h^*(\phi, t)$ может быть задана таблицей отклонений $\Delta_i(\phi, t)$, аналитически (линиями второго порядка) или аппроксимирована рядами.

При наличии элементарных видов некруглостей (овальностей) шипа и подшипника их геометрию удобно описывать эллипсами. Для примера, на рисунке 3.6 поверхность овального подшипника представлена эллипсом, а поверхность шипа с односторонней овальностью – полуэллипсом.

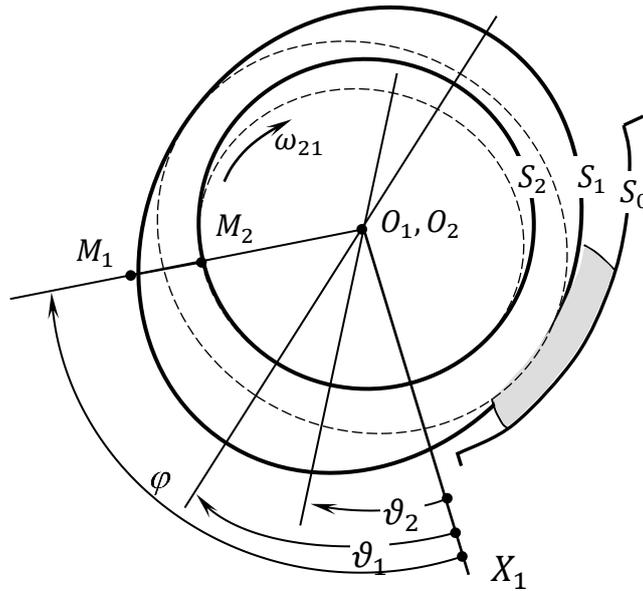


Рисунок 3.6 – Схема подшипника при центральном положении цапфы

Воспользовавшись известными формулами аналитической геометрии, представим отклонения Δ_i поверхностей подшипника и шипа от радиусов базовых поверхностей $r_{0i} = b_i$ в виде

$$\Delta_i = b_i \left\{ v_i [v_i^2 - (v_i^2 - 1) \cos^2(\phi - \vartheta_i)]^{-0,5} - 1 \right\}, \quad (3.13)$$

где параметр v_i , равен отношению большей a_i и меньшей b_i полуосей эллипса, ϑ_i – углы, определяющие начальные положения овалов.

Вследствие закрепления полярной оси O_1X_1 на подшипнике, угол ϑ_1 от времени не зависит, а угол ϑ_{20} , определяющий расположение большей оси эллиптической поверхности шипа при $t=t_0$, связан с относительной угловой скоростью ω_{21} формулой

$$\vartheta_2(t) = \vartheta_{20} + \int_{t_0}^t \omega_{21} dt. \quad (3.14)$$

При односторонней овальности цапфы (рисунок 3.6) формула (3.13) применяется в области $(\pi/2 + \vartheta_2) \leq \phi \leq (3/2\pi + \vartheta_2)$, а вне её – $\Delta_2 = 0$.

В случае аппроксимации макроотклонений $\Delta_1(\phi)$, $\Delta_2(\gamma_2)$ радиусов подшипника и шипа $r_i(\phi)$ от радиусов их базовых окружностей r_{i0} усеченными рядами Фурье и для фиксированного наибольшего порядкового номера гармоники их можно представить в виде:

$$\Delta_i(\psi) = \tau_{i0} + \tau_i \sin(k_i \tilde{\psi} + \alpha_i), \quad (3.15)$$

где $i = 1$ – подшипник, $i = 2$ – цапфа, $\tilde{\psi} = \phi$ при $i = 1$, $\tilde{\psi} = \gamma_2 = \phi + \vartheta_1 - \vartheta_2$ при $i = 2$; $\vartheta_2 = \int_0^t \omega_{21}(t) dt$; k_i – номер гармоники; τ_i, α_i – амплитуда и фаза k -ой гармоники; τ_{i0} – постоянный член ряда Фурье, определяемый формулой

$$\tau_{i0} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \Delta_i(\tilde{\psi}) d\phi.$$

Для элементарных видов некруглостей: овальности ($k = 2$), огранки с трех ($k = 3$) и четырех ($k = 4$) вершинным профилем $\tau_{i0} = 0$.

В этом случае толщину смазочного слоя, ограниченного подшипником и шипом, имеющими элементарные виды некруглостей определяем выражением

$$h(\phi, t) = \Delta_0 + \tau_1 \sin(k_1 \phi + \alpha_1) - \tau_2 \sin(k_2 \gamma_2 + \alpha_2) - e \cos(\phi - \delta). \quad (3.16)$$

В безразмерном виде (3.16) представляем следующим образом:

$$\bar{h} = 1 + \bar{\tau}_1 \sin(k_1 \phi + \alpha_1) - \bar{\tau}_2 \sin(k_2 \gamma_2 + \alpha_2) - \chi \cos(\phi - \delta). \quad (3.17)$$

Здесь $\bar{\tau}_i = \tau_i / \Delta_0$, $i = 1, 2$; $\bar{\omega}_{21} = \omega_{21} / \omega_0$.

Для опор с отклонением геометрии от базовых цилиндрических поверхностей в осевом направлении толщину смазочного слоя при центральном положении шипа в произвольном сечении Z_1 запишем выражением

$$h^*(Z_1) = \Delta_0 + \Delta_1(Z_1) - \Delta_2(Z_1). \quad (3.18)$$

Здесь $\Delta_i(Z_1)$, $i = 1, 2$ – отклонения образующих поверхностей подшипника и шипа от прямой (за положительное принято отклонение в сторону увеличения радиусов).

В безразмерном виде

$$\bar{h}^*(\bar{Z}_1) = 1 + \bar{\Delta}_1(\bar{Z}_1) - \bar{\Delta}_2(\bar{Z}_1), \quad (3.19)$$

где $\bar{\Delta}_i(\bar{Z}_1) = \Delta_i(Z_1) / \Delta_0$, $\bar{Z}_1 = Z_1 / r$, $r = (r_{10} + r_{20}) / 2$ – радиус опоры.

С учетом выражений (2.10) и (2.18) можно записать общие формулы для толщины смазочного слоя при центральном положении шипа в опорах с неидеальной геометрией

$$h^*(\phi, Z_1, t) = \Delta_0 + \Delta_1(\phi) - \Delta_2(\phi, t) + \Delta_1(Z_1) - \Delta_2(Z_1) \quad (3.20)$$

или в безразмерном виде

$$\bar{h}^*(\phi, \bar{Z}_1, \bar{t}) = 1 + \bar{\Delta}_1(\phi) - \bar{\Delta}_2(\phi, \bar{t}) + \bar{\Delta}_1(\bar{Z}_1) - \bar{\Delta}_2(\bar{Z}_1). \quad (3.21)$$

Поле гидродинамических давлений, необходимое для вычисления реакции смазочного слоя \bar{R}_U , находилось из уравнения Рейнольдса [244]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \phi} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\varphi}_2 - \frac{\bar{\varphi}_1^2}{\bar{\varphi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \phi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{h}^3 \left(\bar{\varphi}_2 - \frac{\bar{\varphi}_1^2}{\bar{\varphi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = \\ = \frac{\partial}{\partial \phi} \left[\bar{\omega} \bar{\rho} \bar{h} \left(1 - \frac{\bar{\varphi}_1}{\bar{\varphi}_0} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\rho} \bar{h}). \end{aligned} \quad (3.22)$$

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

$$\bar{\varphi}_k = \int_0^{\bar{y}} \frac{\bar{y}^k}{\bar{\mu}^*} d\bar{y}, \quad (3.23)$$

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

Уравнение (3.22) интегрировалось многосеточным методом, описанным в работах В.Н. Прокопьева, А.К. Бояршиновой, Е.А. Задорожной [247, 246], Ю.В. Рождественского [260] и др., при граничных условиях Свифта-Штибера с учётом наличия на поверхности шипа источников смазывания (отверстий, канавок):

$$\begin{aligned} \bar{p}(\phi, \bar{z} = \pm a) = 0; \bar{p}(\phi, \bar{z}) = \bar{p}(\phi + 2\pi, \bar{z}); \bar{p}(\phi, \bar{z}) \geq 0; \bar{p}(\phi, \bar{z}) = \bar{p}_s \text{ на} \\ (\phi, \bar{z}) \in \Omega_s, S = 1, 2, \dots, S^*. \end{aligned} \quad (3.24)$$

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

Принципы многосеточного метода были использованы автором при программной реализации алгоритмов расчёта динамики подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах [273, 277].

3.2.4 Тепловое состояние подшипника

В зависимости от того, каким представляется распределение температур в смазочном слое, используются три подхода: термогидродинамический, адиабатический, изотермический.

При термогидродинамическом подходе [250,194,314] учитывается изменение температуры поперек смазочного слоя, а результаты теплового расчета наиболее приближены к реальным тепловым процессам в подшипниках жидкостного трения. Однако, для этого необходимо прямое интегрирование трехмерного уравнения энергии совместно с уравнениями теплопереноса для шипа, подшипника, СМ в канавке, что представляет собой сложную математическую задачу, которая ещё более усложняется, если учитывать неньютоновское поведение СМ.

Некоторого упрощения решения исследователи добиваются, представляя распределение температуры поперек смазочного слоя в виде степенных рядов или Фурье, усредняя температуру по ширине подшипника.

При адиабатическом подходе [50, 212] принимается, что изменение температуры поперек смазочного слоя не происходит, а шип и подшипник являются идеальными тепловыми изоляторами. Вводится некоторая расчетная осредненная по ширине подшипника температура $T^* = T^*(x, t)$, подстановкой которой в уравнение энергии получается дифференциальное уравнение для распределения температур по координате x . Так как при таком подходе не учитывается теплоотдача в шип и подшипник, расчетные температуры получаются сильно завышенными, что снижает достоверность получаемых результатов.

Для оценки теплового состояния подшипника скольжения в настоящей работе был применён изотермический подход. Использование такого подхода при решении задач динамики и смазки сложнонагруженных подшипников скольжения обосновано в работах В.Н. Прокопьева, В.Г. Караваева и других [247, 194].

Предполагалось, что расчетная текущая (эффективная) температура $T_s = T_s(t)$ одинакова во всех точках смазочного слоя и, являясь весьма инерционным параметром определяется при решении уравнения теплового баланса

$$A_N^*(t) = A_Q^*(t), \quad (3.25)$$

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

Приращение температуры в смазочном слое на каждом временном шаге (за цикл нагружения) определялось по формуле

$$\Delta T_{\mathcal{D}} = \frac{N}{Q_B \cdot \rho \cdot c_0}, \quad (3.26)$$

где N , Q_B – потери мощности на трение в смазочном слое и расход смазки через подшипник на каждом временном шаге (за цикл нагружения), соответственно.

3.2.5 Интегральные гидромеханические характеристики

Расход смазки в оба торца подшипника, т.е. в сечении $\bar{z} = a$, определялся формулой [244]

$$Q_B^* = -\frac{BD^2\psi\omega_0}{2a} \int_0^{2\pi} \bar{h}^3 \left(\bar{\varphi}_2 - \frac{\bar{\varphi}_1^2}{\bar{\varphi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \Big|_{\bar{z}=a} d\bar{\phi}. \quad (3.27)$$

Потери мощности на трение определялись интегрированием диссипативной функции рассеивания \bar{D} по объему смазочного слоя [244]

$$N = \frac{BD^2\psi\mu_0}{8a} \cdot \iint_{\Omega_A^-} \bar{D}^* d\bar{\phi} d\bar{z}. \quad (3.28)$$

Здесь $\Omega_A^- = \Omega_A - \Omega_S$; Ω_A – активная область смазочного слоя, где $p > 0$.

$$\bar{D} = \int_0^1 \bar{\mu}^* \cdot \left[\left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial \bar{y}} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial \bar{y}} \right)^2 \right] d\bar{y}. \quad (3.29)$$

3.2.6 Модель вязкости смазочного материала

Модель вязкости в объёме смазочного слоя

В уравнении Рейнольдса (3.22) единственным параметром, характеризующим реологическое поведение смазочного масла, является вязкость. В связи с этим задача обоснования математической модели вязкости является принципиальной.

Среди факторов, оказывающих влияние на вязкость современных загущенных масел, наибольшее значение имеют температура, давление и скорость сдвига.

Зависимость вязкости СМ от скорости сдвига была аппроксимирована степенным законом Оствальда-Вейла [209]; от температуры – трёхконстантной формулой Фогеля [169]; от давления – формулой Баруса [10].

Степенной закон Оствальда-Вейла был выбран на основе анализа зависимостей вязкости от скорости сдвига, выполненного автором в работе [209]:

$$\mu^* = \mu \cdot \dot{\gamma}^{n-1}. \quad (3.30)$$

Здесь μ – параметр консистенции СМ, имеющий размерность вязкости, Па·с, (кажущаяся вязкость при скорости сдвига 10^2 с^{-1}) и являющийся функцией температуры смазочного слоя; n – параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения СМ.

$$\dot{\gamma} = \sqrt{I_2}, \quad (3.31)$$

где I_2 – второй инвариант скоростей сдвига

$$I_2 = \left(\frac{\partial v_x}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial y}\right)^2.$$

Используя безразмерные величины [244] $\bar{y} = y/h$, $\bar{h} = h/h_0^*$, $\psi = h_0^*/r$, $\bar{V}_x = V_x/\omega_0 r$, $\bar{V}_z = V_z/\omega_0 r$, $\bar{\mu} = \mu/\mu_0$, где ω_0 – характерная угловая скорость шипа; μ_0 – характерная вязкость, зависимость (2.13) была записана в виде

$$\mu^* = \bar{\mu} \cdot \mu_0 \cdot \left(\frac{\omega_0}{\psi}\right)^{n-1} \cdot \frac{1}{\bar{h}^{n-1}} \cdot \bar{I}_2^{\frac{n-1}{2}},$$

или

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu} \cdot \bar{I}_2^{\frac{n-1}{2}}. \quad (3.32)$$

Здесь $\bar{\mu}^* = \mu^* \bar{h}^{n-1}/\mu_0^*$, где $\mu_0^* = \mu_0(\omega_0/\psi)^{n-1}$ – характерная кажущаяся вязкость неньютоновского СМ.

С учётом (3.32) уравнение Рейнольдса (3.22) было использовано в виде [244]

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \phi} \left[\bar{h}^{n+2} \left(\bar{\varphi}_2 - \frac{\bar{\varphi}_1^2}{\bar{\varphi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \phi} \right] + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\bar{h}^{-n+2} \left(\bar{\varphi}_2 - \frac{\bar{\varphi}_1^2}{\bar{\varphi}_0} \right) \bar{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = \\ & = \frac{\partial}{\partial \phi} \left[\bar{\omega} \bar{\rho} \bar{h} \left(1 - \frac{\bar{\varphi}_1}{\bar{\varphi}_0} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial \tau} (\bar{\rho} \bar{h}). \end{aligned} \quad (3.33)$$

Скорости сдвига определялись по выражениям [244]:

$$\begin{aligned}\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial \bar{y}} &= \frac{1}{\bar{\mu}^*} \left[\frac{\bar{\omega}_{21}}{\bar{\varphi}_0} + \bar{h}^{n+1} \left(\bar{y} - \frac{\bar{\varphi}_1}{\bar{\varphi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right], \\ \frac{\partial \bar{v}_y}{\partial \bar{y}} &= \frac{1}{\bar{\mu}^*} \bar{h}^{n+1} \left(\bar{y} - \frac{\bar{\varphi}_1}{\bar{\varphi}_0} \right) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}.\end{aligned}\quad (3.34)$$

Изменение вязкости от температуры было аппроксимировано трёхконстантной формулой Фогеля [169] (см. п. 2.3).

Окончательно выражение вязкости с учётом зависимости от скорости сдвига (2.30), температуры (2.33) и давления было записано как

$$\bar{\mu}^* = \bar{\mu} \cdot (\bar{I}_2)^{\frac{n-1}{2}} \cdot e^{\beta(T_s) \cdot p} \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_s+C_3))}. \quad (3.35)$$

Зависимость пьезокоэффициента вязкости $\beta(T_s)$ от температуры (для углеводородных масел с противоизносными присадками) может быть получена на основе аппроксимации данных, представленных в работе [37]:

$$\beta(T_s) = 2,17398 \cdot 10^{-13} \cdot T_s^2 - 1,01915 \cdot 10^{-10} \cdot T_s + 2,16588 \cdot 10^{-8}. \quad (3.36)$$

Однако необходимо отметить, что исследования изменения пьезокоэффициента вязкости масел в зависимости от температуры представляют собой отдельную научную задачу.

Особенностью предлагаемой модели вязкости, графическая интерпретация которой представлена на рисунке 3.7, является то, что степенной закон используется для описания нелинейного поведения вязкости только в определённом диапазоне скоростей сдвига.

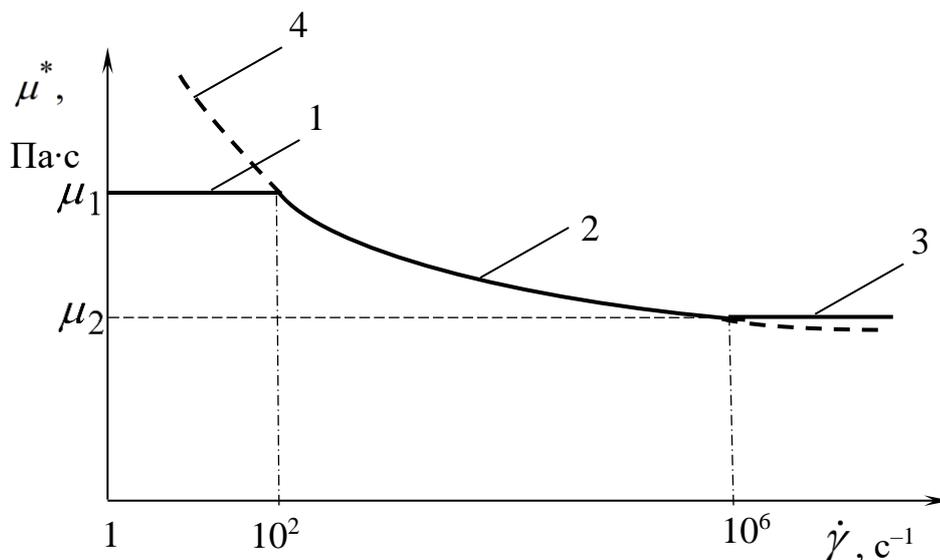


Рисунок 3.7– Зависимость вязкости от скорости сдвига

А именно, на участке 1 масло ведёт себя как ньютоновская жидкость с вязкостью $\mu_1(T_3, p)$. Для участка 2 характерно снижение вязкости по степенному закону (3.35). На участке 3 масло считается ньютоновской жидкостью с вязкостью $\mu_2(T_3, p)$. Кривая 4 описывает изменение вязкости по степенному закону (3.35).

Необходимо отметить, что параметры степенного закона для участка 2 нелинейного поведения вязкости СМ определяются экспериментально [210].

Постоянное значение вязкости μ_2 на участке 3 обусловлено тем, что степенной закон при скоростях сдвига выше 10^6 с^{-1} даёт несколько заниженное значение вязкости.

В такой постановке реологическая модель не противоречит представлениям о поведении загущенного моторного масла, не вызывает трудностей при программной реализации.

Диапазон скоростей сдвига выбран исходя из анализа условий работы подшипников скольжения коленчатого вала ДВС и международного стандарта SAE J300 [282].

Реологическая модель вязкости тонких слоёв смазочного материала

Известно, что смазочное действие граничных слоёв объясняется несколькими причинами, среди которых значительная анизотропия механических свойств. Граничные слои СМ способны выдерживать значительные нормальные нагрузки и при этом обладают неустойчивостью к сдвигу по плоскостям наилучшего скольжения. В связи с этим основу математической модели смазочного слоя сложнонагруженного гидродинамического ПС, учитывающей особенности реологического поведения СМ в граничном состоянии и его противоположные свойства составляет математическая модель вязкости СМ. Предлагаемая модель, в отличие от известных, учитывает граничное состояние СМ, а именно доказанное работами А.С. Ахматова, Б.В. Дерягина и др. резкое повышение вязкости СМ вблизи границы с поверхностью трения при толщинах смазочного слоя, сопоставимых с высотой микронеровностей. При этом также учитывается зависимость вязкости СМ от температуры, давления, скорости сдвига. Все эти факторы оказывают наибольшее

влияние на вязкость СМ и, следовательно, на несущую способность ПС, чем и обусловлена необходимость их первоочередного учёта.

По нашему мнению построение адекватной математической модели граничного слоя смазки (ГСС) может быть выполнено только на основе представлений о закономерностях полимолекулярной адсорбции углеводородных жидкостей, содержащих поверхностно-активные вещества определенной структуры.

На основе выполненных нами исследований [221, 61] и других экспериментальных данных, были сформулированы следующие выводы:

1. Структуры ГСС, образованных различными жидкими средами на различных поверхностях могут значительно различаться, что затрудняет их описание в рамках одной модели.

2. Для структурированных граничных слоев характерен градиент физических параметров по нормали к образующей поверхности. Различие таких параметров, как вязкость, наличие или отсутствие предельного напряжения сдвига, зависимость параметров слоя от температуры, делают невозможным применение к смазочным маслам закономерностей, полученных для других жидких сред и описание ГСС, образованных смазочными маслами, как гомогенной жидкокристаллической фазы.

3. Смазочные материалы (СМ), содержащие противоизносные присадки или естественные нефтяные ПАВ, образуют на металлических поверхностях ГСС, имеющие вблизи поверхности металла свойства, близкие к свойствам твердого тела. Расстояние, на котором проявляется высокая вязкость и устойчивость к сдвиговым нагрузкам, измеряется, как правило, несколькими десятками долями микрометра. Максимальное расстояние, на котором обнаруживается структурирующее воздействие поверхности, достигает 5 мкм. Таким образом, представляется оправданным предположение о наличии в ГСС, образованном моторными и аналогичными СМ, по крайней мере, двух структурированных фаз.

В результате наших экспериментальных исследований по замеру вязкости загущенных СМ, был сделан вывод, что характер зависимости вязкости СМ от расстояния до ограничивающей твердой поверхности может быть описан выражением,

$$\mu_i = \mu_0 + \mu_s \exp\left(-\frac{y}{l_h}\right), \quad (3.37)$$

где μ_s – параметр, имеющий смысл условного значения вязкости на бесконечно малом расстоянии от ограничивающей поверхности.

В слое, ограниченном двумя поверхностями, учитывая возможные различия адсорбционных свойств и структурирующего воздействия различных материалов, описываемого параметрами l_{h1} и l_{h2} :

$$\mu_i = \mu_0 + \mu_s \left(\exp\left(-\frac{h_i}{l_{h1}}\right) + \exp\left(-\frac{h-h_i}{l_{h2}}\right) \right). \quad (3.38)$$

Выражения для средней (эффективной) вязкости слоя и силы вязкостного трения:

$$\bar{\mu} = \mu_0 + \frac{\mu_s}{h-h_{s1}-h_{s2}} \int_{h_{s1}}^{h-h_{s2}} \left(\exp\left(\frac{-h_i}{l_{h1}}\right) + \exp\left(\frac{h_i-h}{l_{h2}}\right) \right) dh_i, \quad (3.39)$$

$$F = V_0 \left(\left(\frac{\mu_0}{h-h_{s1}-h_{s2}} \right) + \frac{\mu_s}{(h-h_{s1}-h_{s2})^2} \int_{h_{s1}}^{h-h_{s2}} \left(\exp\left(\frac{-h_i}{l_{h1}}\right) + \exp\left(\frac{h_i-h}{l_{h2}}\right) \right) dh_i \right). \quad (3.40)$$

Расчет h_s и l_h численными методами может быть выполнен исходя из условия

$$\begin{cases} \mu_{эфф} = \mu(\mu_0, h, h_s, l_h) \\ F(\mu_{эфф}, h_s) = F_{min} \end{cases}. \quad (3.41)$$

Для таких однотипных смазочных материалов, как моторные масла, значение параметра μ_s составляет $10^5 \dots 10^6$ Па·с и, что соответствует вязкости углеводорода в твердом состоянии (парафин).

Формулы (3.38) и (3.39) предлагаются для расчета вязкости смазочного слоя в области значений h , наиболее значимых для гидродинамических расчетов опор скольжения, т.е., в области условного перехода от жидкостного трения к граничному. Значение h_s зависит как от сочетания свойств смазочного материала и материала поверхности трибосопряжения, так и от рельефа (шероховатости) последней. Вследствие этого, формула (3.39) применима лишь в том случае, если величина h_s значительно превосходит высоту шероховатостей поверхности.

Свойства слоя СМ при высоких контактных давлениях наиболее подробно изучены при разработке методов эластогидродинамических расчетов узлов трения

качения. Установлено, что, по крайней мере, при малых напряжениях сдвига, между контактирующими телами существует твердообразный слой смазки толщиной порядка $10^{-8} \dots 10^{-7}$ м, не выдавливаемый при контактных давлениях, на несколько порядков превышающих давления, достигаемые в подшипниках скольжения. Предполагая сохранение обычной зависимости вязкости масел от давления для эластогидродинамических условий [109, 159], следует считать доказанной чрезвычайно высокую вязкость граничного слоя ($>10^5$ Па·с) масел, содержащих противоизносные присадки, в непосредственной близости от границы с металлической поверхностью. Это обстоятельство согласует предложенную модель с известными моделями граничного трения.

Таким образом, значение вязкости по толщине смазочного слоя меняется от величины μ_s , лежащей в пределах $10^4 \dots 10^6$ Па·с, до значений вязкости в середине смазочного слоя $\mu^*(T, p, \dot{\gamma})$. На рисунке 3.8 схематично представлено изменение вязкости смазочного материала по координате y , направленной по нормали к поверхности трения. Координата y_1 соответствует величине граничного смазочного слоя h_s , скорость сдвига в котором равна нулю. Координата x соответствует изменению угловой координаты φ .

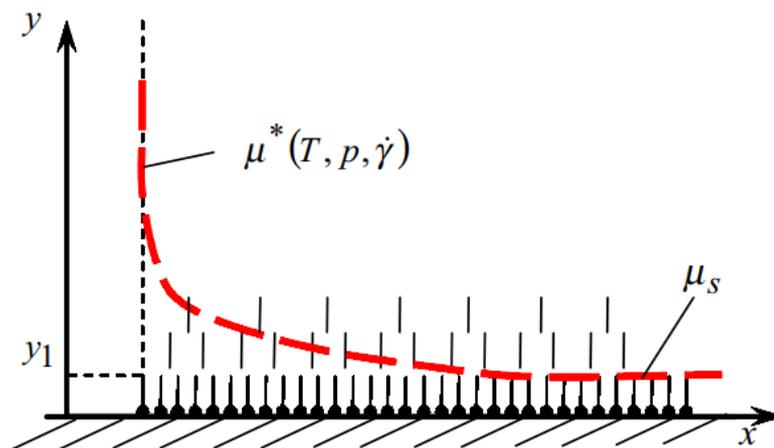
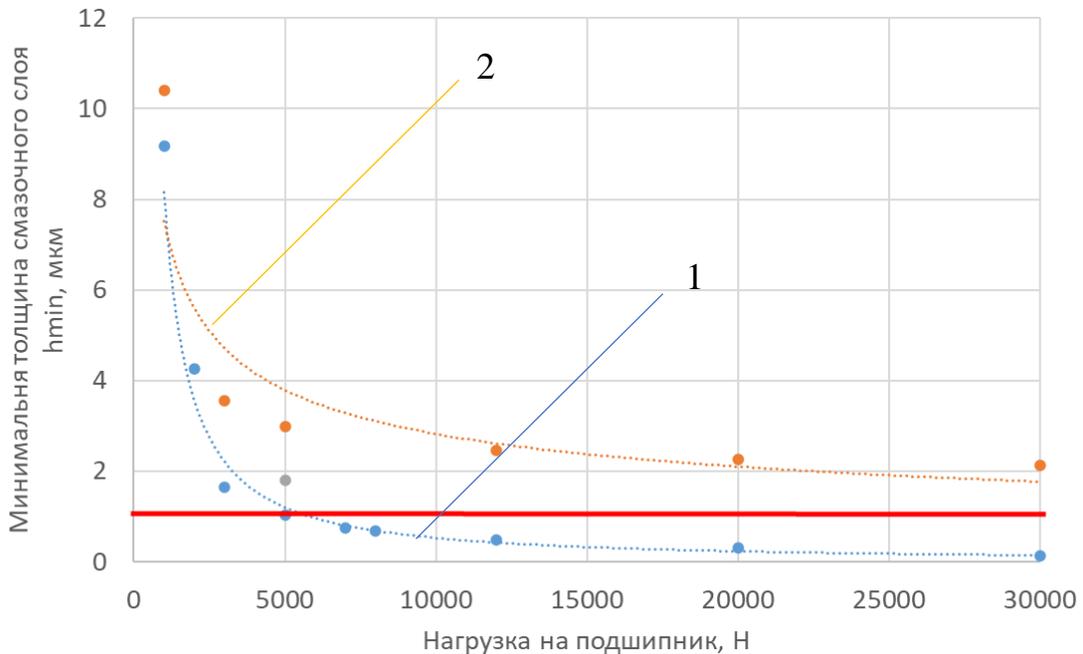


Рисунок 3.8 – К определению границ изменения вязкости по толщине слоя

Для описания явления разрушения ГСС под действием сдвига в реологическую модель предлагается ввести зависимость параметра l_h от скорости сдвига.

На рисунке 3.9 можно видеть принципиальные отличия в результатах расчёта несущей способности подшипника скольжения, которые получаются при фиксированных значениях параметра l_h , характеризующего скорость изменения вязкости граничного слоя по мере удаления от поверхности трения.



1 – при $l_h=0$ нм, $\mu_s=0$ Па·с; 2 – при $l_h=50$ нм, $\mu_s=10^6$ Па·с

Рисунок 3.9 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя в подшипнике от нагрузки

Кривая 1 показывает изменение минимальной толщины смазочного слоя в подшипнике в зависимости от нагрузки при использовании модели, не учитывающей адсорбированный слой. Кривая 2 показывает характер изменения минимальной толщины смазочного слоя при наличии адсорбированных граничных слоёв. В результате того, что эта модель описывает «идеальный» упорядоченный граничный слой, не подверженный разрушению, минимальная толщина смазочного слоя стремится к значению $2h_s$, то есть удвоенной толщине граничного слоя при сколько угодно большом значении внешней нагрузки.

Особенностью предлагаемой модели является то, что она учитывает изменение свойств ВГСС по мере приближения к поверхности трения – явление разрушения упорядоченного ВГСС при высоких скоростях сдвига.

$$\mu_i = \mu^*(T_3, p, \dot{\gamma}) + \mu_s \exp\left(-\frac{y_k}{l_h(\dot{\gamma})}\right), y_k = 0 \dots h, \quad (3.42)$$

$$\text{где } \mu^*(T_3, p, \dot{\gamma}) = \begin{cases} \mu_1 \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_3+C_3))+\beta(T_3) \cdot p}, & 1 \leq \dot{\gamma} \leq \dot{\gamma}_1; \\ (I_2)^{(n(T_3)-1)/2} \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_3+C_3))+\beta(T_3) \cdot p}, & \dot{\gamma}_1 \leq \dot{\gamma} \leq \dot{\gamma}_2; \\ \mu_2 \cdot C_1 \cdot e^{(C_2/(T_3+C_3))+\beta(T_3) \cdot p}, & \dot{\gamma} > \dot{\gamma}_2; \end{cases}$$

μ_s – параметр, который характеризует условную вязкость на бесконечно малом расстоянии от поверхности; $l_h(\dot{\gamma})$ – параметр, характеризующий скорость изменения вязкости граничного слоя по мере удаления от поверхности трения (является функцией скорости сдвига); μ_1, μ_2 – первая и вторая ньютоновские вязкости, соответствующие скорости сдвига 10 с^{-1} ; C_1, C_2, C_3 – эмпирические константы (индивидуальны для каждого смазочного материала); T_3 – эффективная температура смазочного слоя; $\beta(T_3)$ – пьезокоэффициент вязкости; $\dot{\gamma}_1, \dot{\gamma}_2$ – эмпирические пороговые значения скоростей сдвига для конкретного масла; $\mu^*(T_3, p, \dot{\gamma})$ – неньютоновская объёмная динамическая вязкость СМ, являющаяся функцией температуры, давления и скорости сдвига; p – гидродинамическое давление; $n(T_3)$ – параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения СМ, степень снижения вязкости при увеличении скорости сдвига; $\dot{\gamma} = \bar{l}_2 = \left(\frac{\partial \bar{v}_x}{\partial \bar{y}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{v}_z}{\partial \bar{y}}\right)^2$ – второй инвариант скоростей сдвига.

Значение параметра μ_s , например, для моторных масел, которые являются вполне однотипными смазочными материалами, лежит в диапазоне $10^5 \dots 10^6 \text{ Па} \cdot \text{с}$. Этот диапазон соответствует вязкости углеводорода в твердом состоянии, т.е. вязкости парафина.

Для того, чтобы учесть явление образования и разрушение ВГСС под действием сдвига, разную сдвиговую стабильность граничных слоёв, образуемых различными по составу СМ, в математическую модель вязкости (1) и (2) предложено ввести зависимость $l_h(\dot{\gamma})$ в виде степенного закона

$$l_h(\dot{\gamma}) = l_{h_0} \cdot \dot{\gamma}^{n-1}. \quad (3.43)$$

Здесь l_{h_0} представляет собой параметр, характеризующий толщину адсорбционного слоя при скорости сдвига $\dot{\gamma} = 1 \text{ с}^{-1}$; показатель степени n – характеризует

устойчивость адсорбционного слоя к сдвигу (сдвиговую стабильность) и принимает значения от 0 до 1.

При $n = 1$, $l_h = l_{h_0}$ граничный слой «жесткий», не срезаемый, не разрушается при увеличении скорости сдвига и может нести сколько угодно большую нагрузку. При $n = 0$ адсорбционные слои не устойчивы к сдвигу и не оказывают влияние на несущую способность ПС. Таким образом, следует ожидать, что для реальных смазочных материалов показатель степени n варьируется от 0,5 до 0,95. Весьма вероятно зависимость показателя степени от температуры.

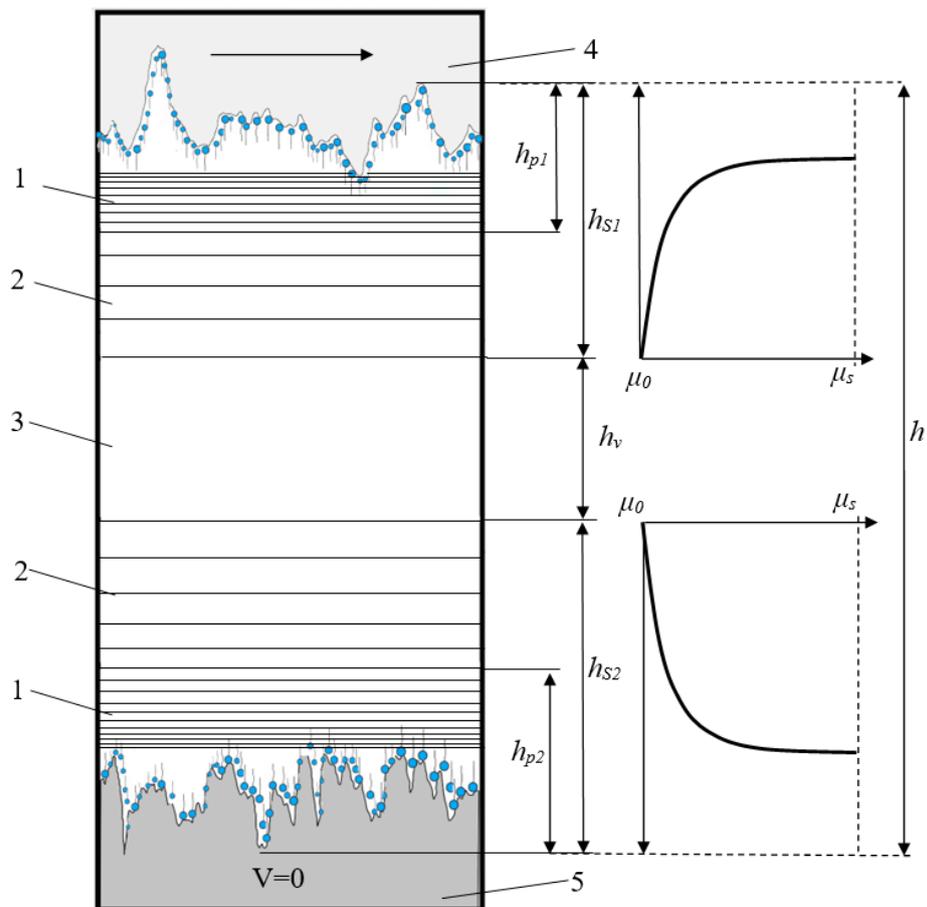


Рисунок 3.10 – Схема контактирования поверхностей трения через два граничных адсорбционных слоя и объёмного слоя смазочного материала

Для определения параметра l_{h_0} использована методика, предложенная И.В. Мухортовым, основанная на измерении вязкости суспензий. Так, для моторных масел Shell Rimula R3X, ТНК RevoluxD2, Mobil Delvac XHP были получены

значения параметра l_{h_0} в пределах 30...52 нм. Эти значения индивидуальны для каждого сочетания масла и материала поверхностей трения.

Использование такой зависимости позволяет корректно моделировать влияние адсорбционного ВГСС на работу ПС и не противоречит современным представлениям о структуре смазочного слоя и возможности его надмолекулярной самоорганизации как при гидродинамической, так и при граничной смазке, описанным в работах Е.В. Березиной, В.А. Годлевского и др. [118, 168].

Таким образом, считается, что каждый из граничных слоёв СМ, адсорбированных на поверхности трения ПС состоит из двух областей (рисунок 3.10), имеющих между собой условную границу: внутренней области 1 (рисунки 3.10, 3.11) квазикристаллического строения, и полимолекулярную периферийную область 2, имеющей жидкокристаллическое строение. Кроме того, слои имеют градиент свойств (в частности, вязкости) по нормали к твердой поверхности и разделены объёмной частью 3 смазочного слоя толщиной h_v и вязкостью μ_0 , являющейся условной плоскостью симметрии, не подверженной влиянию силовых полей ограничивающих металлических поверхностей.

Толщины h_{p1} и h_{p2} непосредственно прилегающих к поверхностям слоёв 1 следует понимать как «критические толщины», при превышении которых начинаются первые акты скольжения последующих слоёв 2, относящихся уже ко второй, жидкокристаллической периферийной области граничного слоя, образованной в результате полимолекулярной адсорбции ПАВ.

При повышении нагрузки в условиях сдвига поверхности трения 4 и 5 сближаются, уменьшается толщина h_v объёмной части слоя 3 до h'_v (рисунок 3.11), в ней нарастает скорость сдвига и, соответственно, гидродинамические давления. При этом толщины h_{s1} и h_{s2} уменьшаются под действием увеличивающейся скорости сдвига до h'_{s1} и h'_{s2} , что сопровождается ростом вязкости (сопротивления сдвигу) и силы трения, однако обеспечивается разделение поверхностей.

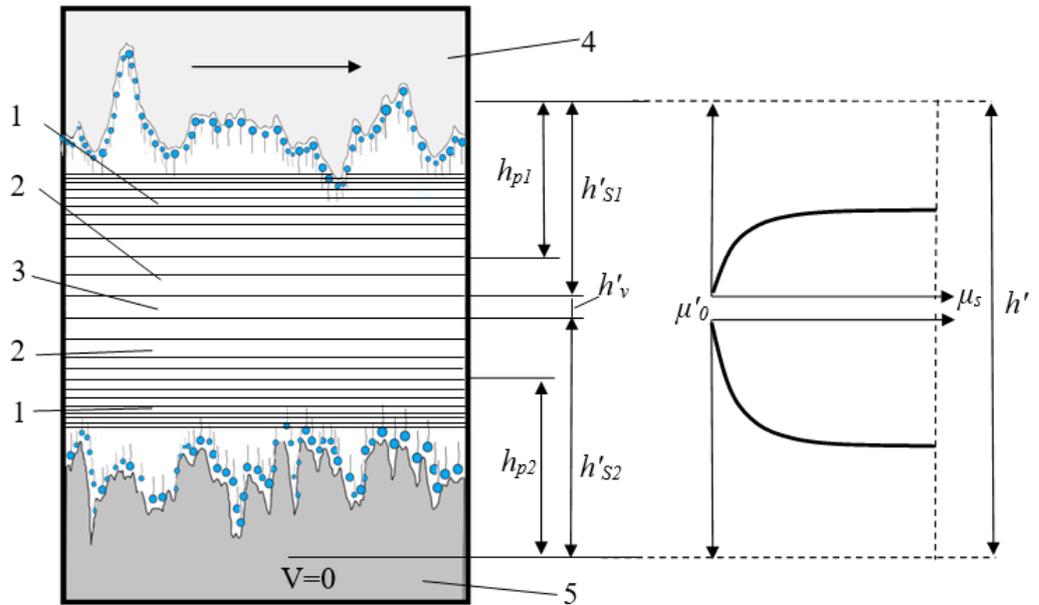


Рисунок 3.11 – Схема контактирования поверхностей трения через два граничных адсорбционных слоя смазочного материала меньшей толщины

В зоне контакта и разрушения граничных слоёв (то есть в зоне слоя 3) вязкость также увеличивается по мере сближения поверхностей в результате роста гидродинамических давлений в этом слое, то есть $\mu_0 < \mu'_0$.

С целью оценки влияния устойчивости адсорбционных слоёв смазки к сдвигу на несущую способность гидродинамического подшипника скольжения была проведена серия вычислительных экспериментов [216], в которых определялось относительное увеличение подъёмной силы (увеличение реакции смазочного слоя, обусловленное адсорбционными слоями смазки) при фиксированном относительном эксцентриситете подшипника χ в зависимости от показателя степени n для трёх значений параметра l_{h_0} . Результаты представлены на рисунке 3.12.

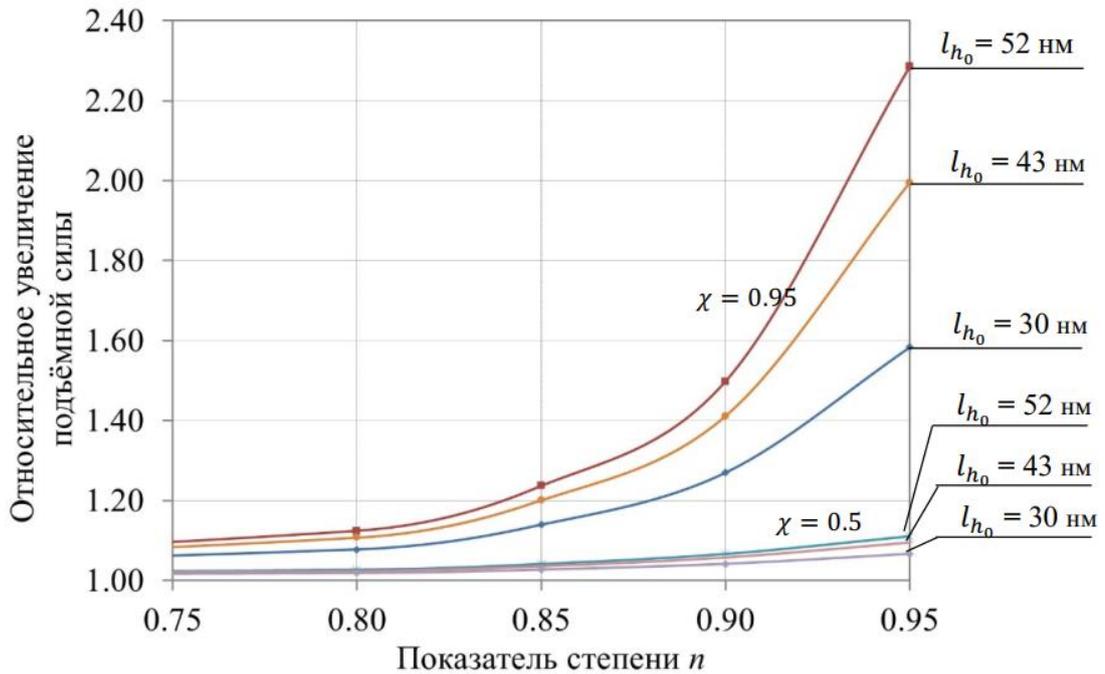


Рисунок 3.12 – Влияние сдвиговой стабильности адсорбционного смазочного слоя на несущую способность подшипника скольжения

Совокупность представленных выше выражений составляет математическую модель смазочного слоя, позволяющую оценивать влияние индивидуальных противоизносных свойств СМ, обусловленных наличием адсорбционного ВГСС, на смену вида смазки в подшипнике с жидкостной (гидродинамической) на граничную. Это влияние заключается в увеличении сопротивления сдавливанию смазочного слоя, которое приводит к повышению несущей способности ПС, снижению продолжительности контактного взаимодействия элементов подшипника, непосредственно контактных давлений и износа.

3.3 Определение расположения и продолжительности зоны контактного взаимодействия цапфы и втулки

Расположение и продолжительность зоны контактного взаимодействия элементов подшипника находятся на основе распределения толщины смазочного слоя в каждый момент времени работы подшипника по его угловой координате. Контактные давления при взаимодействии микронеровностей шейки вала и подшипника определяются на основе теории Гринвуда-Триппа, которая была описана в обзорной части исследования (см. п. 1.3.3). Контактные давления p_{abr} , обусловленные действием абразивных частиц, находящихся в зазоре (рисунок 3.13), зависят от среднего диаметра частиц, их числа, нагрузки, глубины внедрения.

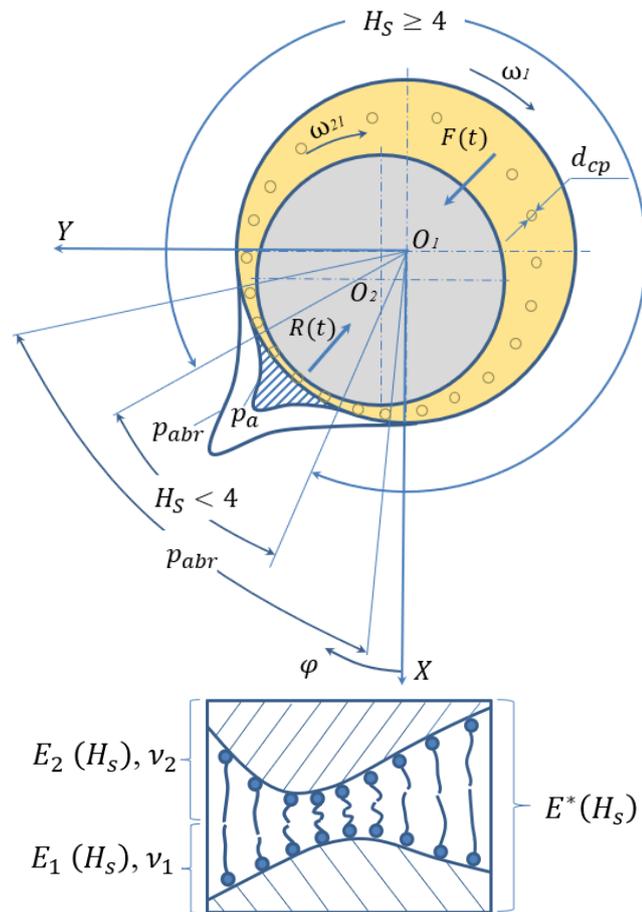


Рисунок 3.13 – Схема контактного взаимодействия элементов подшипника через адсорбционный слой смазки

Алгоритм определения зоны контактного взаимодействия элементов подшипника, с учётом вышеизложенного, реализуется достаточно просто. На каждом шаге расчёта по углу поворота вала определяется положение шипа, распределение толщины смазочного слоя и проверяется условие (1.16). Задавшись средним диаметром абразивных частиц, а также параметрами шероховатости поверхностей шипа и подшипника, определяется зона контактного взаимодействия и распределение контактных давлений, необходимое для определения интенсивности изнашивания и износа поверхностей трения, а также определения потерь мощности на трение, обусловленных контактным взаимодействием элементов подшипника.

Из формулы (1.13) видно, что на распределение контактных давлений не учитывается влияние СМ, находящегося на поверхностях трения. То есть значения контактных давлений в этом случае получаются несколько завышенными. Однако, наличие смазки оказывает определяющее воздействие на контактные параметры благодаря, в частности, вязкоупругости граничного слоя. Из работ А.С. Ахматова и др. известно, что граничный слой смазки обладает собственным модулем упругости, который имеет градиент по нормали к поверхности (с уменьшением толщины граничного слоя его модуль упругости увеличивается). И логичным видится предложение о введении в формулу (1.15) зависимости $E^*(H_S)$, то есть зависимости составного модуля упругости от безразмерной толщины смазочного слоя.

Однако, поскольку физико-механические свойства граничных слоёв смазки зависят от большого числа факторов: температуры, химического состава, давления, скорости скольжения, материала и чистоты обработки твёрдых поверхностей, времени, то получение зависимости $E^*(H_S)$ возможно только экспериментальным путём, что является отдельной сложной задачей, выходящей за рамки настоящей работы, и может рассматриваться как одно из дальнейших направлений её развития.

3.4 Определение износа шейки вала и втулки в зоне их контактного взаимодействия, построение диаграмм износа

Износ поверхностей шипа и подшипника в зоне их контактного взаимодействия определяется на каждом временном шаге расчёта, а затем суммируется за весь цикл нагружения. При этом, величина приращения износа может определяться, например, из уравнения Арчарда или как произведение соответствующей интенсивности изнашивания (абразивного и/или фрикционного) и пути трения. Основываясь на работах С.М. Захарова при моделировании, абразивный износ полагается постоянно действующим, а при снижении толщины смазочного слоя до критических значений к абразивному износу добавляется износ при граничном трении.

В свою очередь, интенсивность изнашивания при граничном трении (контактном взаимодействии микронеровностей шипа и подшипника) может определяться теоретическими зависимостями, предложенными И.В. Крагельским [204], или элементарным законом на основе экспериментальных исследований:

$$I_h = c \cdot p_a^k, \quad (3.44)$$

где c, k – эмпирические константы, имеющие разные значения для шипа и подшипника.

Интенсивность абразивного изнашивания может определяться по закону (3.44) с соответствующими константами, либо другой зависимостью, например, предложенной У.А. Икрамовым [187] для усталостного характера разрушения поверхности шипа за счёт пластической деформации:

$$I_h = \frac{2 \cdot 10^{-6} \cdot h_1^2 \cdot \left(R - \frac{1}{3}h_1\right) \cdot n_a}{a \cdot n_{p1} \cdot A_{a1}}, \quad (3.45)$$

где h_1 – глубина внедрения абразивной частицы в поверхность вала, мкм; R – радиус абразивной частицы; n_a – количество абразивных частиц, одновременно находящихся в зазоре и участвующих в процессе изнашивания; a – радиус пятна контакта в направлении скольжения (определяется по формуле Герца), мкм; $n_{p1} = \delta_0^t$ – число циклов, приводящих к разрушению поверхности шипа (δ_0 –

относительное удлинение при разрыве; t – показатель кривой усталости материала шипа); $A_{a1} = 2\pi r_1 l$ – номинальная площадь контакта, мм² (r_1 – радиус шипа, мм; l – ширина шипа, мм).

Количество абразивных частиц n_a определяется по формуле

$$n_a = \frac{\varepsilon_{cp} \cdot Q_{п} \cdot \gamma_m \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot l}{3 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot d_{cp}^3 \cdot \gamma_a \cdot \omega \cdot r_1}, \quad (3.46)$$

где ε_{cp} – средняя концентрация активных абразивных частиц в масле, %; $Q_{п}$ – расход масла через подшипник, м³/ч; γ_m – плотность масла, кг/м³; K_1 – коэффициент, учитывающий число частиц, соизмеримых с зазором в подшипнике; K_2 – коэффициент, учитывающий содержание в масле частиц, твердость которых превышает твердость поверхностей трения (в зависимости от состава загрязнителей среды $K_2 = 0,7 \dots 0,95$); $d_{cp} = \sqrt{d_{max} \cdot d_{min}}$ – средний диаметр абразивных частиц (d_{max} – максимальный диаметр абразивных частиц, пропускаемый системой фильтрации масла, то есть тонкость отсева, мкм; d_{min} – минимальный диаметр абразивных частиц, принимаемый 1 мкм); γ_a – плотность абразивных частиц, кг/м³; ω – угловая скорость вала, 1/с.

Линейный износ втулки ПС при отсутствии микрорезания определяется по формуле [187]

$$U_2 = \frac{0,3 \cdot (d_{max} - d_{cp} + h_1 + h_2) \cdot \varphi}{\pi \cdot n_{p2} \cdot (d_{max} - d_{min}) \cdot l} \times \left[R^2 \cdot \arccos\left(\frac{R - h_2}{R}\right) - (R - h_2) \cdot \sqrt{R^2 - (R - h_2)^2} \right] \cdot n_a \cdot \omega \cdot T, \quad (3.47)$$

где h_2 – глубина внедрения абразивной частицы в поверхность втулки, мкм; R – радиус абразивной частицы; n_{p2} – число циклов, приводящих к разрушению поверхности втулки; φ – угол, ограниченный участком износа, рад.

3.5 Определение ресурса подшипника до достижения предельного зазора, построение кривой износа

Задача определения ресурса подшипника скольжения сводится к нахождению времени работы подшипника до достижения предельного значения радиального зазора в зоне максимального износа.

В процессе расчёта за цикл нагружения на конкретном режиме, полученные значения износа суммируются на протяжении всего цикла нагружения подшипника, а затем находится максимальное значение износа за цикл $\Delta h_{w,max}$ и его угловая координата, а также максимальная условная скорость изнашивания подшипника на заданном режиме по формуле

$$v_{w,max} = \frac{\Delta h_{w,max}}{T_c} \cdot 3600 \text{ мкм/ч}, \quad (3.48)$$

где $T_c = 2\pi/\omega_1$ – время цикла нагружения, с.

После завершения расчёта подшипника на интересующем режиме и определения скорости изнашивания его ресурс может быть вычислен по формуле

$$R_h = \frac{\Delta h_{lim}}{v_{w,max}}, \text{ ч} \quad (3.49)$$

где Δh_{lim} – предельный износ, мкм.

В случае переменных режимов работы подшипника, ресурс определяется путём сопоставления предельно допустимого износа с суммарным износом на определённых режимах работы.

Очевидно, что скорость изнашивания $v_{w,max}$ является случайной величиной и может изменяться в широких пределах, поскольку на неё влияет большое количество факторов. Учитывая, что наиболее характерным для скорости изнашивания является нормальное распределение, ресурс и вероятность безотказной работы ПС могут быть рассчитаны по хорошо описанным в литературе зависимостям.

По величине максимальных гидродинамических давлений, возникающих в подшипнике скольжения, а также с учётом предела усталостной прочности антифрикционного материала вкладышей, по методике, предложенной Н.А. Ажиппо и Б.К. Балюком определяется усталостная долговечность антифрикционного слоя вкладыша подшипника скольжения. Ресурс подшипника по усталостному выкрашиванию антифрикционного слоя определяется по формуле [107]

$$T = \frac{\pi \cdot K_p \cdot N_0}{900 \cdot \omega_{ном}} \cdot \left(\frac{P_{max0}}{P_{max}^{ном}} \right)^m, \text{ ч} \quad (3.50)$$

где K_p – коэффициент режима работы (принимается равным 1); N_0 – базовое число циклов наблюдения; $\omega_{ном}$ – угловая скорость при номинальном режиме работы,

рад/с; $P_{\max 0}$ – предел усталостной прочности материала, МПа; $P_{\max}^{\text{НОМ}}$ – максимальные гидродинамические давления в подшипнике на номинальном режиме, МПа.

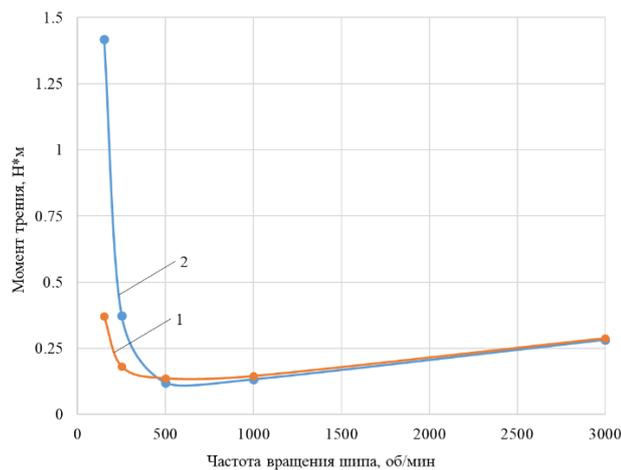
Таким образом, сформулированные выше положения представляют собой усовершенствованную методику моделирования динамически нагруженных ПС, позволяющую оценивать их ресурс с учётом противоизносных свойств СМ.

3.6 Результаты решения тестовых задач

Для верификации разработанной модели изнашивания было проведено сравнение с результатами других исследователей, использующих аналогичные модели.

Наиболее подходящими работами для сравнения являются исследования подшипников при смешанной смазке и высоких удельных нагрузках [78, 74, 87,85].

D.E. Sander, H. Allmaier и др. [85] использовали в своей работе программный комплекс AVL Power Unit для моделирования подшипника скольжения при смешанной смазке, построили расчётную диаграмму Штрибека, оценили влияние изменения шероховатости поверхностей трения в результате износа на контактные давления, рассчитываемые по теории Гринвуда-Триппа. Результат сравнения расчётной диаграммы Штрибека, полученной авторами работы [85] и автором исследования представлен на рисунке 3.14.



1 – расчёт в программе AVL Power Unit [85]; 2 – расчёт автора

Рисунок 3.14 – Расчётная диаграмм Штрибека

Результаты сравнения свидетельствуют о хорошем совпадении. Отличия момента трения в режиме граничной смазки вызваны тем, что в уравнении Рейнольдса

не включены факторы течения, учитывающие влияние шероховатости поверхностей трения на гидродинамические давления при толщинах смазочного слоя сопоставимых с высотой микронеровностей.

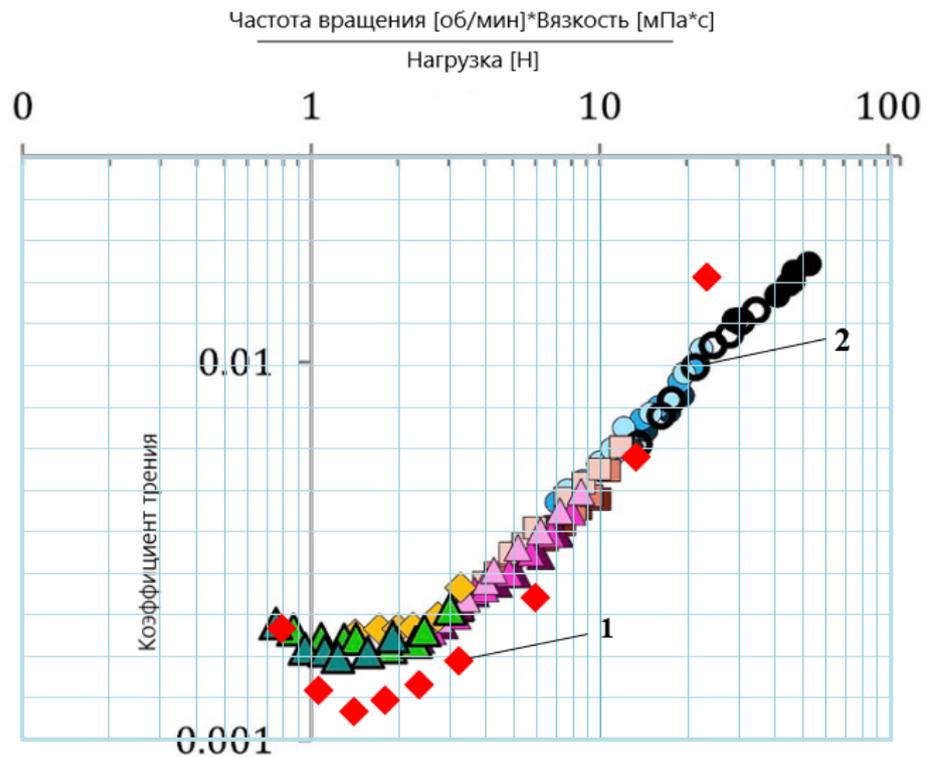
Рассмотрим результаты эксперимента, поставленного авторами работы [87] и проведём сравнение с расчётными значениями. В этой работе использовалась установка Journal Bearing Machine (JBM) производства компании PCS Instruments, рассмотренная в первой главе. Данная установка имеет высокую стабильность измерений, по сравнению с установкой на базе машины трения ИИ5018 – разброс измеренных значений коэффициентов трения по всей диаграмме Герси-Штрибека составляет 1,5%. В то время как на машине трения ИИ5018 разброс экспериментальных значений коэффициентов трения достигает 10%.

Геометрия подшипника, который используется для испытания на JBM, описана в главе 1.

Нагрузка, частота вращения вала и температура подшипника для нескольких точек экспериментальной диаграммы Герси-Штрибека представлены в таблице 3.1. Масло по классу вязкости соответствует SAE 5W-40. Результаты сравнения расчётных и экспериментальных значений коэффициентов трения представлены на рисунке 3.15.

Таблица 3.1 – Условия работы подшипника на установке JBM [87]

Расчётная точка	Частота вращения, мин ⁻¹	Температура подшипника, °С	Температура подачи масла, °С	Вязкость масла, мПа·с	Нагрузка, Н	Число Герси [мин ⁻¹]·[мПа·с]/[Н]
1	3500	117	80	6,77	1000	23,7
2	1500	110,0	80	7,79	2000	5,8
3	1000	97,7	80	10,21	3000	3,4
4	1250	108,7	120	8,00	5000	2,0
5	1000	105,0	120	8,66	5000	1,7
6	750	101,1	120	9,44	5000	1,4
7	750	105,0	120	8,66	8000	0,8
8	2000	119,0	100	6,52	1000	13,0



1 – расчётные значения; 2 – экспериментальные значения

Рисунок 3.15 – Сравнение расчётных значений коэффициента трения с экспериментальными из работы [87]

Как видно из рисунка 3.15, в области чисел Герси от 8 до 20, соответствующих жидкостной смазке, расхождение между экспериментальными и расчётными значениями коэффициента трения не превышает 5 %. При числах Герси более 20 (при высоких скоростях скольжения и малых нагрузках) расхождение увеличивается до 30%. При критических числах Герси от 0,8 до 2, соответствующих смене вида смазки в данном подшипнике, расхождение составляет от 3 до 50 %.

Представленные сравнения показывают, что разработанные алгоритмы позволяют получать результаты, хорошо согласующиеся с теоретическими и экспериментальными результатами других исследователей относительно стационарно нагруженных подшипников.

Проведём сравнение с работами [78, 74], в которых представлены результаты исследования динамически нагруженного подшипника. Геометрические параметры подшипника представлены в таблице 3.2, нагрузки на подшипник – на рисунке 3.16.

Таблица 3.2 – Исходные данные для тестового расчёта [78, 74]

Параметр	Значение
Угловая скорость вращения шипа, рад/с	209,43
Радиус кривошипа, м	0,0
Радиус шипа, м	0,03798
Радиальный зазор, мкм	30,0
Ширина подшипника, м	0,034
Температура смазочного масла СМ на входе в подшипник, °С	90
Давление подачи СМ, Па	$3,9 \cdot 10^5$
Источник смазывания	отверстие
Размер источника смазывания, м	0,008
Угол расположения отверстия, град	0
Вязкость масла SAE 10 при 40 °С, мПа·с	21,41
Вязкость масла SAE 10 при 100°С, мПа·с	4,084
Вязкость масла SAE 10 при 150 °С, мПа·с	1,77

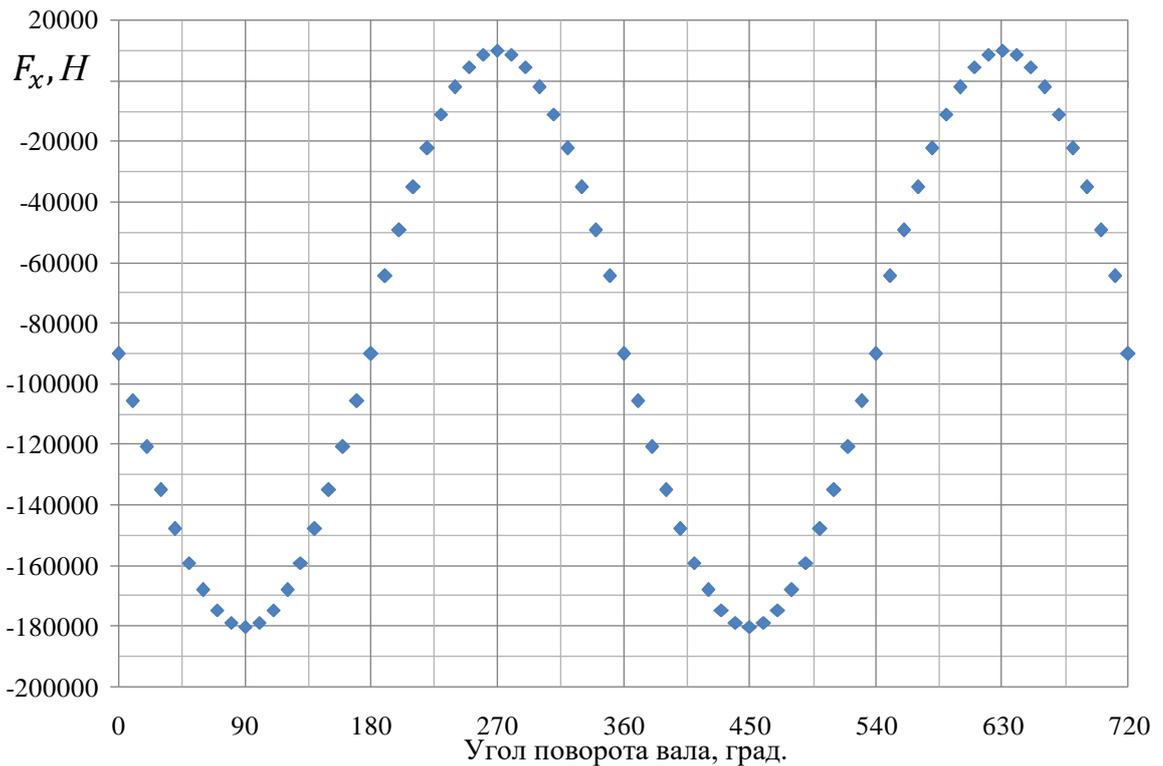
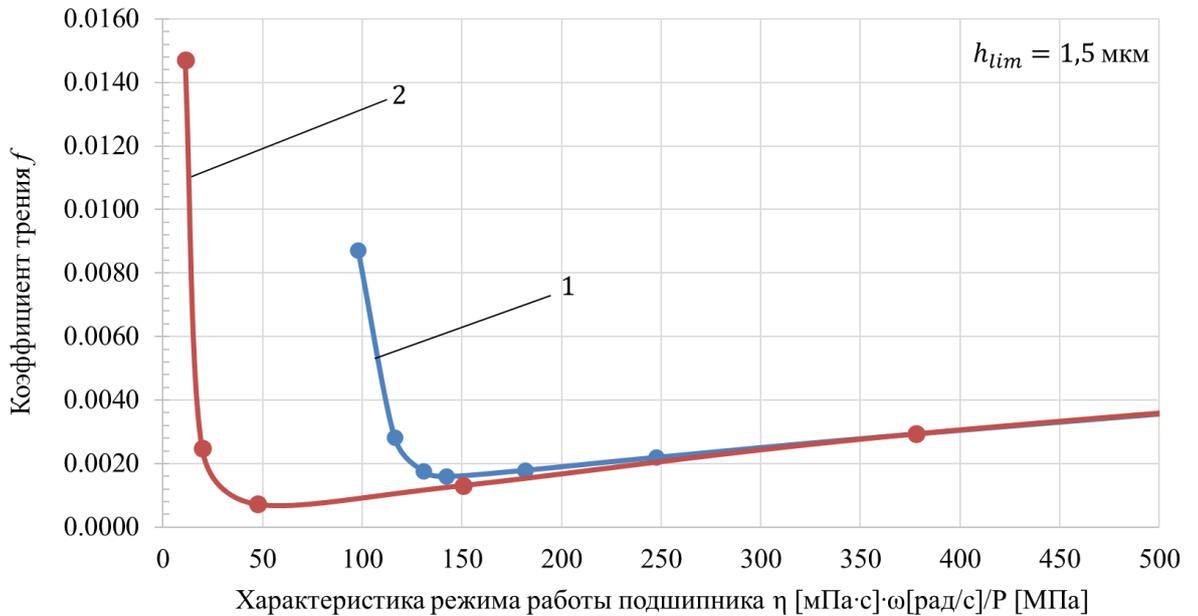


Рисунок 3.16 – Нагрузка, действующая на тестовый подшипник

На рисунке 3.17 представлены расчётные диаграммы Герси-Штрибека для тестируемого подшипника.



1 – без учёта противоизносных свойств масла;

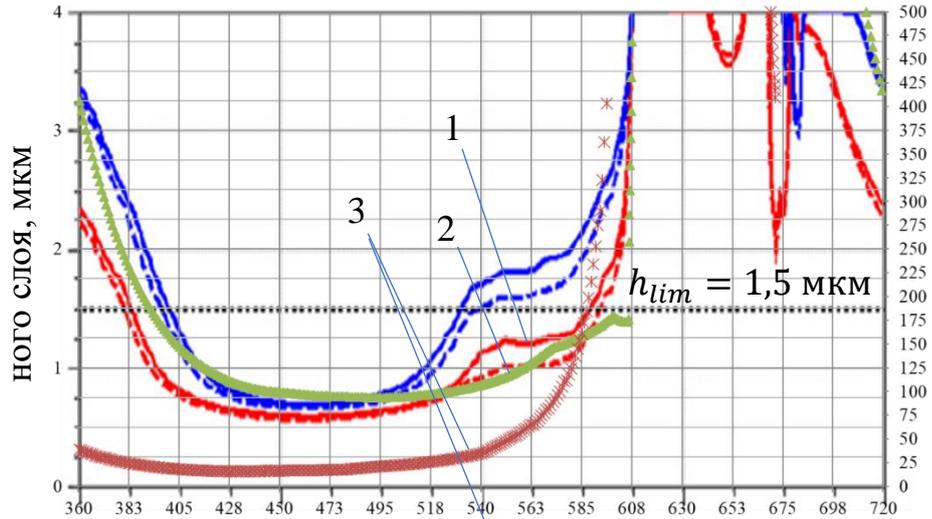
2 – с учётом противоизносных свойств масла

Рисунок 3.17 – Расчетная диаграмма Герси-Штрибека

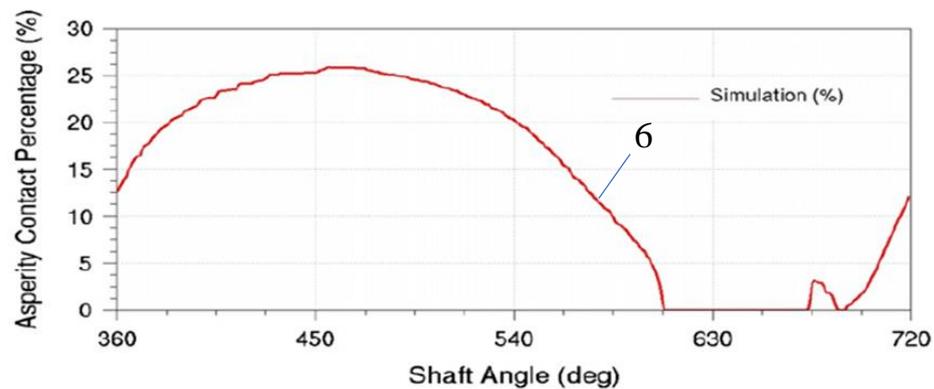
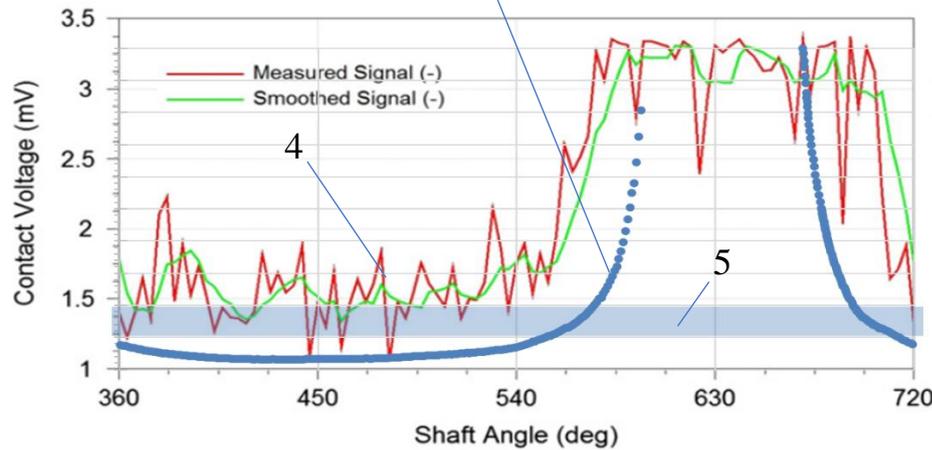
На рисунке 3.18 представлены результаты расчёта минимальной толщины смазочного слоя в подшипнике и характеристики режима работы подшипника в сопоставлении с результатами, полученными в работах [78, 74].

Из рисунка 3.18 видно, что минимальная толщина смазочного слоя имеет хорошее качественное и количественное совпадение, а зависимость характеристики режима работы подшипника от угла поворота вала имеет характер, аналогичный падению напряжения в контакте. Другими словами, в диапазоне от 360 до 570 градусов поворота вала в подшипнике наблюдается граничное трение (напряжение в контакте близко к значению, характерному для соприкосновения шейки вала и втулки), после 570 градусов происходит повышение величины напряжения, что свидетельствует о наличии разделяющего смазочного слоя. При этом, как видно, расчётные значения (с учётом противоизносных свойств масла, кривая 2 на рисунке 3.17) критической характеристики режима работы для данного подшипника, хорошо согласуются с экспериментальными данными.

Минимальная толщина смазоч-



Характеристика режима работы подшипника



1 – минимальная толщина смазочного слоя [78, 74]; 2 – минимальная толщина смазочного слоя, рассчитанная автором; 3 – характеристика режима работы подшипника, рассчитанная автором; 4 – падение напряжения на контакте, характеризующее наличие смазочного слоя; 5 – расчётный диапазон критических значений характеристики работы подшипника; 6 – процент контактного взаимодействия [78, 74]

Рисунок 3.18 – Результаты решения тестовой задачи

3.7 Выводы по третьей главе

1. Разработан комплекс математических моделей и алгоритмов, описывающих механизмы трения в динамически нагруженных ПС при любых возможных видах смазки, учитывающих процессы взаимодействия СМ с поверхностями трения, и позволяющих повысить достоверность моделирования процесса изнашивания для прогнозирования ресурса подшипников.

2. На основе современных представлений о механизме противоизносного действия СМ предложена методика моделирования процесса изнашивания гидродинамического ПС с учётом физико-химического взаимодействия СМ с поверхностями трения, включающая наиболее встречающиеся в машинах виды смазки (жидкостную, смешанную и граничную). Методика предполагает совместное решение гидродинамической и контактной задач в ПС хорошо апробированными методами, в том числе расчёт усталостной долговечности вкладышей и интенсивности абразивного изнашивания. Основу методики составляет разработанная математическая модель смазочного слоя сложнагруженного гидродинамического ПС, отражающая особенности реологического поведения СМ, в том числе в граничном состоянии – явление образования адсорбционного ВГСС и его разрушения под действием сдвига. Предложена степенная зависимость, описывающая явление разрушения ВГСС под действием сдвига и путём параметрических исследований при решении тестовых задач обоснованы, входящие в неё, параметры, в частности, степень устойчивости адсорбционных ВГСС к сдвигу (принимает значение от 0,5 до 0,98). Применение разработанной методики позволяет на ранней стадии проектирования машин с ПС обосновывать выбор СМ, класс шероховатости и материал поверхностей трения, геометрических параметров ПС с учётом их влияния на ресурс. Это значительно повышает достоверность моделирования и вносит существенный вклад в развитие методов оценки показателей долговечности (ресурса) и безотказности ПС.

4 КОНЦЕПЦИЯ ОЦЕНКИ РЕСУРСА СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ СОПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЕВЫХ И РОТОРНЫХ МАШИН

Понятие «концепция» имеет более двадцати определений в различных словарях и подразумевает: систему связанных взглядов на то или иное явление, ведущий или генеральный замысел, основную точку зрения и т.д. В контексте данной работы под концепцией мы понимаем «генеральный замысел, определяющий стратегию действий» при оценке ресурса сложнонагруженных сопряжений на ранних стадиях проектирования новых машин и при повышении технического уровня уже существующих. Наша точка зрения сформировалась на основе анализа и обобщения известных методов моделирования ПС и экспериментальных исследований.

Концепция, в отличие от известных [120], основана на углублённых экспериментальных исследованиях вязкостно-температурных, реологических и противоизносных свойств СМ, микрогеометрии поверхностей трения, а также на физическом и математическом моделировании ПС (рисунок 4.1).



Рисунок 4.1 – Концепция оценки ресурса динамически нагруженных сопряжений поршневых и роторных машин

4.1 Исследование свойств смазочного материала

При проектировании машин одной из важнейших задач является обоснование выбора СМ прежде всего по вязкостно-температурным свойствам. Однако как было показано ранее, уровень противоизносных свойств СМ также требует обоснованного выбора.

Вязкостно-температурным и реологическим свойствам СМ – а именно моторных масел, посвящены наши отдельные исследования [210, 170]. Отметим здесь, что важным является определение свойств СМ в широком диапазоне скоростей сдвига и температур. В своих исследованиях мы использовали ротационный вискозиметр Rheotest RN 4.1 для исследования вязкостно-температурных свойств масел впри скоростях сдвига до 10^4 с^{-1} , а также имитатор конического подшипника Tannas TBS для определения НТНС вязкости моторных масел [99].

Общий вид вискозиметра Rheotest RN 4.1 представлен на рисунке 4.2.



1 – вискозиметр; 2 – блок управления; 3 – измерительные системы;
4 – криостат; 5 – термостатирующие сосуды

Рисунок 4.2 – Ротационный вискозиметр Rheotest RN 4.1

Наибольшую техническую сложность представляет определение зависимости вязкости СМ от давления при различных температурах. Для этого требуется специальные вискозиметры [9, 11, 12, 55].

В открытой литературе начали появляться работы, посвящённые экспериментальным исследованиям зависимости вязкости современных моторных масел одновременно от температуры, давления и скорости сдвига (рисунок 4.3) [12].

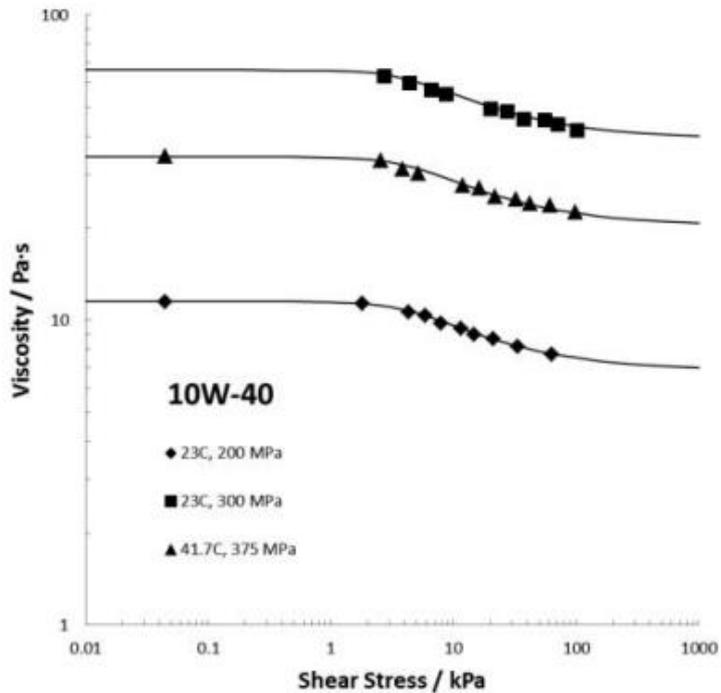


Рисунок 4.3 – Зависимость вязкости моторного масла от скорости сдвига и давления по данным работы [12]

Важнейшим этапом является определение параметров адсорбционного граничного слоя СМ. Обзор методов, которыми могут быть определены свойства граничных слоёв СМ, представлен в работе Ахматова А.С. [114]. Для ряда моторных масел класса вязкости SAE 10W-40 нами были определены значения параметра l_h (таблица 4.1) методом, описанным в [297].

Таблица 4.1 – Значения параметра l_h , для некоторых моторных масел

№	Смазочный материал	$l_h, 10^{-9}$ м
1	Моторное масло Shell Rimula R3X	52
2	Моторное масло THK RevoluxD2	43
3	Моторное масло Mobil Delvac XHP	30

Перспективным для определения параметров адсорбционного граничного слоя следует считать метод, основанный на принципе регистрации

светопропускания лазерного излучения слоем СМ, который был предложен А.Г. Железновым с коллегами [168, 118]. Ряд экспериментальных установок для исследования тонких слоёв СМ был предложен Алтойзом Б.А. [108].

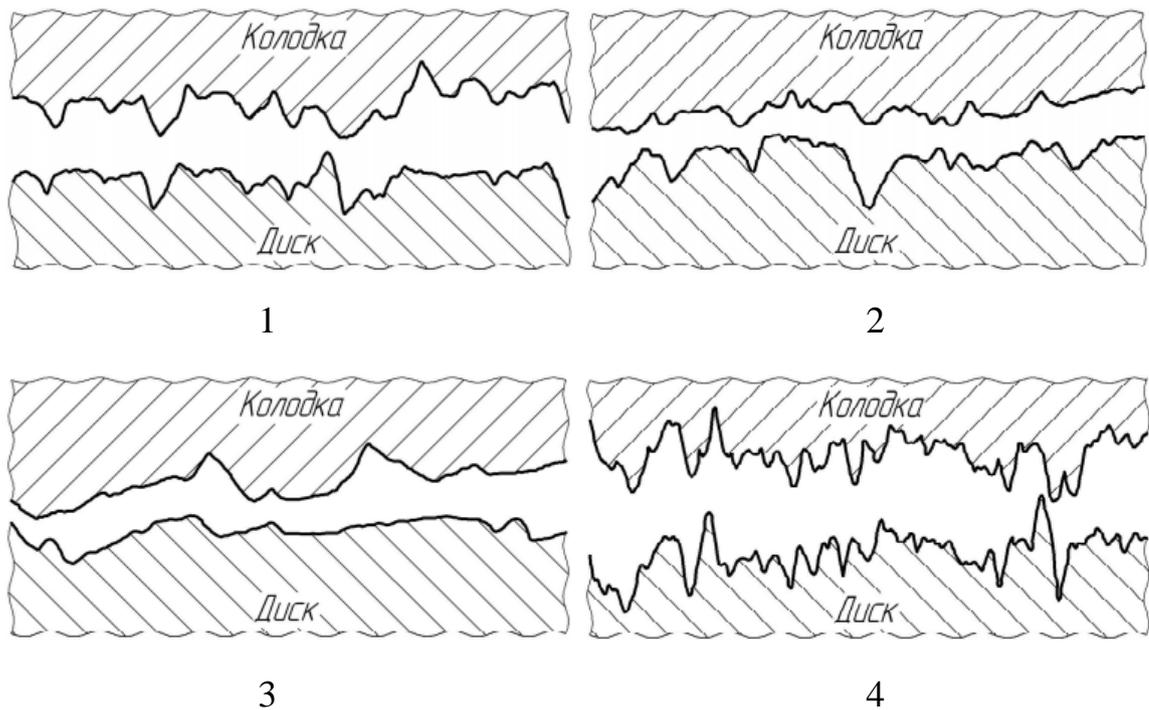
4.2 Физическое моделирование подшипника скольжения

Физическое моделирование ПС является, по нашему мнению, залогом успешного решения задач по оценке их ресурса, необходимо для обоснования исходных данных, принимаемых для дальнейшего математического моделирования.

Одним из первых этапов физического моделирования является получение диаграмм Герси-Штрибека для ПС, что было описано во второй главе данного исследования. В результате определяется диапазон значений характеристики режима работы подшипника, в котором происходит смена режимов смазки в подшипнике при использовании вполне конкретных смазочных и конструкционных материалов. Эта информация необходима для верификации результатов математического моделирования.

В результате получения диаграмм Герси-Штрибека происходит приработка поверхностей трения ПС и формируется равновесная шероховатость, обусловленная свойствами конструкционных и смазочных материалов, условиями нагружения. Статистическая обработка результатов измерений шероховатостей поверхностей шейки вала и вкладыша после экспериментов позволяет обосновать значение предельно допустимой (критической) толщины смазочного слоя для данного ПС.

Могут быть проведены дополнительные исследования влияния предполагаемых в эксплуатации СМ на шероховатость поверхностей трения ПС. Подобные исследования были выполнены в лаборатории «Триботехника» ЮУрГУ А.А. Дойкиным [161] и являются весьма ценными с точки зрения обоснования критической толщины смазочного слоя ПС. Исследования показали, что равновесная шероховатость зависит от применяемого смазочного материала (таблица 4.2). На рисунке 4.4 представлены снятые в одном масштабе и совмещённые профилограммы поверхностей диска и колодки после эксперимента.



1 – после работы на моторном масле М-10ДМ при начальном значении параметра шероховатости $R_a = 1,29$ мкм ; 2 – после работы на моторном масле М-10ДМ при начальном значении параметра шероховатости $R_a = 0,22$ мкм; 3 – после работы на моторном масле Shell Rimula R3X при начальном значении параметра шероховатости $R_a = 0,93$ мкм; 3 – после работы на моторном масле Mobil Delvac XHP при начальном значении параметра шероховатости $R_a = 1,27$ мкм

Рисунок 4.4 – Влияние смазочного материала на формирование равновесной шероховатости в процессе трения

Таблица 4.2 – Результаты экспериментов [161]

№ эксп.	Марка масла	I_h	f	R_a , мкм	R_z , мкм	R_{max} , мкм	S_m , мкм
1	М-10ДМ	$2,248 \cdot 10^{-10}$	0,071	1,29 ¹⁾	6,67	9,68	125,77
				2,58 ²⁾	17,04	21,28	78,52
2	М-10ДМ	$0,409 \cdot 10^{-10}$	0,136	0,22	2,16	4,10	39,44
				2,91	19,36	25,46	83,92
3	Shell Rimula R3X	$1,363 \cdot 10^{-10}$	0,108	0,93	6,69	9,09	65,46
				3,67	17,84	24,75	168,47
4	Mobil Delvac XHP	$3,788 \cdot 10^{-10}$	0,116	1,27	8,00	10,60	69,25
				2,61	17,55	25,25	86,48

¹⁾ – значение параметра до эксперимента; ²⁾ – значение параметра после эксперимента

Из рисунка 4.4 видно, что «независимо от начальной шероховатости приработанные поверхности диска и колодки комплементарны» [161]. Под комплементарностью поверхностей трения понимается «взаимодополнение» профилей диска

и колодки, когда напротив выступа на поверхности диска находится соответствующая впадина на поверхности колодки, а напротив впадины – соответствующий выступ. Отдельной задачей при физическом моделировании является оценка интенсивности изнашивания поверхностей трения, которая также определяется применяемым смазочным материалом, как видно из таблицы 4.2.

Для полноты исследования влияния свойств СМ на режимы смазки сопряжений машин необходимо также оценить значение критической температуры предполагаемых СМ в результате проведения триботехнических испытаний [89].

Конечно, сказанное выше не исчерпывает всего объёма исследований при физическом моделировании ПС для решения задач оценки ресурса. В каждом конкретном случае объём исследований может дополняться в зависимости от преследуемых целей.

4.3 Математическое моделирование изнашивания подшипника скольжения

Математическое моделирование процессов изнашивания ПС на ранних этапах проектирования машин позволяет решать широкий круг задач – выбрать и обосновать оптимальные (с применением соответствующих методов оптимизации) конструктивные параметры деталей ПС, обеспечивающие минимальную скорость изнашивания поверхностей трения; подобрать износостойкие материалы и методы упрочнения; обосновать требования к физико-механическим свойствам конструкционных и смазочных материалов сопряжения; установить предельные износы шейки вала и втулки; определить неблагоприятные режимы эксплуатации ПС и оптимальные режимы технического обслуживания и контроля их состояния; сформулировать требования к системе фильтрации смазочного материала; провести сравнительную оценку ресурса ПС различного конструктивного исполнения [187, 201]. Решение этих задач позволяет заложить основы будущей износостойкости машины.

Результатом процессов изнашивания в ПС является износ шейки вала и втулки, который выражается в изменении их геометрических размеров или появлении на поверхностях трения дефектов. Поскольку ПС являются опорными узлами

машин, вращательными кинематическими парами (низшими), связывающими звенья механизмов машин в кинематические цепи, то техническое состояние ПС во многом определяет стабильность работы машины, её энергоэффективность и безопасность.

В связи с этим, под ресурсом ПС понимается время его работы до достижения предельного состояния, то есть состояния, при котором его дальнейшая эксплуатация нецелесообразна или невозможна по причинам опасности, экономическим или экологическим.

Исходя из анализа условий работоспособности (1.2) и долговечности (1.3) сопряжений, первоочередной задачей при оценке ресурса ПС является обоснование значений предельного и допустимого износа с учётом особенностей конкретной машины.

4.3.1 Обоснование предельного износа подшипника

Как правило, предельное состояние подшипников характеризуется увеличением зазора свыше допустимого значения в результате износа. В поршневых машинах таких как ДВС это проявляется в виде стуков и ударных нагрузок на подшипники, снижения давления в системе смазывания. В роторных машинах, таких как турбокомпрессоры, турбогенераторы это проявляется в повышении амплитуды колебаний ротора на смазочном слое, что также приводит к выходу из строя машины в целом.

Учитывая, что износ подшипников проявляется в изменении их геометрических размеров и ухудшении условий для возникновения гидродинамического режима смазки, то на ранних стадиях проектирования новых машин предельный износ предлагается определять путём сравнения ГМХ подшипника, рассчитанных для одного или нескольких характерных режимов работы при варьировании радиального зазора, с допустимыми значениями – с допустимой минимальной (критической) толщиной смазочного слоя и с допустимыми гидродинамическими давлениями. При необходимости могут быть выполнены расчёты оценки влияния противоизносных свойств смазочного материала на предельный зазор в ПС.

Для автотракторных ДВС предельно допустимые параметры ПС коленчатого вала были обоснованы Ю.В. Рождественским [260] (таблица 4.3).

Таблица 4.3 – Предельно допустимые параметры нагруженности опор скольжения коленчатого вала автотракторных ДВС [260]

Группы двигателей	Параметры нагруженности											
	Максимальная удельная нагрузка f_{\max} , МПа				Приведенная к диаметру шейки минимальная толщина смазочного слоя, мкм/100 мм				Наибольшее гидродинамическое давление в смазочном слое $\sup p_{\max}$, Мпа			
	Тип подшипника											
	Шатунный		Коренной		Шатунный		Коренной		Шатунный		Коренной	
	Антифрикционный материал: СБ – сталебронзовые вкладыши с покрытием из свинцовистой бронзы; СА – сталеалюминиевые вкладыши с покрытием из алюминиевого сплава АМО 1-20											
	СБ	СА	СБ	СА	СБ	СА	СБ	СА	СБ	СА	СБ	СА
Высокофорсированные	55	49	41	37	2,0	1,2	448	397	336	305		
Среднефорсированные	52	46	34	30,5	2,3	1,5	420	377	275	245		
Малофорсированные	45	39,5	31	27	2,5	1,9	367	326	255	225		

При этом предельным зазором сложнонагруженного подшипника при моделировании (критерием предельного состояния) предлагается считать величину радиального зазора, при которой выполняется одно из условий (или их сочетание) (рисунок 4.5):

– продолжительность граничного режима смазки (когда минимальная толщина смазочного слоя меньше критического значения) составляет более 25 % [261];

– величина максимальных гидродинамических давлений за цикл нагружения превышает предельно допустимые для данного материала втулки значения;

– величина максимальных контактных напряжений превышает предельно допустимые для данного материала втулки значения.

За предельный износ подшипника принимается разность между предельным радиальным зазором S_{lim} и начальным установочным S [197]

$$\Delta h_{lim} = C_{lim} - C. \quad (4.1)$$

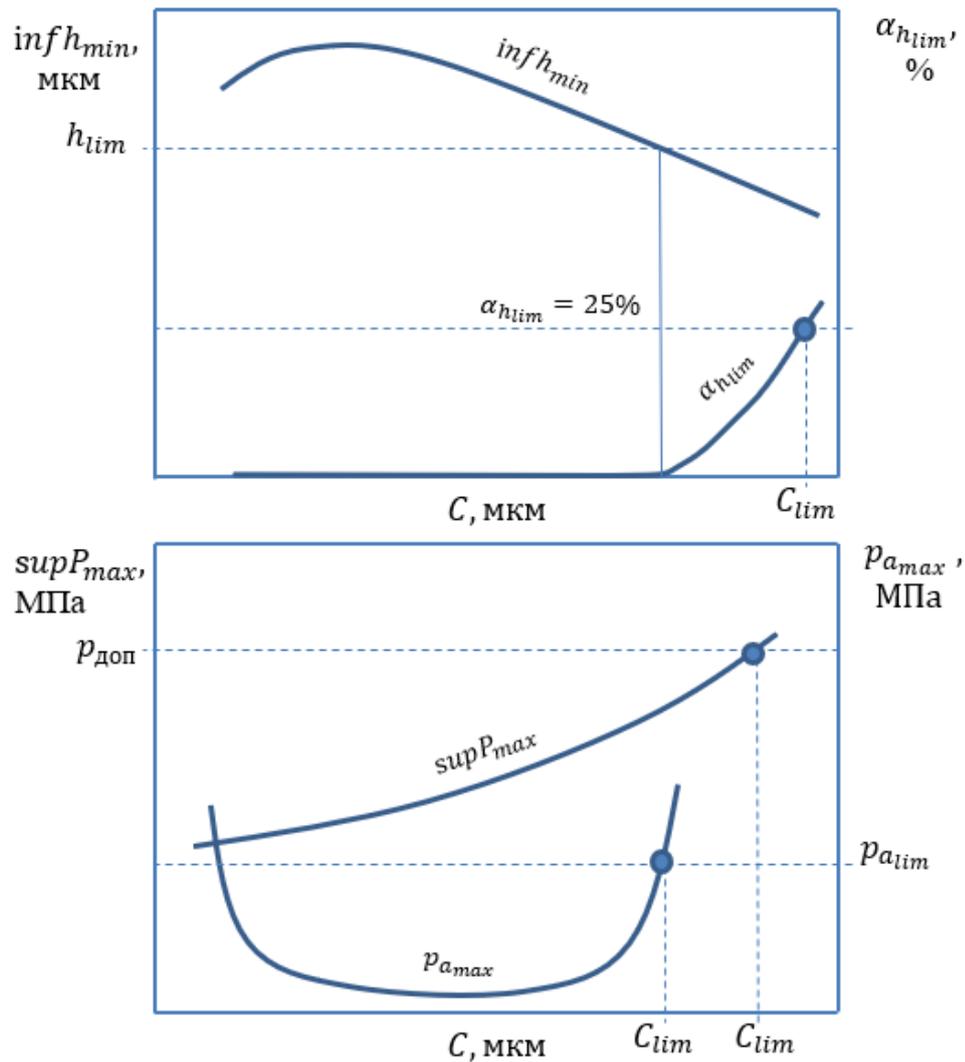


Рисунок 4.5 – К определению предельного зазора в сложнонагруженном ПС

В результате моделирования определяется диапазон вероятных значений предельного радиального зазора, а значит и предельного износа.

Величину предельных значений контактных давлений будем определять в соответствии с рекомендациями к программному комплексу AVL Excite PowerUnit [91] по формуле

$$p_{a_{lim}} \approx \frac{HB}{0,102}, \quad (4.2)$$

где HB – твердость поверхности вкладыша по Бринеллю, МПа.

Таким образом, после обоснования предельного значения зазора и износа сложнонагруженного ПС следующим этапом является определение скоростей

изнашивания его поверхностей трения и оценка ресурса. При этом необходимо выбрать определённые расчётные режимы работы ПС, которые, очевидно определяются режимами работы тех машин и механизмов, в состав которых входят ПС.

Конечно, видится, что для полноты оценки влияния принятых конструктивных решений на ресурс подшипника и скорость изнашивания необходимо проводить расчёты для всех возможных режимов эксплуатации машин. Однако это требует анализа статистических данных из эксплуатации, подготовки соответствующих исходных данных, и в целом значительно увеличивает время на проведение расчётных исследований. Как правило, расчёты выполняются на характерных режимах. Для ДВС такими характерными расчётными режимами являются установившиеся режимы максимальной (номинальной) мощности и максимального крутящего момента.

Хотя известно, что неустановившиеся режимы работы подшипников коленчатого вала ДВС являются более нагруженными [261, 193], и скорость изнашивания на них может отличаться в несколько раз по сравнению с установившимися режимами, всё-таки для решения задач оценки ресурса ПС различного конструктивного исполнения и принятия технических решений для повышения износостойкости на ранних этапах проектирования следует считать обоснованным расчёты на характерных установившихся режимах при их определённом чередовании в виде циклов [306, 152].

4.3.2 Моделирование стендовых испытаний

Для оценки влияния принятых технических решений на ресурс сложнонагруженных ПС предлагается проводить цикл расчётов, который можно рассматривать как виртуальные стендовые испытания.

Например, стендовые испытания ДВС на безотказность в соответствии с ГОСТ 14846-2020 предполагают проведение микрометража ресурсопределяющих деталей до и после испытаний на определённых режимах, составленных в циклы с учётом встречающихся в эксплуатации.

Испытания на безотказность

Одним из возможных вариантов циклов нагружения ПС в процессе виртуальных испытаний на безотказность является цикл, предложенный Григорьевым М.А. и др. [146, 306] (рисунок 4.3).

Частота вращения КВ, мин ⁻¹	Нагрузка, в % от номинальной	Время работы на режиме, с
$n_{хх\min}$	0	120
$n_{ном}$	100	180
$1.1n_{ном}$	100	30
$n_{кр\max}$	50	240
$n_{хх\min} + 200$	15	180
$n_{кр\max}$	100	180
$1.15n_{ном}$	100	30
$0.35n_{ном}$	100	240
$0.45n_{ном}$	20	180
$1.15n_{ном}$	0	60
$0.8n_{ном}$	50	360

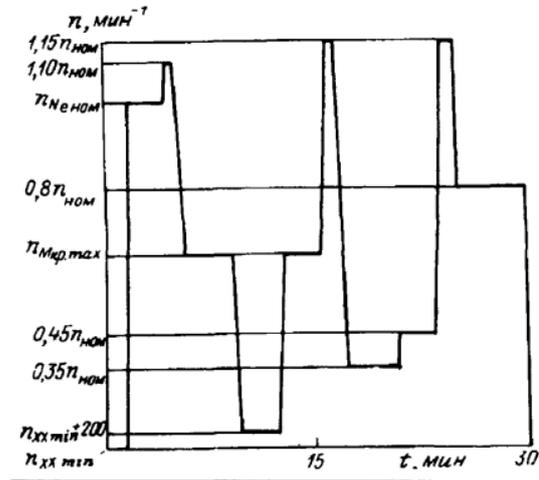


Рисунок 4.6 – Цикл к моделированию на безотказность ПС в составе ДВС

Из рисунка 4.3 видно, что в качестве основных режимов выбираются режимы максимального крутящего момента и номинальной мощности ДВС и другие точки на внешней скоростной характеристике двигателя. При этом в цикл также включены и частичные режимы работы, на которых нагрузка составляет менее 100%.

Алгоритм расчёта сводится к тому, что в результате расчёта ПС на каждом конкретном нагрузочном режиме ДВС определяется его скорость изнашивания в мкм/ч. А затем найденное значение скорости изнашивания умножается на продолжительность данного режима и определяется суммарный износ ПС при работе на одном режиме. После суммирования износов на всех режимах цикла определяется общий износ ПС коленчатого вала за цикл. С предельным значением износа сравнивается суммарное расчётное значение, полученное за заданное количество циклов в течении заданного времени работы (в зависимости от типа и литража ДВС от 250 ч до 1000 ч). В случае, если износ подшипника за время виртуального моделирования превышает предельное значение, считается, что ПС не прошёл испытание на безотказность и требуется принятие решений о повышении его износостойкости.

Для оценки продолжительности абразивного изнашивания за цикл нагружения подшипника предлагается по аналогии с продолжительностью режима граничной смазки использовать критерий $\alpha_{d_{cp}}$ (рисунок 4.7), показывающий продолжительность цикла нагружения по углу поворота коленчатого вала, на которой минимальная толщина смазочного слоя меньше чем заданный средний диаметр абразивных частиц d_{cp} , находящихся в зазоре.

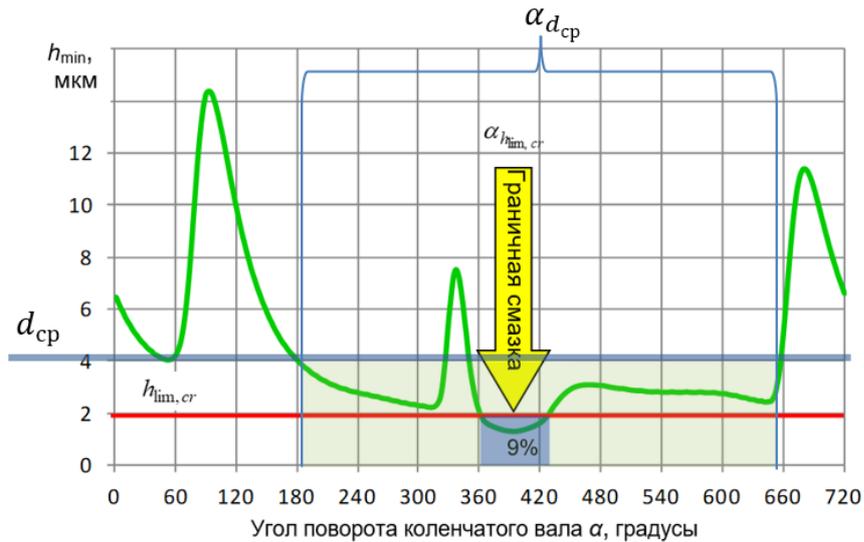
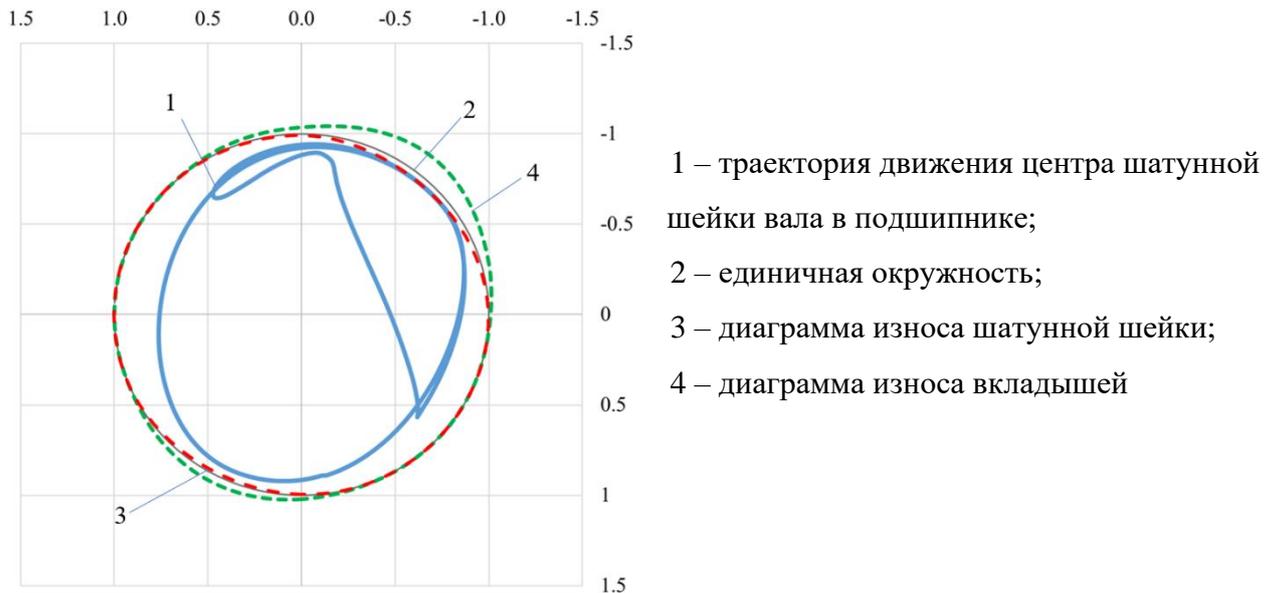


Рисунок 4.7 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя в шатунном подшипнике (с указанием зон граничного режима смазки и абразивного изнашивания)



- 1 – траектория движения центра шатунной шейки вала в подшипнике;
- 2 – единичная окружность;
- 3 – диаграмма износа шатунной шейки;
- 4 – диаграмма износа вкладышей

Рисунок 4.8 – Траектория движения шейки вала в подшипнике и диаграммы (эпюры) износа шейки вала и вкладышей

Для оценки продолжительности и «глубины» граничного режима смазки дополнительно предлагается анализировать расчётную зависимость характеристики режима работы подшипника $\lambda' = \mu \cdot \omega / p$ от угла поворота коленчатого вала, пример которой представлен при решении тестовых задач в п.3.6 предыдущей главы. Под «глубиной» граничного режима смазки в данном случае понимается коэффициент надёжности подшипника [231], как степень сближения поверхностей трения, характеризуемая отношением текущего значения λ' к её критическому значению $\lambda'_{кр}$, которое определяется из расчётной диаграммы Герси-Штрибека для рассматриваемого подшипника (см. п. 3.6).

Подобный подход был использован Ю.В. Рождественским при анализе влияния некруглостей шипа и подшипника на работоспособность подшипника путём оценки изменения числа Зоммерфельда по углу поворота вала [261].

Ускоренные испытания

Другим возможным вариантом расчёта при комбинации характерных режимов нагружения ДВС является режим ускоренных испытаний, предложенный И.Б. Гурвичем и др. [152]. Для проведения стендовых ускоренных испытаний ДВС ими был предложен режим, состоящий из 5-часовых циклов включая:

- 2 ч на режиме максимального крутящего момента;
- 2 часа на режиме максимальной мощности;
- холостой ход при минимальной устойчивой частоте вращения коленчатого вала каждые 15 минут.

Общая продолжительность испытаний составляла 50 часов. Дополнительно методика проведения испытаний предусматривала подачу пыли в впускной трубопровод и картер двигателя. В результате измеряли износы деталей цилиндро-поршневой группы и кривошипно-шатунного механизма двигателей ЗМЗ-53. И.Б. Гурвичем было показано, что такие 50-ти часовые испытания соответствуют эквивалентному пробегу двигателей 75-80 тыс. км, находящихся во второй категории условий эксплуатации. Средняя скорость изнашивания шатунных подшипников при этом составила 3-3,4 мкм/ч.

При проведении описанных выше расчётов важно принимать во внимание, что в процессе изнашивания сложнонагруженного подшипника изменяются его геометрические размеры. В частности, как показали исследования Ф.Н. Авдоникина [101], увеличивается эллипсность шатунных и коренных шеек коленчатого вала ДВС. Очевидно, что изменение геометрии подшипника в процессе изнашивания будет оказывать влияние на его ГМХ, продолжительность зоны контактного взаимодействия элементов, скорость изнашивания и ресурс.

Подходы к учёту изменения геометрических параметров подшипника в процессе моделирования изнашивания известны (рисунок 4.9) [144, 19]. При этом необходимо отметить, что искажение геометрических параметров подшипника при его работе происходит не только в результате износа, но и в результате упругих деформаций корпуса или прогиба вала, обусловленных механическими и тепловыми нагрузками, учёт которых требует применения других подходов, связанных с решением сопряжённых задач [303].

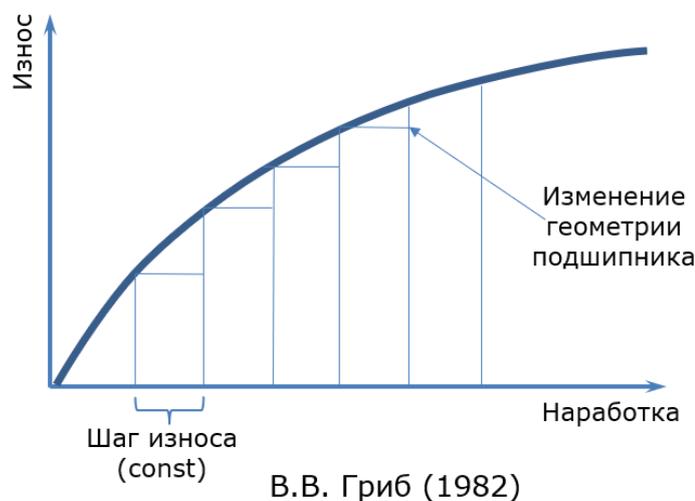


Рисунок 4.9 – К построению кривой изнашивания сложнонагруженного ПС с учётом изменения геометрических параметров

Для того, чтобы на ранних этапах проектирования учесть влияние изменения геометрии подшипника в результате изнашивания на его ГМХ и контактные параметры, предлагается описывать это изменение в виде некруглостей правильной формы (овальностями вала и вкладыша). При этом величина разности полуосей эллипсов принимается равной величине максимального износа в зоне контакта за

определённое число циклов нагружения (шаг износа, рисунок 4.9). Использование такого подхода позволяет уточнить требования к предельному состоянию сложнонагруженных подшипников уже на ранних стадиях проектирования машины.

4.3.3 Построение карты скоростей изнашивания подшипника

Среди составляющих математического моделирования на ранних этапах проектирования машин следует отметить многовариантные расчёты для обоснования наиболее рациональных технических решений, удовлетворяющих заданным требованиям.

В практике проектирования гидродинамических ПС широко используется параметр, представляющий собой отношение ширины подшипника к его диаметру – относительная ширина подшипника $a = B/D$. Как показано в работе [179] значения параметра a могут быть изменены за счёт ширины подшипника B и за счёт его диаметра D . В первом случае изменяется расход масла, вытекающего в торцы подшипника, и гидродинамическая реакция смазочного слоя. Во втором случае вместе с незначительным изменением расхода, происходит изменение линейной скорости поверхности вала. При этом увеличение относительной ширины подшипника за счёт B приводит к заметному увеличению h_{min} , однако, увеличение a за счёт уменьшения диаметра шейки вала приводит к некоторому снижению h_{min} . Авторы работы [179] показали, что зависимость h_{min} от a носит линейный характер. Однако, наш опыт по расчёту сложнонагруженных ПС показал, что эта зависимость имеет нелинейный характер. И если построить ряд таких зависимостей для различных сочетаний геометрических параметров подшипника при определённых условиях нагружения, то полученное поле можно использовать для анализа работоспособности ПС при всех возможных вариантах его диаметра и ширины [171, 170]. Такая диаграмма-поле является удобным инструментом для конструктора и позволяет анализировать влияние геометрических параметров подшипника на минимальную толщину смазочного слоя и определить наиболее рациональные пути её повышения при данных условиях нагружения.

В развитии этого подхода при моделировании изнашивания подобная диаграмма может быть построена для скоростей изнашивания подшипника и его отдельных элементов. В качестве примера, нами был выполнен такой расчёт с целью оценки характера изменения скорости изнашивания сложнонагруженного подшипника в зависимости от относительной ширины подшипника (рисунок 4.10).

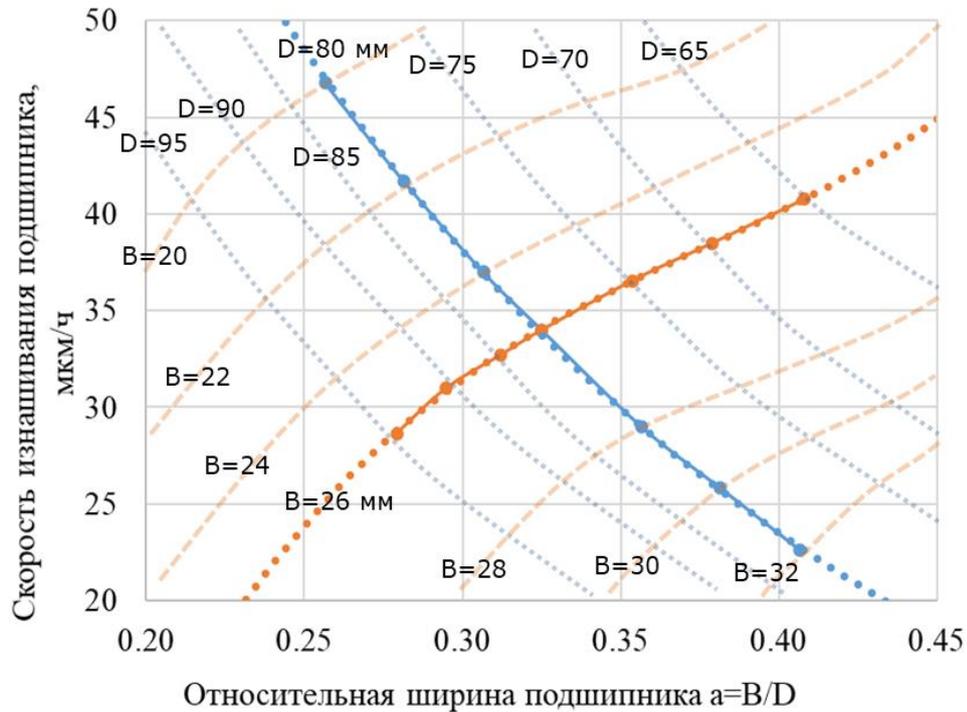


Рисунок 4.10 – Карта скоростей изнашивания подшипника

4.3.4 Статистическое моделирование ресурса ПС

Следует подчеркнуть, что задачи оценки ресурса в общем носят вероятностный характер. В свою очередь, расчётные оценки ресурса сложнонагруженных ПС осложняются тем, что скорость изнашивания и предельный износ являются случайными величинами. Так, скорость изнашивания u_w зависит от множества факторов (нагрузка, скорость скольжения, температура, твердость поверхностей, предел прочности материалов, условия эксплуатации и т.п.) и может изменяться в широких пределах. Предельный износ Δh_{lim} (то есть износ, при котором наступает отказ) через установочный радиальный зазор C зависит от точности изготовления элементов подшипника (наличие отклонений формы и поверхности, например,

овальность, седлообразность, бочкообразность), точности монтажа (усилие затяжки корпуса, плотность прилегания втулки или вкладыша к корпусу).

Для подшипников ДВС характерна работа при различных нагрузочных и скоростных режимах. Это, в своё очередь, также осложняет расчёт ресурса подшипников в виду вероятностного характера режимов работы в эксплуатации.

При соответствующей постановке задачи по оценке ресурса сложнонагруженных ПС на ранних этапах проектирования машин вероятностных характер процессов изнашивания может быть учтён путём использования универсального метода определения плотности распределения ресурса – метода статистического моделирования (метод Монте-Карло), при применении которого случайные величины начального износа (приведённого к началу эксплуатации после приработки), скорости изнашивания, моменты концов реализаций износа подчиняются своим законам распределения (рисунок 4.11) $f(S_0)$, $f(S_1)$ и $f(C_{\Pi})$, соответственно [211].

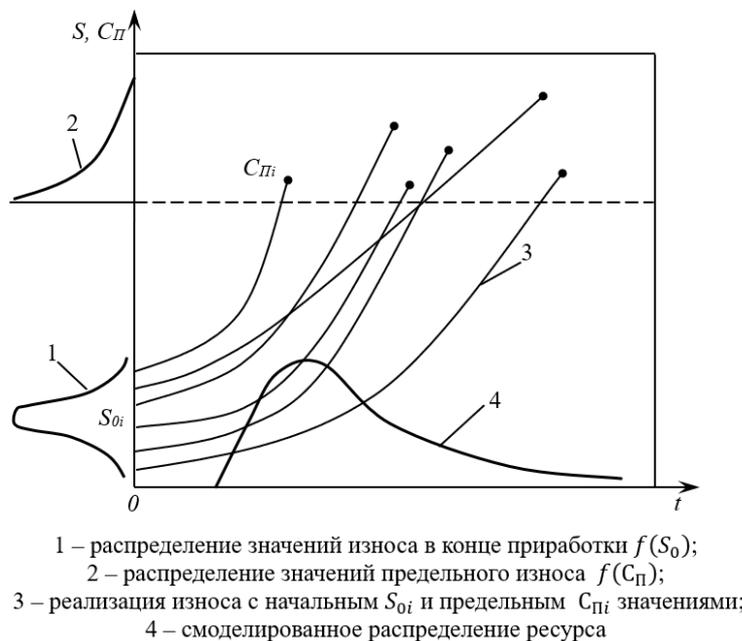


Рисунок 4.11 – Статистическое моделирование ресурса [211]

Для случая экспоненциальной реализации износа ПС (1.4) плотность распределения ресурса определяется следующим выражением [211]

$$f(t) = \frac{b \cdot | -C_{\Pi} | \cdot e^{(-b \cdot t)}}{\sqrt{2\pi} \cdot \sigma_{S_0}} \cdot e^{\left(-\frac{(C_{\Pi} \cdot e^{(-b \cdot t)} - \bar{S}_0)^2}{2 \cdot \sigma_{S_0}^2} \right)}. \quad (4.3)$$

Здесь S_0 подчиняется нормальному закону распределения, и в отношении подшипника представляет собой не что иное, как радиальный зазор C после приработки, приведённый к началу эксплуатации; σ_{S_0} – среднее квадратическое отклонение радиального зазора.

Изменение интенсивности изнашивания на единицу износа деталей сопряжения b является по сути интенсивностью отказов (обычно для экспоненциального закона обозначается λ) и представляет собой величину, обратную ресурсу R_h , то есть

$$b = \frac{v_w}{\Delta h_{lim}}, \text{ ч}^{-1}. \quad (4.4)$$

4.4 Выводы по четвёртой главе

В результате анализа и обобщения известных методов моделирования ПС и экспериментальных исследований предложена концепция оценки ресурса динамически нагруженных ПС поршневых и роторных машин, включающая в себя: экспериментальные исследования реологического поведения СМ, оценку параметров шероховатости поверхностей трения ПС, методы решения гидродинамической задачи для определения ГМХ подшипника и зон контактного взаимодействия его элементов, методы моделирования повреждений поверхностей трения ПС. Совокупность этих методов позволяет расширить возможности оценки надёжности машин с ПС на ранних этапах проектирования и существенно сократить затраты на разработку и доводку конструкций ПС.

Применение концепции для оценки ресурса сложнонагруженных ПС позволяет свести к минимуму испытания, ускорить получение информации для обоснования решений, направленных на повышение долговечности ПС.

5 ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДЛЯ АНАЛИЗА ИЗНАШИВАНИЯ И ОЦЕНКИ РЕСУРСА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ. ПРИМЕРЫ ПРАКТИЧЕСКОГО ПРИМЕНЕНИЯ

Компьютерному моделированию при разработке современных машин уделяется большое внимание особенно на ранних этапах проектирования. Развитие инженерного программного обеспечения идёт постоянно на основе теоретических и экспериментальных исследований во всём мире. Сегодня для России важно преодолеть техническую зависимость от иностранного инженерного ПО, доля которого составляет не менее 50% по данным компании «Аскон». В связи с этим каждая отечественная разработка ПО вносит вклад в технологическую безопасность России и имеет важное значение.

Результатом экспериментальных и теоретических исследований стала разработка методики моделирования изнашивания, алгоритмов, позволяющих оценивать ресурс подшипников на ранних стадиях проектирования машин, обосновывать мероприятия по повышению надёжности и ресурса вновь создаваемых машин и технического уровня уже существующих. Главной отличительной особенностью методики является возможность учитывать влияние противоизносных свойств смазочных материалов на ресурс сложнонагруженных сопряжений машин.

Разработанные методика моделирования и алгоритмы изнашивания подшипников были реализованы в комплексе прикладных программ «ОРБИТА-Ресурс» [278], который позволяет решать широкий круг задач в процессе проектирования машин, имеющих в своём составе гидродинамические подшипники скольжения.

Комплекс прикладных программ «ОРБИТА-Ресурс» создан на базе ранее разработанных [273-277, 271-269] (приложение 4). Описание основных подпрограмм, входящих в комплекс представлено в приложении 2.

Примерам практического применения разработанного ПО посвящена следующая часть раздела.

5.1 Примеры практического применения ПО

Типичными представителями сложнагруженных сопряжений являются шатунные и коренные подшипники коленчатого вала ДВС. При этом эти сопряжения являются и одними из ресурсоопределяющих. С учётом большой распространённости ДВС во всех отраслях промышленности, представляет практический интерес оценка ресурса подшипников коленчатого вала с применением разработанного программного комплекса.

В качестве объектов рассмотрены шатунные подшипники коленчатых валов ряда отечественных ДВС – КАМАЗ-740, ЗИЛ-130, 8ДМ-21, ДМ-185, 4ТЗ71.

Выбор указанных двигателей обусловлен следующим.

Двигатели КАМАЗ-740 и ЗИЛ-130 являются одними из самых распространённых ядл грузовых автомобилей в нашей стране, по ним существуют обширные статистические эксплуатационные данные для сравнения расчётных значений скоростей изнашивания шатунных подшипников и предварительной оценки адекватности расчённых моделей и методики.

Дизели типа 8ДМ-21 используются в составе дизель-генераторных установок, в частности, ДГ-880Л мощностью 880 кВт. Представляет определённый практический интерес оценка скоростей изнашивания шатунных подшипников этого дизеля.

Дизель ДМ-185 является представителем нового семейства двигателей производства ООО «Уральский дизель-моторный завод», предназначенных для применения в кораблестроении и судостроении, локомотивостроении, карьерной технике и объектах малой энергетики. В связи с этим также представляет большой практический интерес оценка скоростей изнашивания и ресурса одного из лимитирующих надёжность этого дизеля сопряжений.

Дизель 4ТЗ71 является разработкой ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» и ООО «ГСКБ «Трансдизель» для перспективных отечественных тракторов, в связи с чем является актуальной задачей оценка износостойкости его шатунных подшипников для обоснования технических решений по повышению общего ресурса дизеля.

5.1.1 Исходные данные для оценки ресурса шатунных подшипников ДВС

Исходные данные, необходимые для расчёта подшипников и оценки их ресурса представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1 – Исходные данные для расчёта шатунных подшипников ДВС

Параметр	Ед. изм.	Двигатель				
		8ЧН12/12 (КАМАЗ-740)	8Ч10/9,5 (ЗИЛ – 130)	8ЧН 21/21 (8ДМ-21)	12ЧН18,5/21, 5(ДМ-185)	4ЧН13/15 (4Т371)
Угловая скорость вращения коленчатого вала, режим N_{max}/M_{max}	с ⁻¹	272,27/178	335,10	157,0	209,33	219,91
Радиус кривошипа	м	0,060	0,0475	0,1050	0,1075	0,075
Длина шатуна	м	0,225	0,185	0,400	0,415	0,26
Диаметр подшипника	м	0,080	0,0655	0,145	0,135	0,095
Ширина подшипника	м	0,02652	0,027	0,071	0,061	0,0344
Номинальный диаметральный зазор в подшипнике	м	$90 \cdot 10^{-6}$	$78 \cdot 10^{-6}$	$170 \cdot 10^{-6}$	$123 \cdot 10^{-6}$	$103 \cdot 10^{-6}$
Количество смазочных отверстий	шт.	2	2	2	2	1
Количество смазочных канавок	шт.	–	–	2	–	–
Угол начатка канавки		–	–	40; 220	–	–
Угол окончания канавки		–	–	130; 320	–	–
Ширина канавки		–	–	0,008	–	–
Диаметр смазочного отверстия на поверхности шейки вала	м	0,006	0,004	0,008	0,010	0,009
Углы расположения смазочных отверстий	град.	90, 270	90, 270	30; 280	60; 270	240
Давление подачи масла в подшипник	МПа	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Температура масла, подаваемого в подшипник	°C	100	100	100	100	100
Класс вязкости моторного масла по SAE		10W-40	10W-40	10W-40	10W-40	10W-40
Плотность масла γ_m	кг/м ³	790	790	790	790	790
Вязкость граничного слоя μ_s	Па·с	10^6	10^6	10^6	10^6	10^6
Параметр, характеризующий противоизносные свойства масла l_{h_0}	м	$50 \cdot 10^{-9}$	$50 \cdot 10^{-9}$	$50 \cdot 10^{-9}$	$50 \cdot 10^{-9}$	$50 \cdot 10^{-9}$
Показатель степени n , характеризующий устойчивость граничного слоя масла	–	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Материал шейки вала		Сталь 42ХМФА	Сталь 45	Сталь 40ХНМА	Сталь 40ХНМА	Сталь 18Х2Н4МА
Материал втулки (вкладышей)		БрО10С10	АО20-1	БрО10С10	СuPb24Sn	БрО10С10
Коэффициент Пуассона шейки вала ν_1		0,30	0,3	0,30	0,30	0,30
Коэффициент Пуассона втулки (вкладышей) ν_2		0,35	0,33	0,35	0,35	0,35
Модуль упругости материала вала E_1	МПа	210 000	210 000	211 000	211 000	211 000
Модуль упругости материала втулки E_2	МПа	105 000	70 000	105 000	105 000	105 000
Параметр фрикционной усталости для поверхности шейки t_1		3,0	3,0	3,0	3,0	3,0

Продолжение таблицы 5.1

Параметр	Ед. изм.	Двигатель				
		8ЧН12/12 (КАМАЗ-740)	8Ч10/9,5 (ЗИЛ – 130)	8ЧН 21/21 (8ДМ-21)	12ЧН18,5/21, 5(ДМ-185)	4ЧН13/15 (4Т371)
Параметр фрикционной усталости для поверхности втулки (вкладышей) t_2		6,0	6,0	6,0	6,0	6,0
Фактор упругости K		0,0015	0,0015	0,0015	0,0015	0,0015
Среднее значение высоты микронеровностей шейки вала \bar{R}_{z1}	м	$1,0 \cdot 10^{-6}$	$1,0 \cdot 10^{-6}$	$1,0 \cdot 10^{-6}$	$1,0 \cdot 10^{-6}$	$1,0 \cdot 10^{-6}$
Среднее квадратическое отклонение микронеровностей шейки вала σ_{s1}	м	$0,33 \cdot 10^{-6}$	$0,33 \cdot 10^{-6}$	$0,33 \cdot 10^{-6}$	$0,33 \cdot 10^{-6}$	$0,33 \cdot 10^{-6}$
Среднее значение высоты микронеровностей втулки (вкладышей) \bar{R}_{z2}	м	$1,6 \cdot 10^{-6}$	$1,6 \cdot 10^{-6}$	$1,6 \cdot 10^{-6}$	$1,6 \cdot 10^{-6}$	$1,6 \cdot 10^{-6}$
Среднее квадратическое отклонение микронеровностей втулки (вкладышей) σ_{s2}	м	$0,36 \cdot 10^{-6}$	$0,36 \cdot 10^{-6}$	$0,36 \cdot 10^{-6}$	$0,36 \cdot 10^{-6}$	$0,36 \cdot 10^{-6}$
Относительное удлинение при разрыве для материала шейки вала δ_{01}	%	14	14	12	12	12
Относительное удлинение при разрыве для материала втулки δ_{02}	%	10	30	10	12	10
Твердость поверхности шейки вала HB_1	МПа	555	555	555	555	555
Твердость поверхности втулки HB_2	МПа	50	30	50	55	50
Экспериментальный коэффициент скорости изнашивания втулки		$8 \cdot 10^{-22}$	$8 \cdot 10^{-22}$	$8 \cdot 10^{-22}$	$8 \cdot 10^{-22}$	$8 \cdot 10^{-22}$
Параметр степенного закона изнашивания для втулки		1,33	1,33	1,33	1,33	1,33
Максимальный коэффициент трения при граничной смазке		0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Базовое число циклов нагружения материала вкладышей N_0		$4,6 \cdot 10^6$	$4,6 \cdot 10^6$	$4,6 \cdot 10^6$	$4,6 \cdot 10^6$	$4,6 \cdot 10^6$
Тангенс угла наклона кривой усталости антифрикционного материала вкладышей m		8,6	4,6	8,6	8,6	8,6
Предел усталостной прочности антифрикционного материала вкладышей P_{max0}	МПа	448	377	448	448	448
Максимальный диаметр абразивных частиц (условно принимается равным тонкости отсева системы фильтрации масла) d_{max}	м	$8 \cdot 10^{-6}$	$8 \cdot 10^{-6}$	$25 \cdot 10^{-6}$	$25 \cdot 10^{-6}$	$25 \cdot 10^{-6}$
Минимальный диаметр абразивных частиц d_{min}	м	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$	$1 \cdot 10^{-6}$
Плотность абразивных частиц γ_a	кг/м ³	2500	2500	2500	2500	2500
Средняя массовая концентрация активных абразивных частиц в масле ε_{cp}	%	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015
Коэффициент, учитывающий число частиц, соизмеримых с зазором в подшипнике K_1		0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Коэффициент, учитывающий содержание в масле частиц, твердость которых превышает твердость поверхностей трения K_2		0,7	0,7	0,7	0,7	0,7

В качестве объекта расчёта стационарно-нагруженных подшипников выбран подшипник паровой силовой турбины.

В качестве исходных данных использовалась также вязкостно-температурная характеристика моторного масла класса SAE 10W-40 ($\mu_{40} = 0,081 \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\mu_{100} = 0,01197 \text{ Па}\cdot\text{с}$, $\mu_{150} = 0,00779 \text{ Па}\cdot\text{с}$), построенная на основе экспериментальных данных (рисунок 5.1). Выбор класса вязкости SAE 10W-40 обусловлен использованием масел этого класса на большей части территории Российской Федерации для дизелей различного назначения. Пьезокоэффициент вязкости масла принимался равным $0,8 \cdot 10^{-8} \text{ Па}^{-1}$ на основании анализа ряда работ [90,10-13].

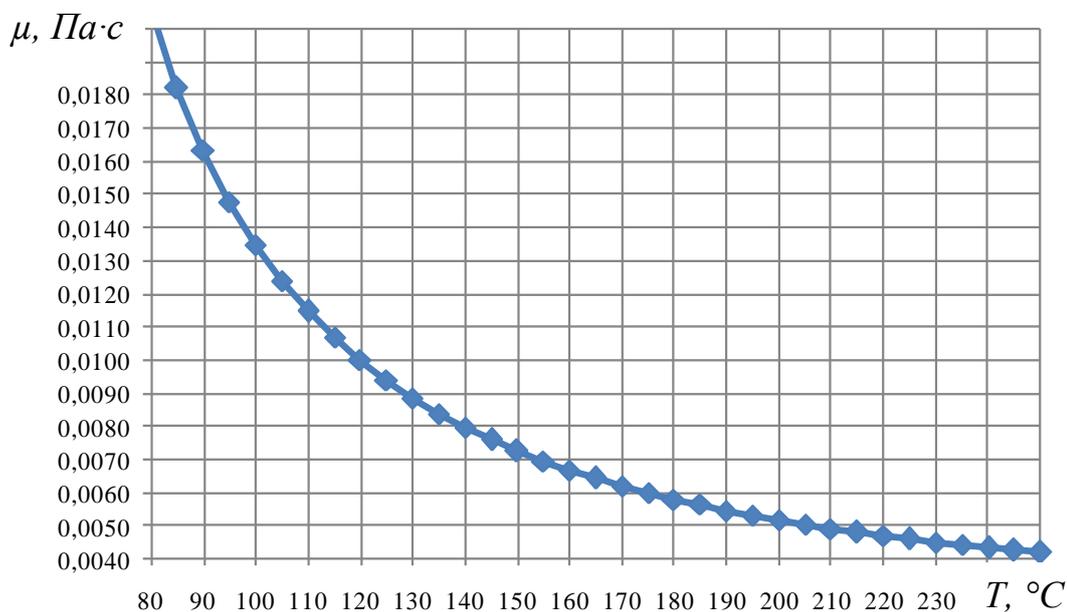


Рисунок 5.1 – Вязкостно-температурная характеристика масла класса SAE 10W-40

Силы, действующие на шатунные подшипники указанных двигателей представлены в приложении 3.

5.1.2 Исходные данные для оценки ресурса подшипника турбоагрегата

Дополнительно, в качестве объекта расчёта стационарно-нагруженных подшипников выбран тяжелонагруженный подшипник турбоагрегата – паровой турбины (таблица 5.2).

Таблица 5.2 – Исходные данные для расчета подшипника $\varnothing 360$ мм турбоагрегата

№	Название параметра	Обозначение	Значение
1.	Диаметр шипа, м	D_1	0,360
2.	Вертикальный суммарный зазор, м	Δ_B	$1260 \cdot 10^{-6}$
3.	Горизонтальный суммарный зазор, м	Δ_T	$1520 \cdot 10^{-6}$
4.	Ширина подшипника, м	B_1	0,240
5.	Температура на входе, °С	TEM_{bx}	45
6.	Размер источника смазки (диаметр отв. или ширина канавки), м	d_{ist}	$30 \cdot 10^{-3}$
7.	Длина канавки, м	dl_{ist}	$140 \cdot 10^{-3}$
8.	Начальный угол сливной канавки, град.	ϕ_1	90
9.	Конечный угол сливной канавки, град.	ϕ_2	90
10.	Угол поперечной канавки, град.	ϕ_3	290
11.	Удельная нагрузка, Н/м ²	q_{ud}	$8,0 \cdot 10^5$
12.	Допустимое значение температуры баббита, °С	T_b	80
13.	Предельное значение толщины смазочного слоя, мкм	h_{lim}	10
14.	Начальное значение давления на входе в подшипник, Па	P_{bx}	10000
15.	Вязкость граничного слоя, Па·с	μ_s	10^6
16.	Параметр, характеризующий противоизносные свойства масла, м	l_{h_0}	$30 \cdot 10^{-9}$
17.	Показатель степени, характеризующий устойчивость граничного слоя масла	n	0,98
18.	Материал шейки вала		Сталь 25Х1МФ
19.	Материала втулки (вкладышей)		Б83
20.	Коэффициент Пуассона шейки вала	ν_1	0,30
21.	Коэффициент Пуассона втулки (вкладышей)	ν_2	0,35
22.	Модуль упругости материала вала, МПа	E_1	211 000
23.	Модуль упругости материала втулки, МПа	E_2	48 000
24.	Показатель кривой усталости для поверхности шейки	t_1	3,0
25.	Показатель кривой усталости для поверхности втулки (вкладышей)	t_2	6,0
26.	Фактор упругости	K	0,0015
27.	Среднее значение высоты микронеровностей шейки вала	\bar{R}_{z1}	$5,0 \cdot 10^{-6}$
28.	Среднее квадратическое отклонение микронеровностей шейки вала	σ_{s1}	$1,0 \cdot 10^{-6}$
29.	Среднее значение высоты микронеровностей втулки (вкладышей)	\bar{R}_{z2}	$5,0 \cdot 10^{-6}$
30.	Среднее квадратическое отклонение микронеровностей втулки (вкладышей)	σ_{s2}	$1,0 \cdot 10^{-6}$
31.	Относительное удлинение при разрыве для материала шейки вала	δ_{01}	14

Продолжение таблицы 5.2

№	Название параметра	Обозначение	Значение
32.	Относительное удлинение при разрыве для материала втулки	δ_{02}	10
33.	Твердость поверхности шейки вала	HB_1	555
34.	Твердость поверхности втулки	HB_2	30
35.	Экспериментальный коэффициент скорости изнашивания втулки		$8 \cdot 10^{-22}$
36.	Параметр степенного закона изнашивания для втулки		1,33
37.	Максимальный коэффициент трения при граничной смазке		0,1
38.	Базовое число циклов нагружения материала вкладышей	N_0	$4,6 \cdot 10^6$
39.	Тангенс угла наклона кривой усталости антифрикционного материала вкладышей	m	8,6
40.	Предел усталостной прочности антифрикционного материала вкладышей	P_{max0}	162
41.	Максимальный диаметр абразивных частиц (условно принимается равным тонкости отсева системы фильтрации масла)	d_{max}	$100 \cdot 10^{-6}$
42.	Минимальный диаметр абразивных частиц	d_{min}	$1 \cdot 10^{-6}$
43.	Плотность абразивных частиц	γ_a	2500
44.	Средняя массовая концентрация активных абразивных частиц в масле	ε_{cp}	0,015
45.	Коэффициент, учитывающий число частиц, соизмеримых с зазором в подшипнике	K_1	0,5
46.	Коэффициент, учитывающий содержание в масле частиц, твердость которых превышает твердость поверхностей трения	K_2	0,7

В качестве смазочного материала для подшипника паровой турбины принималось нефтяное турбинное масло ТП-22С, вязкостно-температурная характеристика которого представлена на рисунке 5.2.

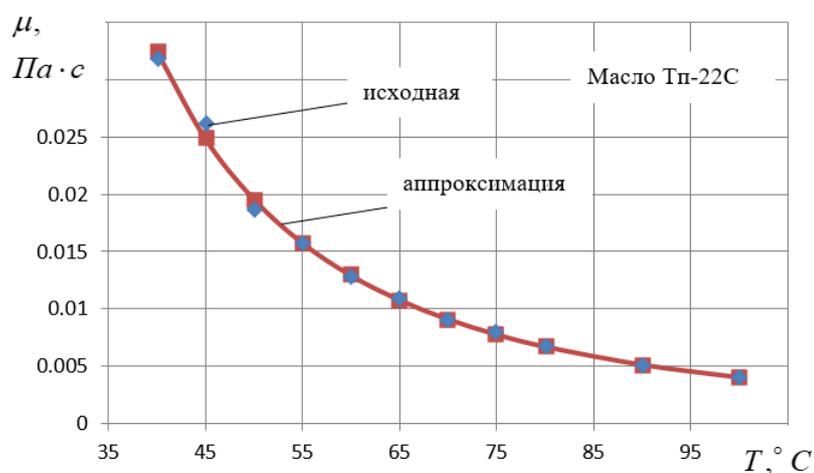


Рисунок 5.2 – Вязкостно-температурная характеристика масла ТП-22С

5.1.3 Результаты расчётов

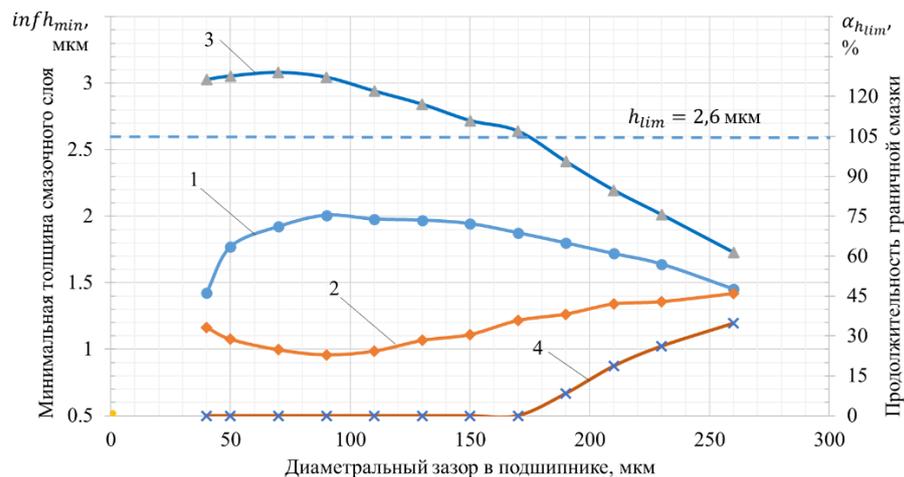
5.1.3.1 Шатунный подшипник двигателя 8ЧН12/12 (КАМАЗ-740)

В соответствии с описанной в главе 4 концепцией для оценки ресурса подшипников, в первую очередь, необходимо определить значение предельно допустимого зазора. Для этого были проведены расчёты при переменном значении зазора и оценивалась продолжительность граничной смазки, характеризующая вероятность возникновения задира, а также уровень максимальных контактных давлений, возникающих в подшипниках.

За предельно допустимое принималось значение зазора, при котором продолжительность граничной смазки составляет более 25-33% и (или) уровень максимальных контактных давлений превышает предельно допустимые значения, определяемые по формуле (4.1).

Результаты оценки предельно допустимого зазора

На рисунках 5.3-5.5 представлены результаты расчёта минимальной толщины смазочного слоя, продолжительности граничной смазки, максимальных контактных давлений и скоростей изнашивания шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740 в зависимости от величины диаметрального зазора.

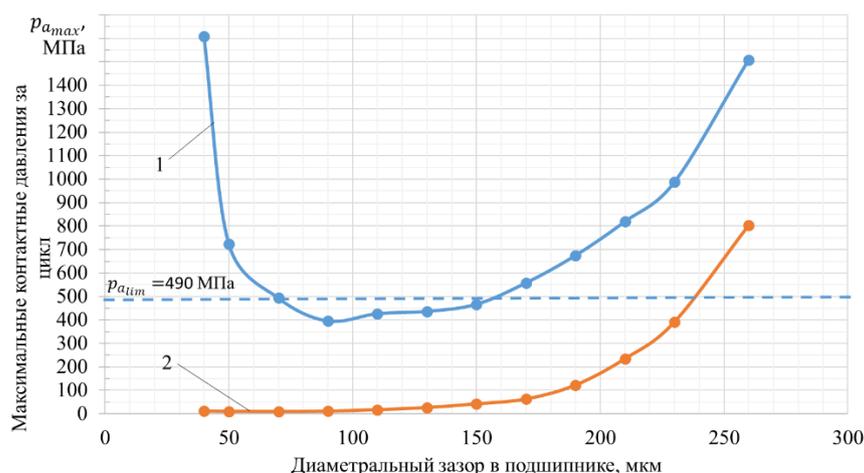


1, 3 – без учёта противоизносных свойств масла; 2, 4 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок 5.3 – Минимальная толщина смазочного слоя в шатунном подшипнике (1, 3) и продолжительность граничной смазки (2, 4) в зависимости от диаметрального зазора

Видно, что если оценивать предельно допустимый зазор без учёта противоизносных свойств масла его значение составляет около 150 мкм. Однако, если принимать во внимание противоизносные свойства масла, то это значение увеличивается до 190 мкм.

Таким образом, исходя из результатов оценки, предельно допустимыми зазорами для шатунных подшипников двигателя КамАЗ-740 следует считать значения в диапазоне от 150 до 190 мкм по критерию продолжительности граничной смазки, который характеризует вероятность возникновения задира в подшипнике. В частности, при зазоре 150 мкм продолжительность граничной смазки составляет 30,5% от продолжительности цикла нагружения, а при зазоре в 190 мкм – 38,2 %. Такие значения продолжительности граничной смазки в подшипнике хорошо согласуются с результатами исследований вероятности возникновения задира в подшипниках тепловозных дизелей, описанных С.М. Захаровым [179].

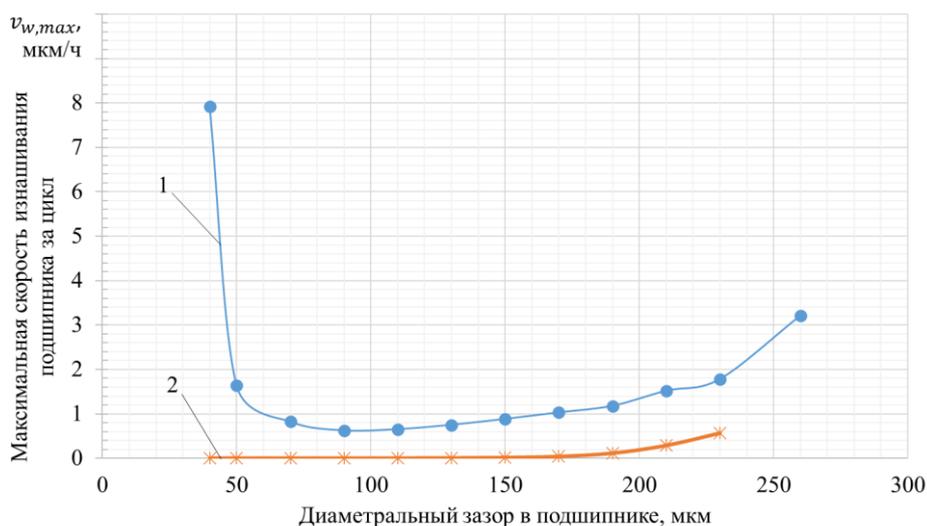


1 – без учёта противоизносных свойств масла; 2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок 5.4 – Максимальные контактные давления в подшипнике в зависимости от диаметрального зазора

Предельно допустимые значения контактных давлений для материала вкладышей определены по формуле (4.1) и составляют $p_{lim} = \frac{HB}{0,102} = \frac{50}{0,102} \approx 490$ МПа.

Исходя из этого, предельно допустимым зазором следует считать значение 160 мкм.



1 – без учёта противоизносных свойств масла; 2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок 5.5 – Максимальная скорость изнашивания в подшипнике за цикл нагружения в зависимости от диаметрального зазора

Оценивая предельно допустимый зазор по максимальным скоростям изнашивания подшипника видим, что резкое увеличение скорости изнашивания происходит при увеличении зазора выше 190 мкм.

Очевидно, что с учётом вероятностного характера параметров шероховатости поверхностей трения подшипника (шейки вала и вкладышей), значение предельного зазора имеет разброс, и подчиняется некоторому закону распределения. Однако, статистическое моделирование не входит в задачи данного исследования и в контексте работы мы считаем условно расчётные значения математическими ожиданиями. Кроме того, здесь не учитывается изменение шероховатости поверхностей в процессе эксплуатации. Как известно, класс чистоты поверхностей может как увеличиваться так и уменьшаться в процессе эксплуатации двигателя [179].

С учётом принятого в исходных данных значения начального диаметрального зазора в подшипнике 90 мкм, предельно допустимым износом шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740 следует считать 100...120 мкм.

Сравним полученные значения предельного зазора с известными результатами эксплуатационных и стендовых испытаний.

А.С. Денисовым и др. [156] на основе обработки экспериментальных статистических данных 48 двигателей КАМАЗ-740 (ЕВРО) были получены кривые изменения технического состояния подшипников коленчатого вала в процессе эксплуатации (зазоров в подшипниках, овальности шеек и др.). В частности, кривая изменения зазора в шатунных подшипниках описывается зависимостью (1.4) с параметрами $S_0 = 95,77$ мкм и $b = 0,0025$ (рисунок 5.6).

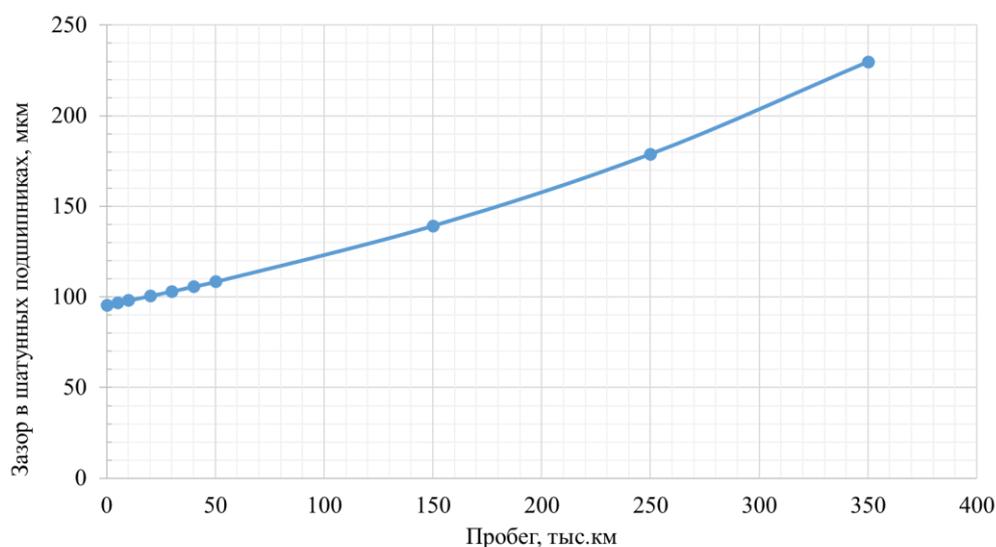


Рисунок 5.6 – Изменение зазора в шатунных подшипниках двигателя КАМАЗ-740 в зависимости от пробега автомобиля

Из рисунка видно, что предельные значения зазора в шатунных подшипниках в процессе эксплуатации весьма близки к расчётным и составляют 150...190 мкм.

По результатам лабораторных испытаний шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740, выполненных В.Н. Никишиным и С.В. Сибиряковым [224], при знакопеременных нагрузках, при диаметральном зазоре в 190 мкм «работу подшипника можно характеризовать, как проблемную». Также В.Н. Никишин отмечает, что диаметральное зазор в 160 мкм «является максимально допустимым по границе жидкостного трения», а при зазоре более 160 мкм «жидкостное трение отсутствует».

Таким образом, расчётные значения предельного зазора шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740, полученные автором, хорошо согласуются с экспериментальными данными других исследователей.

Расчётная диаграмма Герси-Штрибека для шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740

Расчётная диаграмма Герси-Штрибека строилась путём изменения величины сжимающей нагрузки на подшипник при фиксированных значениях угловой скорости вращения вала и температуре масла на входе в подшипник.

Такая диаграмма позволяет оценить условия (нагрузка, угловая скорость, вязкость масла и температуру), при которых в подшипнике будет происходить смена вида смазки с гидродинамической на граничную, оценить влияние изменения шероховатости поверхностей трения подшипника на его работоспособность (рисунок 5.7, 5.8).

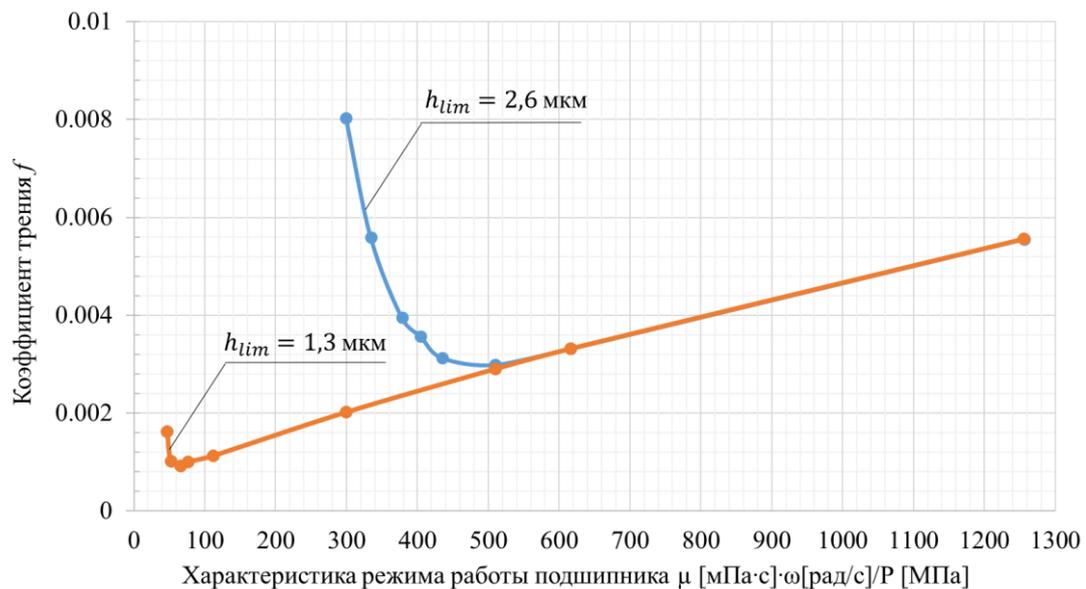


Рисунок 5.7 – Расчётная диаграмма Герси-Штрибека для шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740 при различных значениях предельно допустимой толщины смазочного слоя

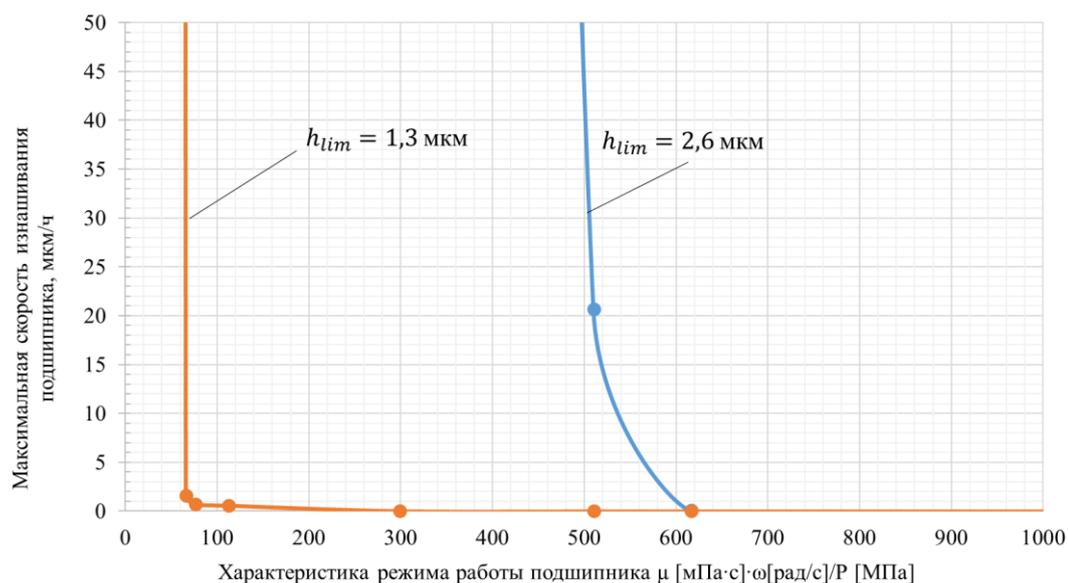
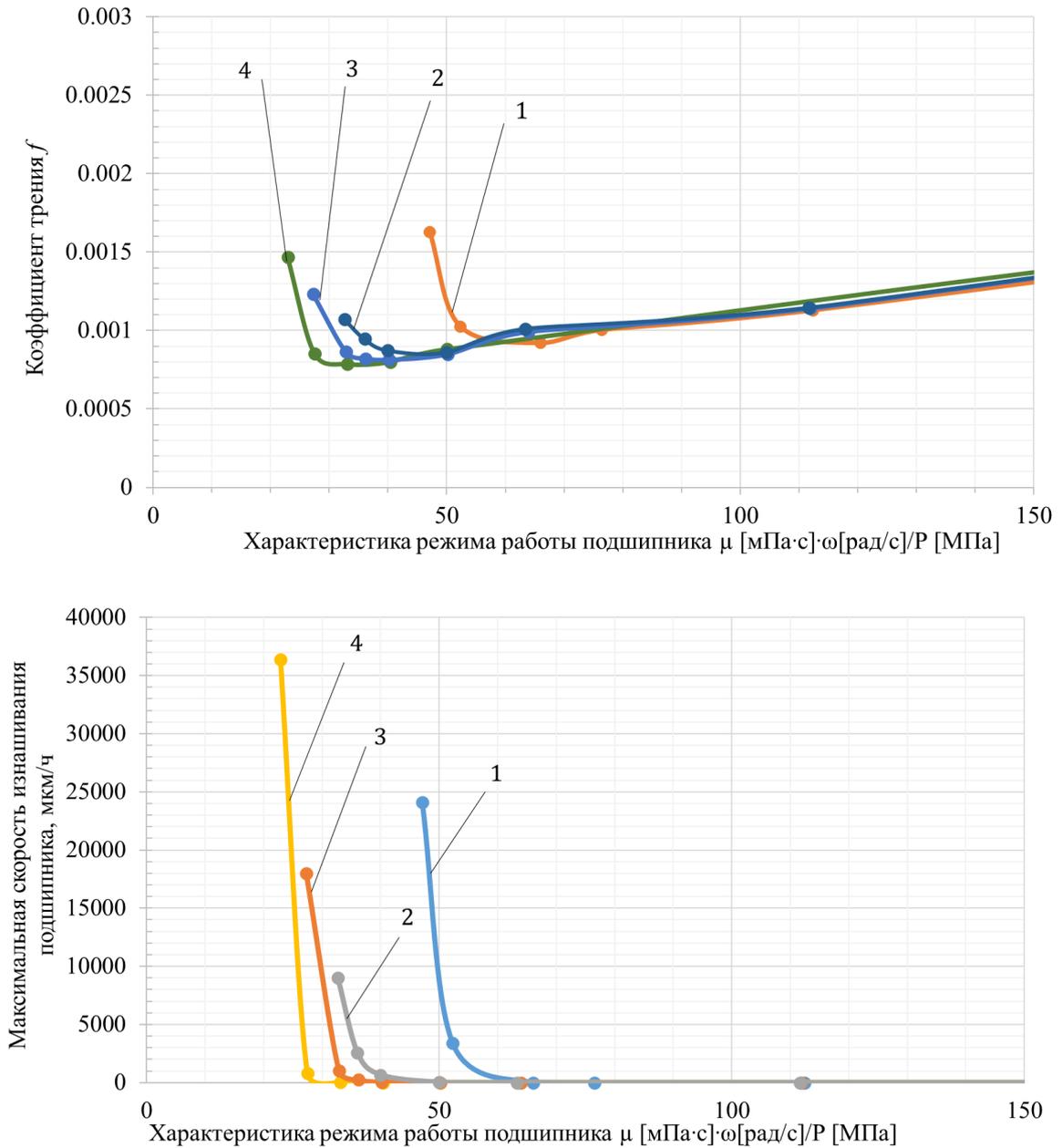


Рисунок 5.8 – Максимальная скорость изнашивания шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740 при различных значениях предельно допустимой толщины смазочного слоя

Из рисунков 5.7 и 5.8 видно, что предельно допустимая толщина смазочного слоя, определяемая величиной шероховатости поверхностей шейки вала и втулки, оказывает существенное влияние на работоспособность подшипника, что подтверждается практикой.

Влияние уровня противоизносных свойств моторного масла на работоспособность подшипника представлено на рисунке 5.9. Диаграммы построены для предельной толщины смазочного слоя в 1,3 мкм.

Из диаграмм видно, что повышение уровня противоизносных свойств масла приводит к повышению работоспособности подшипника, повышению его несущей способности. То есть с повышением уровня противоизносных свойств масла условия, при которых в подшипнике реализуется граничная смазка, становятся более «жесткими». В частности, в рассматриваемом случае, граничная смазка реализуется при меньших характеристиках режима работы подшипника, соответствующих большим нагрузкам.



1 – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$;

2 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 43$ нм, $n=0,99$;

4 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок 5.9 – Влияние уровня противоизносных свойств моторного масла на работоспособность подшипника

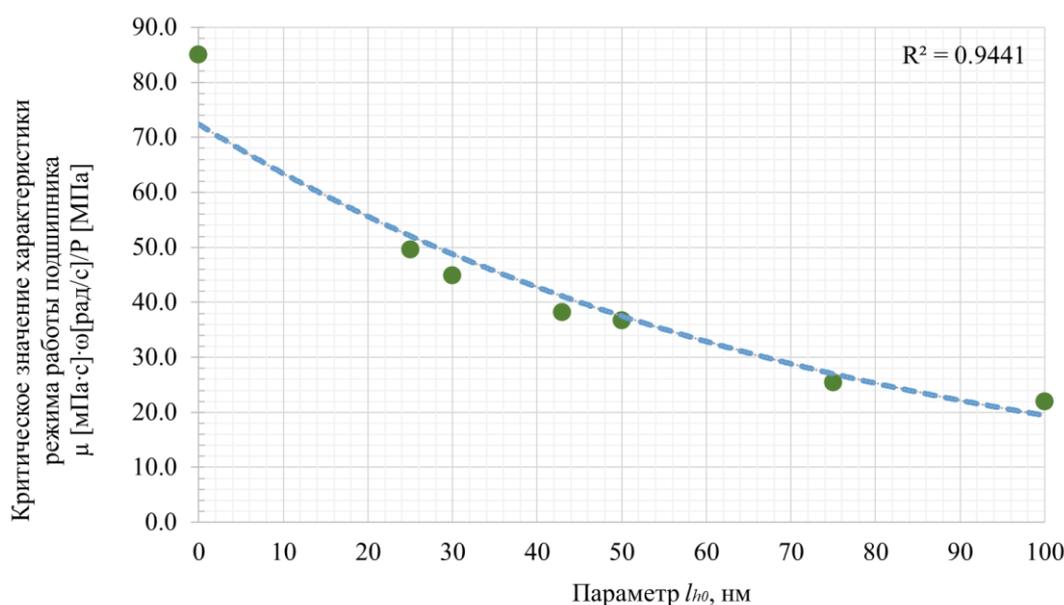


Рисунок 5.10 – Зависимость критической характеристики режима работы шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740 от уровня противоизносных свойств масла

Расчётные исследования с принятыми исходными данными позволили установить, что критическое значение характеристики режима работы подшипника (обозначим как $\lambda_{кр}$) имеет экспоненциальную зависимость от параметра l_{h0} (для имеющихся экспериментальных данных), характеризующего толщину адсорбционного граничного слоя, образуемого моторными маслами

$$\lambda_{кр} = a \cdot e^{-b \cdot l_{h0}}. \quad (5.1)$$

Здесь a и b – аппроксимирующие коэффициенты (для шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740 имеют значения $a = 72.34$ и $b = -0,013$), зависящие от геометрических характеристик подшипника, смазочного материала.

Очевидно, что для товарных моторных масел различных классов вязкости в зависимости от пакета применяемых присадок (то есть от состава масла) аппроксимирующие коэффициенты будут меняться.

По экспериментальным данным В.Н. Никишина и С.В. Сибирякова [223, 224] критическая характеристика режима работы рассматриваемого подшипника составляет около 36...40. Расчётные значения (рисунок 5.9) критической характеристики режима работы находятся в диапазоне от 25 до 40 в зависимости от уровня

противоизносных свойств масла. Таким образом, расчётные и экспериментальные значения имеют удовлетворительное качественное и количественное совпадение.

При этом, если противоизносные свойства масла не учитываются, то критическое значение характеристики режима работы находится в диапазоне от 60 до 70.

Результаты оценки ресурса шатунных подшипников двигателя КАМАЗ-740

В таблицах 5.3 и 5.4, на рисунках 5.11-5.16 представлены результаты расчёта основных гидромеханических характеристики, маскимальных скоростей изнашивания и ресурса шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740 для двух режимов – максимальной мощности и максимального крутящего момента.

Таблица 5.3 – Гидромеханические характеристики шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740 при различном уровне противоизносных свойств моторного масла

Параметры ВГСС	Гидромеханические характеристики					
	$inf h_{min}$, мкм	$sup p_{max}$, МПа	N^* , Вт	Q_B^* , л/с	$T_э$, °С	α_{hlim} , %
	Режим максимальной мощности N_{max}					
$l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$	1,955	130,5	6644	0,0309	103,3	23,6
$l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$	2,431	135,2	1669	0,0310	104,3	5,7
$l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$	3,045	146,9	558,9	0,0310	104,0	0
	Режим максимального крутящего момента M_{max}					
$l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$	2,615	367,3	432,5	0,0158	99,37	0
$l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$	2,870	339,0	272	0,0155	99,87	0
$l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$	3,444	338,3	212,3	0,0159	99,74	0

Таблица 5.4 – Расчётная оценка скоростей изнашивания и ресурса шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740

Наименование	Режим работы двигателя	
	Максимальной мощности N_{\max}	Максимального крутящего момента M_{\max}
Скорость изнашивания шейки вала, мкм/ч	0,1073 ¹⁾	0,002548
	0,01197 ²⁾	0,0005335
	0,00045 ³⁾	0,000009664
Скорость изнашивания вкладыша, мкм/ч	0,5533 ¹⁾	0,01329
	0,06215 ²⁾	0,002806
	0,002366 ³⁾	0,00005083
Скорость изнашивания подшипника, мкм/ч	0,6606 ¹⁾	0,01584
	0,07412 ²⁾	0,003339
	0,00282 ³⁾	0,0000605
Ресурс подшипника по износу, ч	76 ¹⁾	3157
	675 ²⁾	14975
	17756 ³⁾	826446
Усталостная долговечность вкладышей, ч	1139000 ¹⁾	441
	855300 ²⁾	838
	441800 ³⁾	854

Примечание:

¹⁾ – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_s=0$;

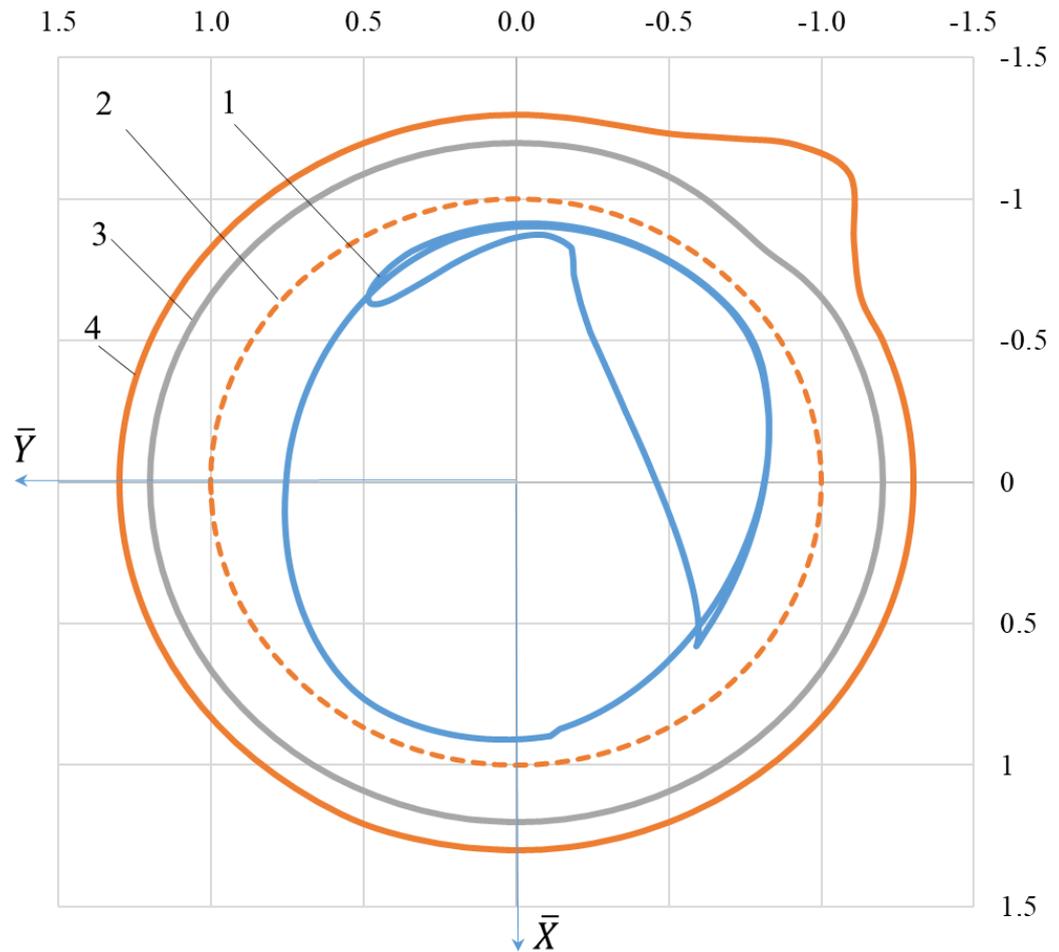
²⁾ – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

³⁾ – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$;

для всех вариантов учитывается зависимость вязкости масла от температуры, давления и скорости сдвига

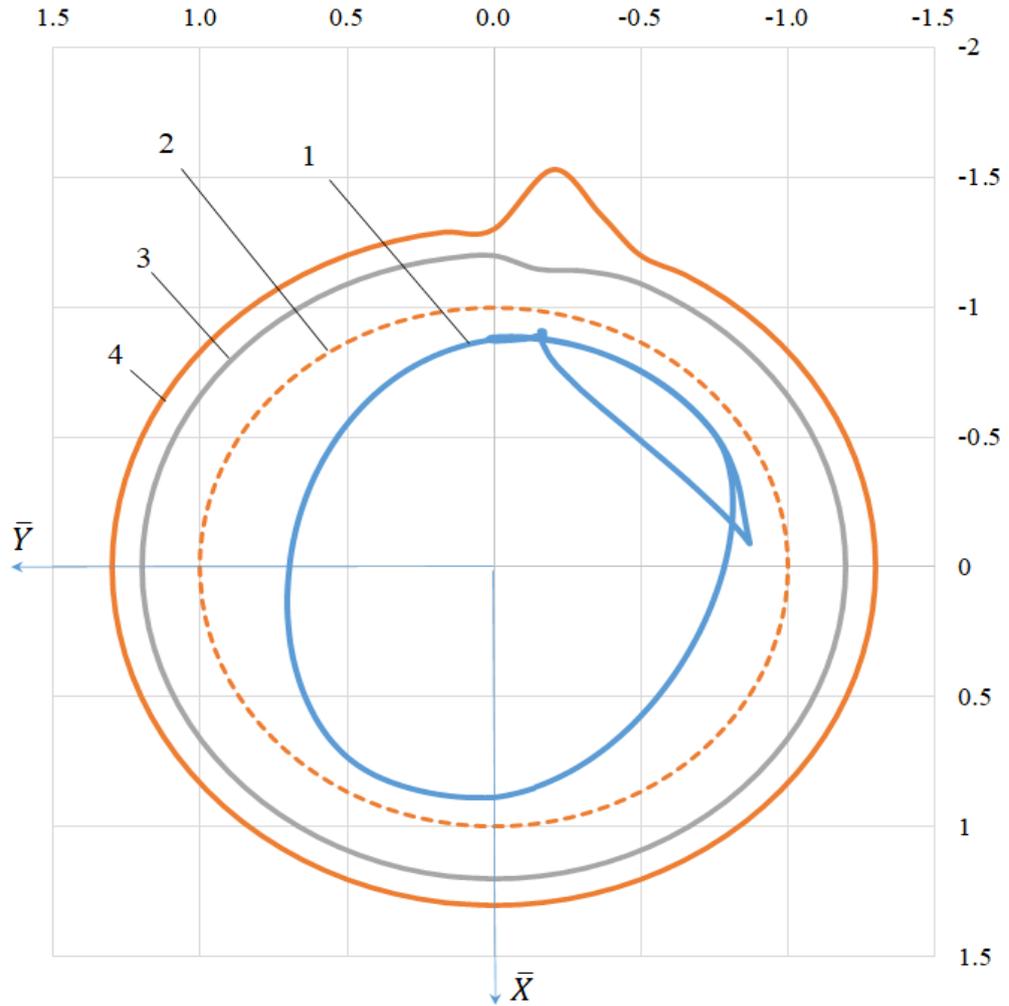
Из таблицы видно, что скорости изнашивания и ресурс меняются достаточно в широких пределах в зависимости от противоизносных свойств масла. Расчёт же без учёта противоизносных свойств масла приводит к завышению скоростей изнашивания и соответствующему занижению ресурса.

При разных режимах работы двигателя зона контактного взаимодействия элементов шатунного подшипника меняется (рисунок 5.10-5.11).



1 – траектория движения центра шатунной шейки вала в подшипнике;
 2 – единичная окружность; 3 – диаграмма износа шатунной шейки; 4 – диа-
 грамма износа вкладышей

Рисунок 5.11 – Траектория движения центра шатунной шейки и диаграммы износа шейки и вкладышей (с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$, режим N_{\max})



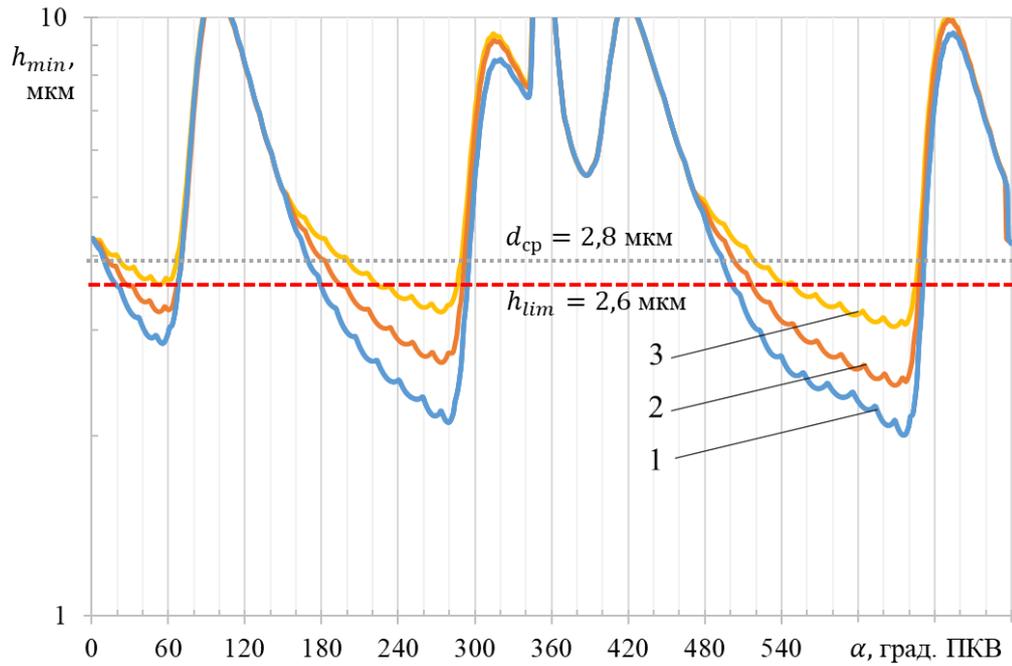
- 1 – траектория движения центра шатунной шейки вала в подшипнике;
 2 – единичная окружность; 3 – диаграмма износа шатунной шейки; 4 – диаграмма износа вкладышей

Рисунок 5.12 – Траектория движения центра шатунной шейки и диаграммы износа шейки и вкладышей (с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$, режим M_{\max})

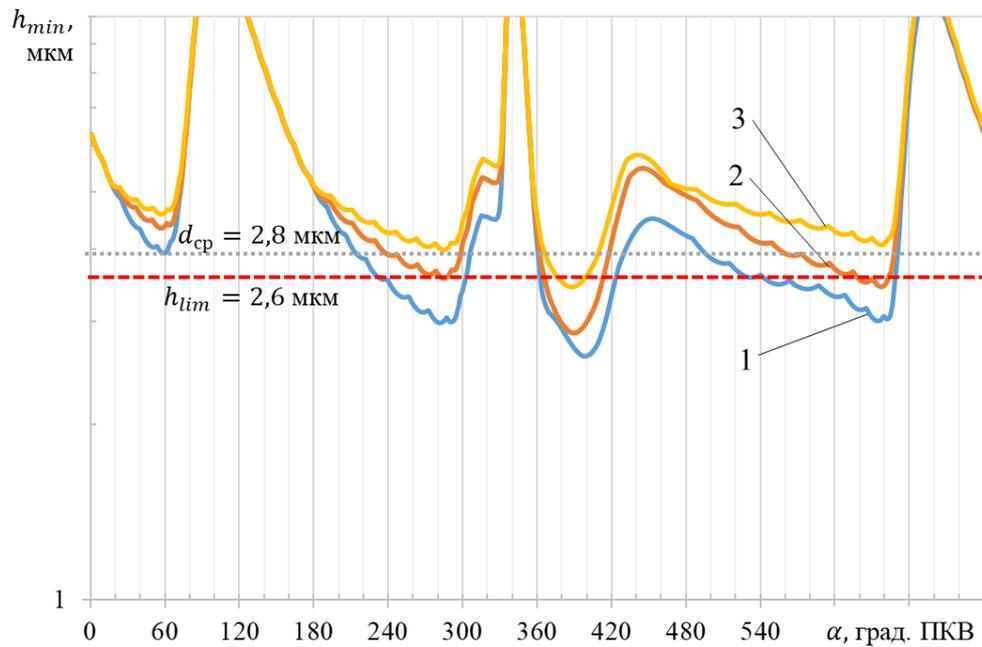
Из рисунков 5.11, 5.12 видно, что наибольшему износу ожидаемо подвержен верхний вкладыш шатунного подшипника в зоне от 180 до 270 градусов по угловой координате подшипника.

Влияние противоизносных свойств масла на распределение минимальной толщины смазочного слоя и потери мощности в шатунном подшипнике двигателя КАМАЗ-740 представлено на рисунках 5.13 и 5.14.

Режим максимальной мощности



Режим максимального крутящего момента



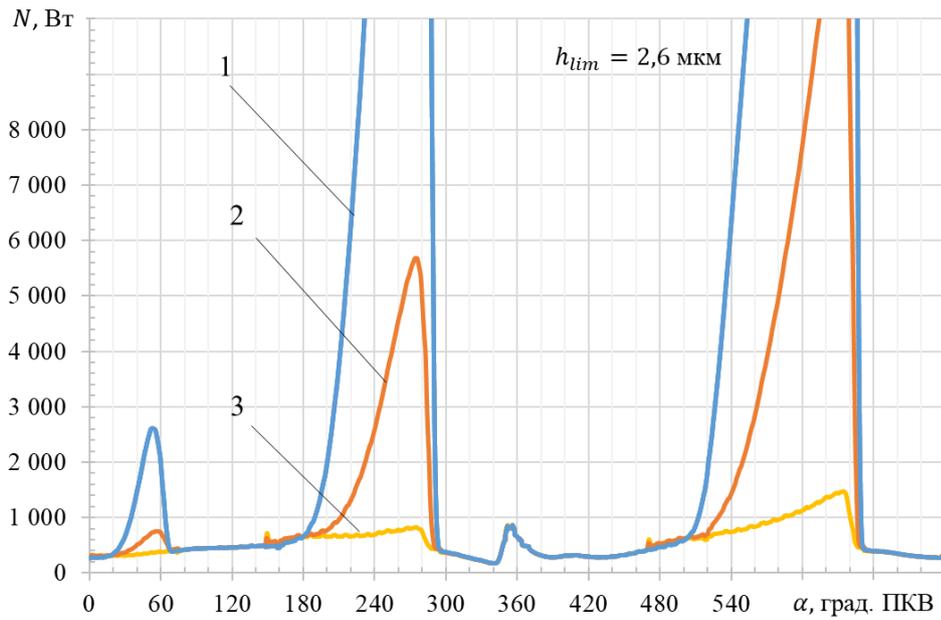
1 – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$;

2 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

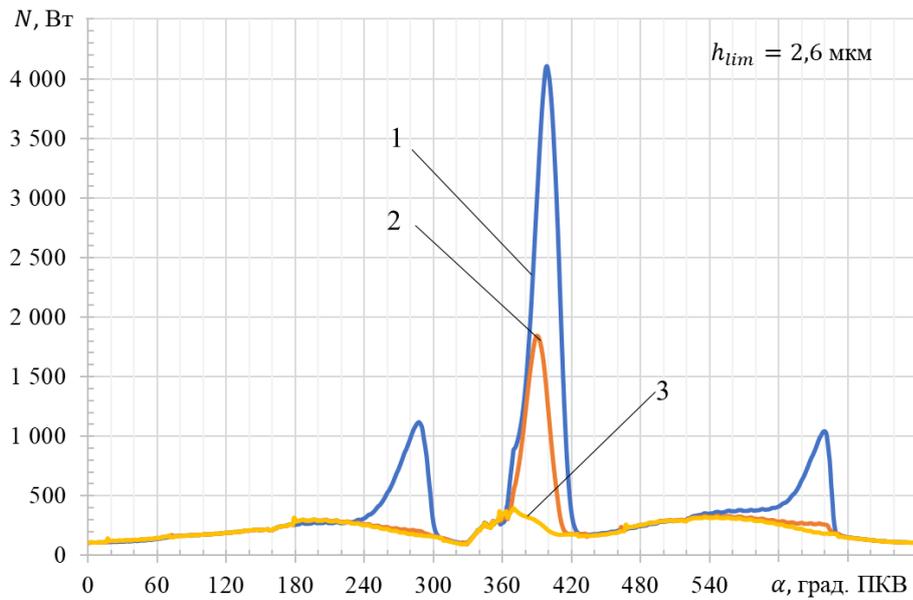
3 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок 5.13 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала при различном уровне противоизносных свойств масла

Режим максимальной мощности



Режим максимального крутящего момента



1 – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$;

2 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок 5.14 – Зависимость потерь мощности на трение в шатунном подшипнике от угла поворота коленчатого вала при различном уровне противоизносных свойств масла

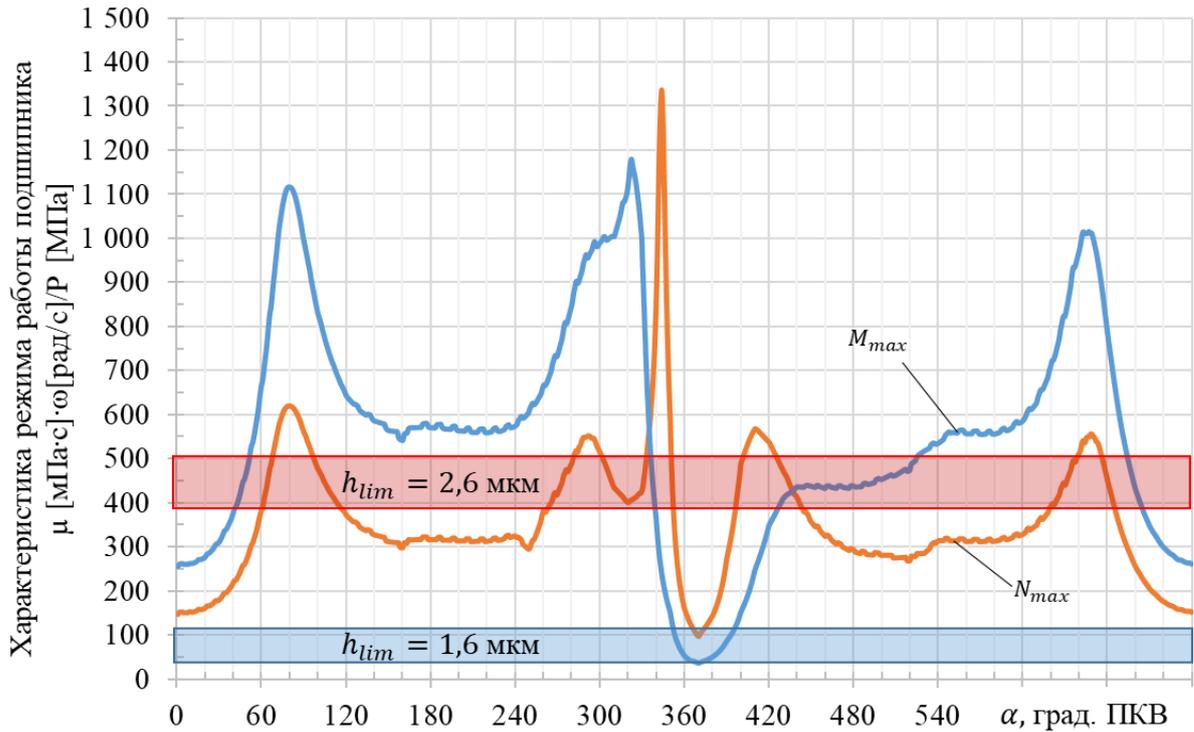


Рисунок 5.15 – Зависимость характеристики режима работы подшипника от угла поворота коленчатого вала

Весьма информативным является распределение характеристики режима работы подшипника по углу поворота коленчатого вала (рисунок 5.15). Из рисунка видно, что шатунные подшипники двигателя КАМАЗ-740 работают преимущественно при жидкостной смазке на режимах максимального крутящего момента и максимальной мощности при значениях минимально допустимой толщины смазочного слоя в 1,3 мкм. В этом случае характеристика режима работы подшипника практически весь цикл нагружения располагается выше критических значений (от 40 до 100 в зависимости от уровня противоизносных свойств масла).

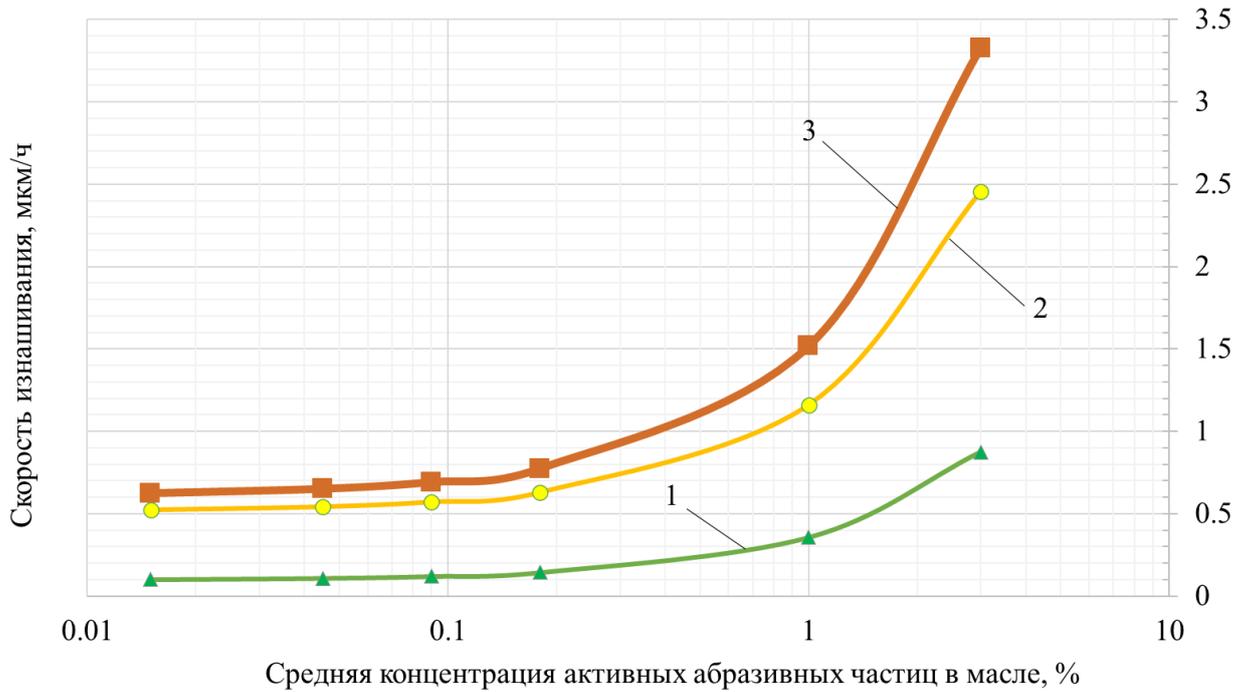
Однако, по мере увеличения предельно допустимой толщины смазочного слоя до 2,6 мкм (что равносильно повышению шероховатости поверхностей трения шейки вала и втулки в процессе эксплуатации) критическая характеристика режима работы подшипника повышается до 400-500 и в этом случае в подшипниках увеличивается продолжительность граничной смазки с соответствующим повышением скорости изнашивания.

Ввиду большого количества факторов, влияющих на ресурс ДВС в целом и подшипников коленчатого вала в частности, представленные здесь расчётные значения ресурса следует рассматривать с точки зрения «идеальных» условий работы, которые значительно отличаются от реальных. Например: в реальных условиях эксплуатации происходит изменение контактных давлений в результате изменения шероховатости поверхностей трения и их геометрии, кроме того, с одной стороны, происходит увеличение концентрации механических примесей в масле, с другой уменьшение тонкости отсева масляного фильтра в процессе его загрязнения, что отражается на интенсивности абразивного изнашивания подшипника; присутствуют периоды пуска при низких температурах с ограниченным количеством подаваемого масла, что приводит к повышению интенсивности изнашивания подшипников; изменяются физико-механические свойства масла и др.

Разработанное ПО при постановке соответствующей задачи позволяет исследовать влияние подобных факторов на интенсивность изнашивания подшипника, его ресурс и обосновывать технические решения, направленные на повышение надёжности работы подшипников и двигателя в целом.

В качестве примера, на рисунке 5.16 представлено влияние концентрации активных абразивных частиц в масле на скорость изнашивания шатунного подшипника (без учёта противоизносных свойств масла) при работе на режиме N_{max} .

Из рисунка видно, что скорость изнашивания нелинейно возрастает с увеличением концентрации активных абразивных частиц. При этом закономерно скорость изнашивания шейки вала ниже скорости изнашивания вкладышей.



1 – скорость изнашивания шейки вала; 2 – скорость изнашивания вкладышей;
3 – суммарная скорость изнашивания подшипника

Рисунок 5.16 – Зависимость скорости изнашивания подшипника от средней концентрации активных абразивных частиц в масле

Результаты расчётной оценки ГМХ, скоростей изнашивания и ресурса шатунных подшипников двигателей ЗИЛ-130, ДМ-21, ДМ-185 и 4Т371, а также подшипника турбогенератора представлены в приложении 5, в таблицах 5.5 и 5.6.

Таблица 5.6 – ГМХ шатунных подшипников рассматриваемых двигателей

Параметры ВГСС	Гидромеханические характеристики					
	$inf h_{min}$, мкм	$sup p_{max}$, МПа	N^* , Вт	Q_B^* , л/с	T_3 , °С	$\alpha_{h_{lim}}$, %
	ЗИЛ-130					
	Режим максимальной мощности N_{max}					
$l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$	2,591	38,57	274,8	0,0204	104,8	0,83
$l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$	3,0	52,7	295,8	0,0212	105,9	0,0
$l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$	3,632	127,1	3,632	0,0203	105,7	0
	8ДМ-21					
$l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$	3,18	209,1	1664	0,109	100,3	0,0
$l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$	3,42	207,6	1761	0,110	100,9	0,0
$l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$	3,71	207,0	1749	0,108	100,8	0,0
	ДМ-185					
$l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$	1,503	279,6	18230	0,0955	114,5	8,0
$l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$	1,897	300,0	5107	0,0894	116,1	0,0
$l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$	2,121	363,0	2743	0,0895	116,0	0,0

Продолжение таблицы 5.6

Параметры ВГСС	Гидромеханические характеристики					
	$inf h_{min}$, мкм	$sup p_{max}$, МПа	N^* , Вт	Q_B^* , л/с	T_3 , °С	$\alpha_{h_{lim}}$, %
	4Т371					
$l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$	2,234	323,5	7201	0,0233	105,5	9,8
$l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$	2,743	323,0	1868	0,0235	106,8	0,0
$l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$	3,310	401,8	623	0,0232	106,5	0,0

Таблица 5.7 – Расчётная оценка скоростей изнашивания и ресурса шатунных подшипников коленчатых валов двигателей (режим максимальной мощности N_{max})

Наименование	Обозначение ДВС					
	ЗИЛ-130 $h_{lim}=2,6$ мкм	8ДМ-21 $h_{lim}=2,6$ мкм	ДМ-185		4Т371	
			$h_{lim}=2,6$ мкм	$h_{lim}=1,8$ мкм	$h_{lim}=2,6$ мкм	$h_{lim}=1,8$ мкм
Скорость изнашивания шейки вала, мкм/ч	0,002429 ¹⁾	0,02179 ¹⁾	0,8664 ¹⁾	0,09573 ¹⁾	0,04936 ¹⁾	0,01853 ¹⁾
	0,0001238 ²⁾	0,01258 ²⁾	0,2610 ²⁾	0,02378 ²⁾	0,01392 ²⁾	0,01296 ²⁾
	0,0000006293 ³⁾	0,00800 ³⁾	0,05151 ³⁾	0,01612 ³⁾	0,004767 ³⁾	0,01027 ³⁾
Скорость изнашивания вкладыша, мкм/ч	0,02008 ¹⁾	0,03653 ¹⁾	4,459 ¹⁾	0,3855 ¹⁾	0,2099 ¹⁾	0,03058 ¹⁾
	0,001029 ²⁾	0,0222 ²⁾	1,303 ²⁾	0,03861 ²⁾	0,03515 ²⁾	0,02230 ²⁾
	0,000005230 ³⁾	0,0140 ³⁾	0,2222 ³⁾	0,01554 ³⁾	0,008103 ³⁾	0,01789 ³⁾
Скорость изнашивания подшипника, мкм/ч	0,02251 ¹⁾	0,05832 ¹⁾	5,325 ¹⁾	0,4812 ¹⁾	0,2593 ¹⁾	0,04911 ¹⁾
	0,001153 ²⁾	0,03478 ²⁾	1,564 ²⁾	0,06238 ²⁾	0,04907 ²⁾	0,03526 ²⁾
	0,000005859 ³⁾	0,0222 ³⁾	0,2737 ³⁾	0,03166 ³⁾	0,01287 ³⁾	0,02816 ³⁾
Ресурс подшипника по износу, ч	1333 ¹⁾	771,6 ¹⁾	10,99 ¹⁾	121,6 ¹⁾	206 ¹⁾	1089 ¹⁾
	26030 ²⁾	1294 ²⁾	37,4 ²⁾	937,8 ²⁾	1090 ²⁾	1517 ²⁾
	5120000 ³⁾	2045 ³⁾	213,7 ³⁾	1848 ³⁾	4157 ³⁾	1900 ³⁾
Усталостная долговечность вкладышей, ч	437500 ¹⁾	45350 ¹⁾	3336 ¹⁾	3336 ¹⁾	988 ¹⁾	3336 ¹⁾
	125600 ²⁾	48080 ²⁾	3389 ²⁾	1888 ²⁾	1001 ²⁾	1018 ²⁾
	3713 ³⁾	49310 ³⁾	1856 ³⁾	413,3 ³⁾	174 ³⁾	965 ³⁾

Примечание:

1) – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$;2) – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;3) – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$;

для всех вариантов учитывается зависимость вязкости масла от температуры, давления и скорости сдвига

Для удобства сравнения результатов расчёта скоростей изнашивания с известными эксплуатационными данными, в таблице 5.8 представлены результаты для

двигателей КАМАЗ-740 и ЗИЛ-130, переведённые в другую размерность – мкм/1000 км.

Перевод осуществляется по следующей формуле

$$V_{\text{изн}} = \frac{v_{w,\text{max}} \cdot \pi \cdot 4 \cdot 1355 \cdot 1000}{3600 \cdot \omega}, \text{ мкм/1000 км,} \quad (5.2)$$

где $v_{w,\text{max}}$ – расчётная максимальная скорость изнашивания, мкм/ч; ω – угловая скорость коленчатого вала на конкретном режиме работы двигателя, рад/с.

Формула (5.2) получена на основе предложенного Е.А. Чудаковым параметра оборотности двигателя, показывающего сколько оборотов сделает коленчатый вал двигателя автомобиля на 1 км пути. Исследованиями Е.А. Индикта, А.В. Галицкого, Г.Л. Дрибинского установлено, что параметр оборотности для автомобилей меняется в зависимости от условий эксплуатации. Например, для автомобилей средней грузоподъёмности – составляет 2710 [189].

Таблица 5.8 – Скорости изнашивания шатунных подшипников двигателей КАМАЗ-740 и ЗИЛ-130 в мкм/1000 км

Наименование	Обозначение ДВС		
	ЗИЛ-130	КАМАЗ-740	
		N_{max}	M_{max}
Скорость изнашивания шейки вала, мкм/1000км	0,0343 ¹⁾	1,5145	0,0360
	0,0017 ²⁾	0,1690	0,0075
	0,00001 ³⁾	0,0064	0,0001
Скорость изнашивания вкладыша, мкм/1000км	0,2834	7,8097	0,1876
	0,0145	0,8772	0,0396
	0,0001	0,0334	0,0007
Скорость изнашивания подшипника, мкм/1000км	0,3177	9,3242	0,2236
	0,0163	1,0462	0,0471
	0,0001	0,0398	0,0009

Примечание:

¹⁾ – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_s = 0$;

²⁾ – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30$ нм, $n = 0,99$;

³⁾ – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50$ нм, $n = 0,99$

5.1.3.2 Подшипник турбоагрегата (силовой паровой турбины)

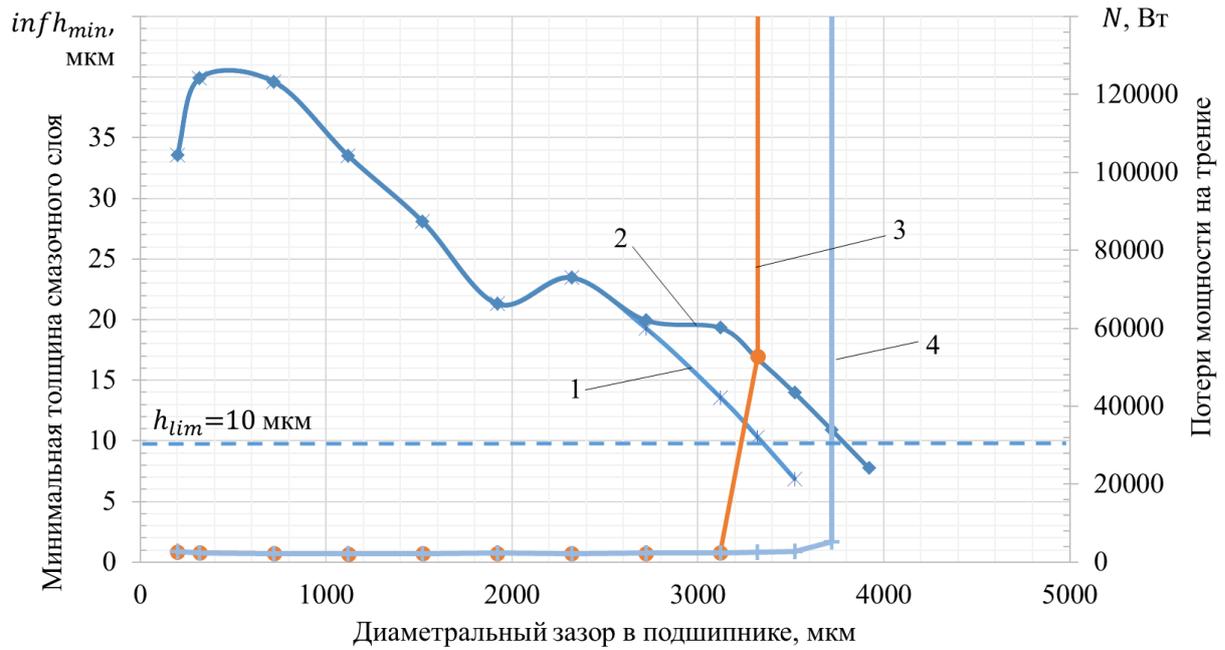
Отказы подшипников паровых турбин во многом определяются соблюдением правил эксплуатации, включая техническое обслуживание и ремонт [266, 220]. Однако изнашивание подшипников силовых паровых турбин происходит главным образом в периоды пуска и останова ротора, а также при аварийном отключении подачи масла, поскольку в этот момент поверхность ротора контактирует с поверхностью подшипника.

Для обеспечения плавной остановки ротора турбины при аварийном отключении подачи масла применяются специальные защитные резервуары. Объём масла в них рассчитывается исходя из условия, что его будет достаточно для маслоснабжения подшипников до достижения турбиной критической частоты вращения, ниже которой происходит контактирование шейки вала с подшипником, то есть в подшипнике реализуется граничный режим смазки. В связи с этим оценка времени выбега ротора турбины, а также определение критических условий работы подшипника существенно зависят от противоизносных свойств применяемых турбинных масел.

Ниже представлены результаты оценки предельно допустимого радиального зазора в подшипнике турбоагрегата, влияния противоизносных свойств турбинного масла на работоспособность подшипника (рисунки 5.17-5.21).

Расчётная диаграмма Герси-Штрибека для подшипника турбоагрегата представлена на рисунке 5.18, из которого видно весьма существенное влияние противоизносных свойств масел на критическое значение характеристики режима работы такого крупногабаритного подшипника.

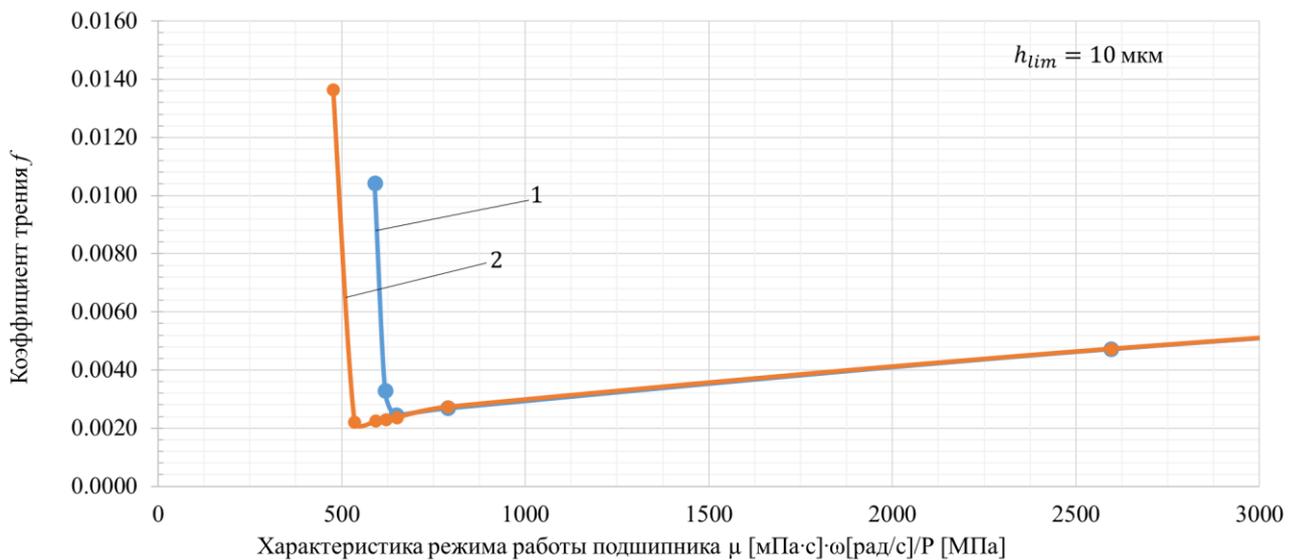
Для подшипников такого типа характерно резкое повышение скорости изнашивания при достижении критической скорости вращения ротора (рисунок 5.20).



1, 3 – без учёта противоизносных свойств масла;

2, 4 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

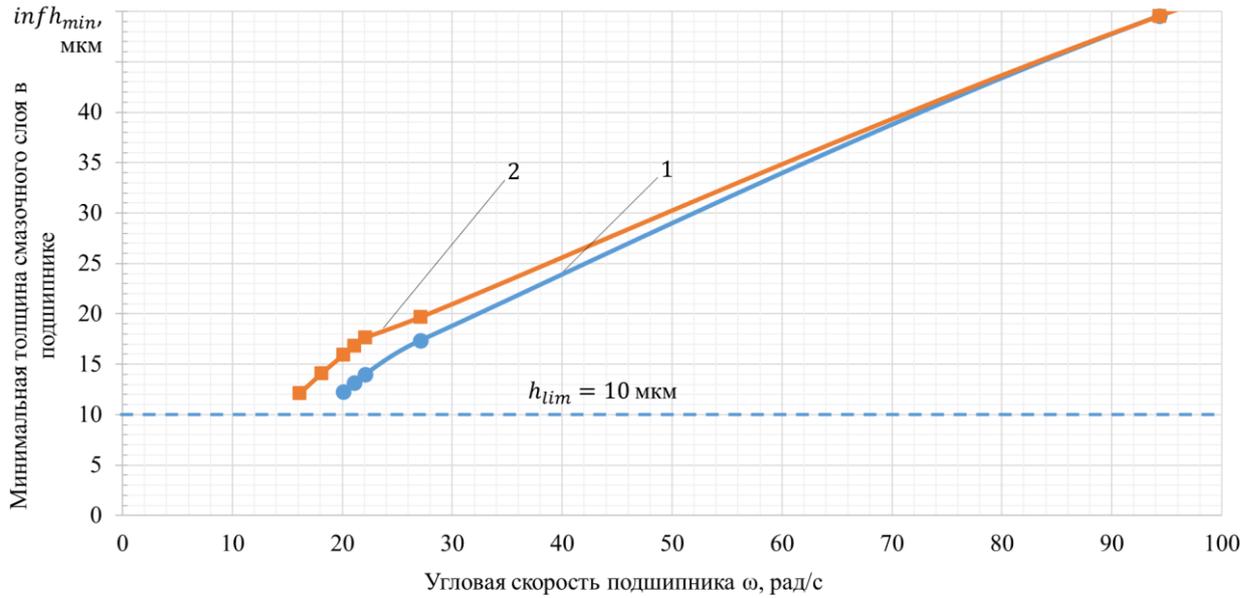
Рисунок 5.17 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя подшипника силовой паровой турбины от диаметрального зазора



1 – без учёта противоизносных свойств масла;

2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$

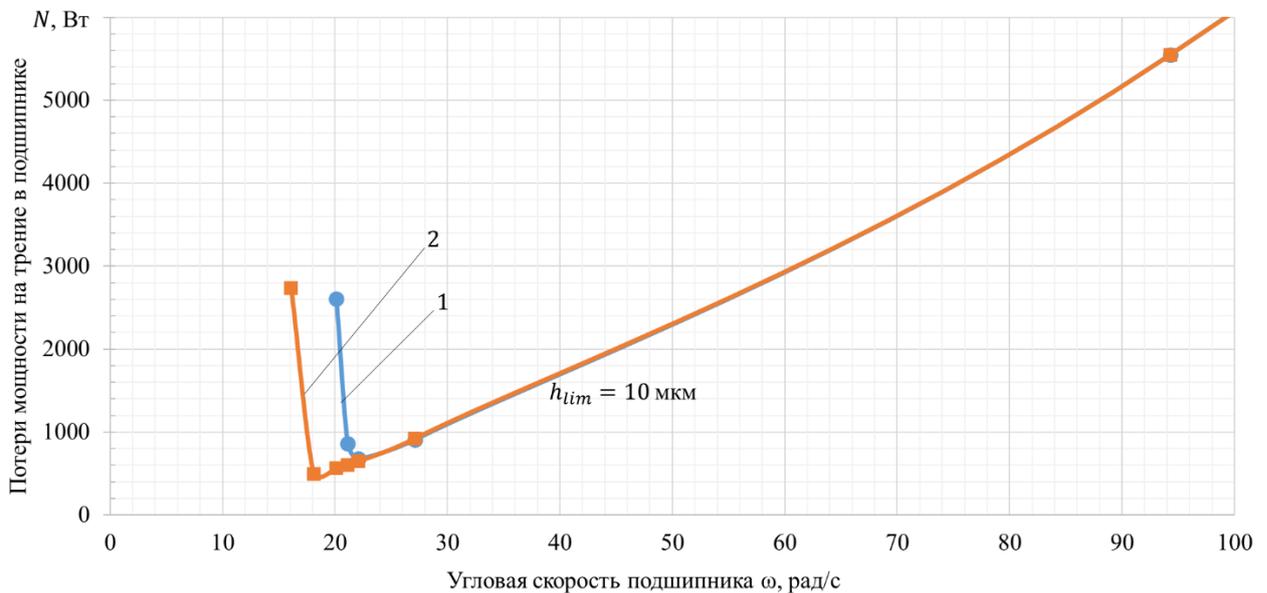
Рисунок 5.18 – Расчётные диаграммы Герси-Штрибека и скорости изнашивания подшипника силовой паровой турбины



1 – без учёта противоизносных свойств масла;

2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$

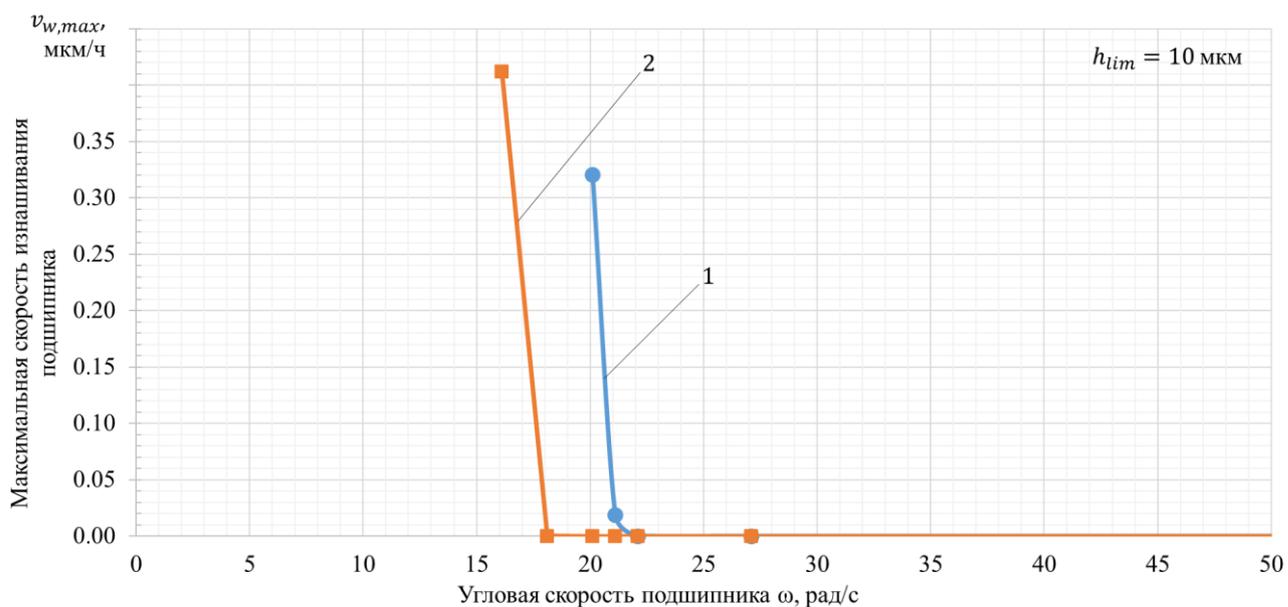
Рисунок 5.19 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя подшипника силовой паровой турбины от угловой скорости вращения вала



1 – без учёта противоизносных свойств масла;

2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$

Рисунок 5.20 – Зависимость потерь мощности на трение в подшипнике силовой паровой турбины от угловой скорости вращения вала



1 – без учёта противоизносных свойств масла;

2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$

Рисунок 5.21 – Максимальные скорости изнашивания в подшипнике силовой паровой турбины в зависимости от угловой скорости вращения вала

5.2 Выводы по пятой главе

В результате практического применения разработанного ПО для оценки ресурса и скорости изнашивания сложнагруженных ПС можно сделать следующие выводы.

1. Расчётным путём показано, что противоизносные свойства смазочного материала оказывают существенное влияние на скорость изнашивания элементов подшипника, на условия смены режима смазки в подшипнике с гидродинамического на граничный. Установлено, что критическое значение характеристики режима работы подшипника имеет экспоненциальную зависимость от уровня противоизносных свойств применяемого смазочного материала, которые выражаются величиной параметра l_{h_0} , характеризующего толщину адсорбционного граничного слоя, образуемого моторными маслами на поверхностях трения сопряжений ПС. Получены аппроксимирующие коэффициенты для шатунных подшипников ряда отечественных ДВС. Показано, что несущая способность подшипников в зависимости от уровня противоизносных свойств масел может меняться от

44% до 63%. Таким образом, пренебрежение этими свойствами при расчётах сложонагруженных сопряжений машин ведёт к существенному снижению достоверности моделирования и ошибочной оценки их работоспособности.

2. Впервые получены расчётные диаграммы Герси-Штрибека для шатунных подшипников коленчатых валов ряда отечественных поршневых машин – ДВС, с учётом влияния уровня противоизносных свойств моторного масла. Практическая значимость результатов подтверждается актами использования результатов исследования (приложение б).

3. Применение нового ПО в практике проектирования позволяет значительно повысить качество проработки технических решений ПС для обеспечения требуемой надёжности на ранних этапах создания машин. Расчётные значения скоростей изнашивания шатунных подшипников ряда рассмотренных ДВС удовлетворительно совпадают с известными эксплуатационными данными. В частности, расчётная скорость изнашивания шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740 в зависимости от уровня противоизносных свойств моторного масла и режима работы двигателя лежит в довольно широких пределах от 0,0009 мкм/1000км до 9,0 мкм/1000 км. Средний темп износа шатунных подшипников этого двигателя в эксплуатации составляет по данным А.С. Денисова от 0,24 до 0,51 мкм/1000 км. Средний темп износа шатунных подшипников двигателя ЗИЛ-130 по данным В.Н. Прокопьева составляет 0,135 мкм/1000 км, в то время как расчётный темп износа составит от 0,0001 до 0,3 мкм/1000 км в зависимости от уровня противоизносных свойств масла. Такое удовлетворительное совпадение позволило использовать разработанное ПО для оценки скоростей изнашивания и ресурса подшипников ряда перспективных отечественных двигателей (ДМ-185, 4Т371).

4. Расчётные исследования шатунного подшипника двигателя перспективного семейства ДМ-185 позволили сформировать рекомендации по повышению его ресурса. В частности, повышение класса чистоты обработки поверхности шатунной шейки и вкладышей для обеспечения критической толщины смазочного слоя не выше 1,5 мкм. Поскольку шатунный подшипник около 50% цикла нагружения работает вблизи критических значений характеристики режима работы, то необхо-

димо также снизить тонкость отсева масляного фильтра. Однако, на скорость изнашивания подшипника чистота поверхностей шейки и вкладыша оказывает большее влияние, чем тонкость отсева системы фильтрации. Предварительно, снижение тонкости отсева в системе фильтрации до 5 мкм способствует снижению скорости изнашивания на 8%. В то время как понижение критической толщины смазочного слоя (связана с величиной шероховатостей поверхностей) с 2,6 мкм до 1,8 мкм приводит к снижению скорости изнашивания подшипника в 8-11 раз в зависимости от уровня противоизносных свойств масла. В связи с этим важно обеспечить постоянство класса шероховатостей поверхностей трения в процессе эксплуатации для обеспечения ресурса.

Снижение концентрации активных абразивных частиц в масле с 0,015 % до 0,0015% приводит к снижению скорости изнашивания на 8%, аналогично снижению тонкости отсева.

Для повышения ресурса подшипников коленчатого необходимо применять моторные масла, обеспечивающие толщину адсорбционного граничного слоя на уровне 1 мкм.

6 ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЁЖНОСТИ И РЕСУРСА СОПРЯЖЕНИЙ МАШИН В ЭКСПЛУАТАЦИИ

6.1 Предварительные замечания

Повышение надёжности и ресурса сопряжений деталей машин – комплексная задача, решаемая на всех основных этапах их жизненного цикла: проектирования, изготовления, монтажа и эксплуатации [121]. При этом эксплуатация является самым длительным этапом жизненного цикла машины, её отдельных агрегатов, узлов и сопряжений деталей, на котором реализуется ресурс заложенный в технических решениях при проектировании.

Для современного машиностроения характерно широкое применение электронно-вычислительных систем и устройств, управляющих рабочими процессами сложных технических систем. В частности, современный поршневой ДВС по мере развития компонентой базы становится всё более интеллектуальным [207]. И сегодня широкое распространение получили управляемые масляные насосы и системы охлаждения с переменной производительностью, управляемые вентиляторы системы охлаждения, форсунки охлаждения поршней и др. [86, 265, 18, 29]. Подобные технические решения направлены на снижение механических потерь в ДВС (а именно, паразитных потерь мощности на привод вспомогательных агрегатов), обеспечение его оптимальной работы в различных условиях эксплуатации.

Также активно во всех отраслях развиваются бортовые информационно управляющие системы (БИУС) [133]. Такие системы облегчают управление, диагностику технического состояния машин и оборудования. Одним из ярких примеров машин, где активно применяется БИУС являются наземные транспортные средства – автомобили, локомотивы и др. Как правило БИУС объединяет центральный процессорный блок и контроллеры (блоку управления) различных агрегатов и систем машины [106, 122]: ДВС, антиблокировочной системы, управление трансмиссией, климатической системой и др.

Подшипники скольжения машин как структурные ресурсопределяющие элементы вместе со смазочными системами также становятся объектами управления и наблюдения со стороны БИУС.

Смазочные системы машин вместе с фильтрующими элементами обеспечивают снижение интенсивности изнашивания, теплонапряжённости сопряжений. В этой связи необходимо подчеркнуть важность защиты сопряжений от абразивных частиц, как поступающих извне, так и образуемых в процессе работы машины.

В частности, относительно таких широко распространённых поршневых машин как ДВС М.А. Григорьев отмечал: «Первым и наиболее экономически выгодным направлением работ по повышению моторесурса является обеспечение надёжной защиты трущихся пар от абразивных частиц» [147]. Это утверждение справедливо для любых машин, сопряжения которых подвержены абразивному износу.

Один из главных путей повышения долговечности двигателей – обеспечение в них надёжной защиты подшипников коленчатого вала от абразивного изнашивания за счёт применения эффективных систем очистки масла [148].

Механизм абразивного изнашивания частично был описан в первой главе работы (п.1.2). Отметим здесь лишь то, что в процессе абразивного изнашивания могут участвовать только те частицы, диаметр которых оказывается больше величины зазора, а также твёрдость которых выше твердости поверхностей трения. Другие частицы свободно проходят через зазоры, превышающие их размер, не вызывая износа, а частицы с прочностью меньшей твердости поверхностей трения подвергаются дроблению и их активное абразивное действие прекращается.

Связь между количеством абразивных частиц, их размером и износом подшипника очевидна. Таким образом, относительное количество частиц, участвующих в изнашивании подшипника, зависит прежде всего от режима работы самого подшипника. Наиболее опасным режимом является режим граничной смазки при толщине смазочного слоя менее 1 мкм, поскольку в таком случае участие в изнашивании подшипника принимают практически все абразивные частицы, находящиеся в масле.

М.А. Григорьев отмечал: «Исследования процессов фильтрации масла в ДВС показывают, что относительно крупные абразивные частицы загрязнений неорганического происхождения находятся в масле обычно перед пуском двигателя». Такие частицы приводят к высоким скоростям изнашивания сопряжений поскольку в период пуска и прогрева двигателя весь объём масла многократно прокачивается через систему смазки и, в частности, через подшипники скольжения.

Избежать попадания крупных абразивных частиц в подшипниковые узлы двигателя в период пуска и прогрева позволяют системы комбинированного фильтрования с несколькими ступенями очистки масла. Разработкой новых принципов очистки масла в ДВС комбинированным фильтрованием в нашей стране занимались Г.П. Кича, Н.В. Свистунов [196].

Комбинированная очистка масла в ДВС предусматривает использование комбинированных систем, фильтров и элементов. В системах комбинированию подлежат агрегаты очистки, в фильтрах – элементы, в элементах – фильтрующие перегородки.

Такие комбинированные системы нашли широкое применение в смазочных системах дизелей грузовых автомобилей, спецтехники и сельскохозяйственных машинах, использующих фильтрующие элементы различных типов. Например, бумажный полнопоточный фильтр совместно с центробежным (центрифугой). В легковых автомобилях такие решения менее распространены, но активное развитие их смазочных систем и фильтров продолжается.

Авторы работы [196] показали пути улучшения основных характеристик фильтрующих элементов комбинированных (ЭК) (рисунок 6.1). Такие направления как: совершенствование схем включения входящих в комбинацию фильтрующих перегородок в процесс очистки и оптимизация их взаимного расположения; управление потоком фильтрующего масла, проходящего через различные части фильтрующей перегородки; автоматическое включение в работу и вывод из процесса фильтрования отдельных секций ЭК – уже сегодня находят отражение в смазочных системах современных машин. В будущем следует ожидать дальнейшего развития этих направлений.

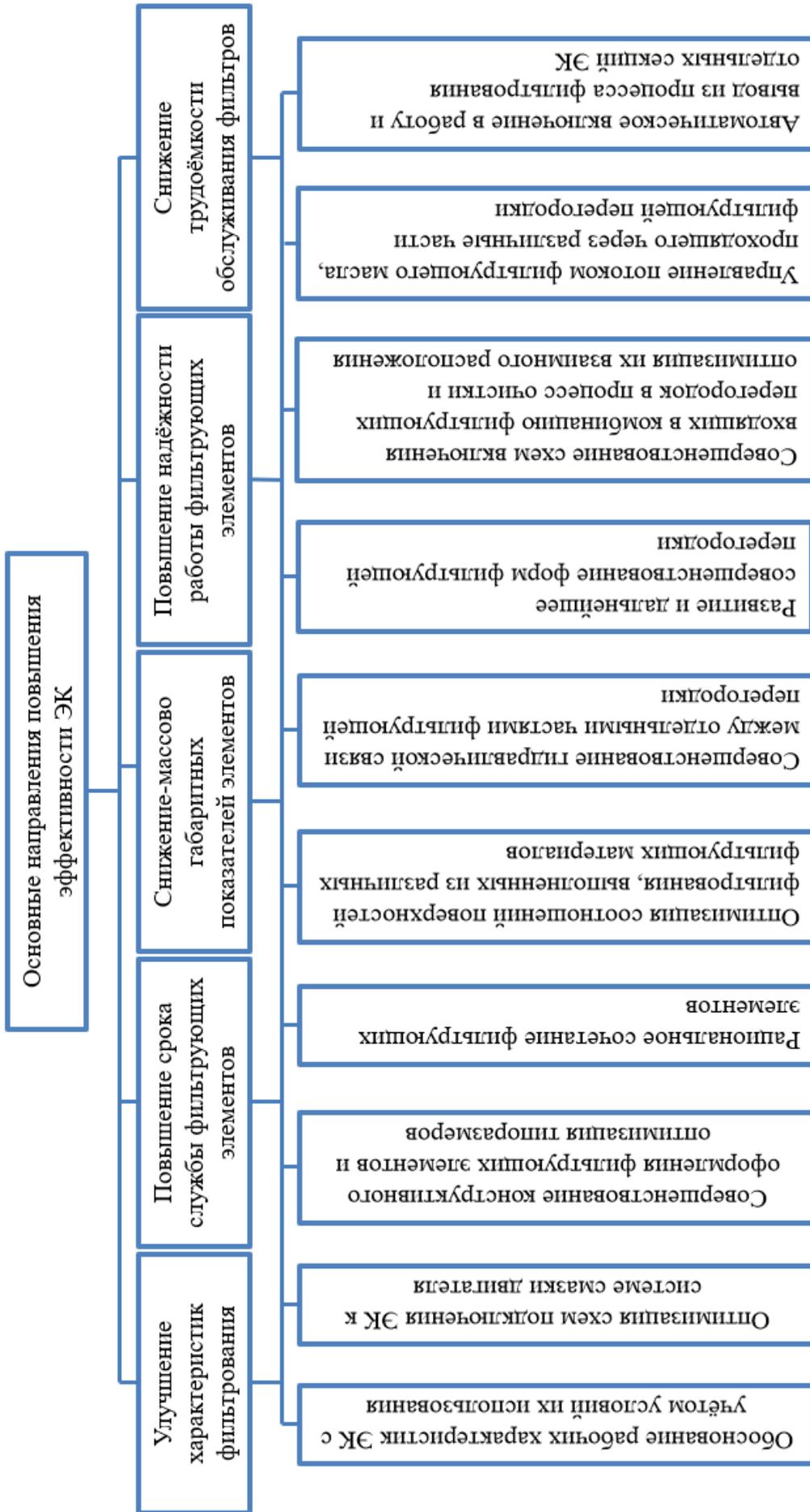


Рисунок 6.1 – Пути улучшения основных характеристик фильтрующих ЭК тонкой очистки масла в ДВС

Всё выше сказанное подводит нас к взаимосвязи между разработанной в настоящем исследовании методикой моделирования изнашивания сложнонагруженных сопряжений машин, ПО и техническими решениями смазочных систем и систем фильтрации. А именно, методика моделирования изнашивания позволяет получить результаты, которые являются базой для построения алгоритмов управления автоматическим включением в работу и выводом из процесса фильтрации отдельных секций комбинированных фильтрующих элементов. А алгоритмы управления, как известно, составляют основу любой БИУС.

С помощью ПО для подшипника заданного конструктивного исполнения в заданных условиях эксплуатации могут быть определены требования к тонкости отсева и полноте отсева системы фильтрации.

Проведённые расчётные исследования показывают, что для каждого режима эксплуатации, а также по мере изменения технического состояния подшипников, тонкость и полнота отсева системы фильтрации должна изменяться для обеспечения максимальной защиты подшипника от абразивных частиц и изнашивания. Другими словами, системы фильтрации должны разрабатываться с учётом условий нагружения и работы сопряжений. Конечно, на скорость изнашивания сопряжений машин и их ресурс в эксплуатации влияет множество факторов. И мы не ставим перед собой задачу охватить всё их многообразие, и различные виды износа, к которым они приводят. В данной главе представлены обусловленные потребностями практики технические решения, предлагаемые для защиты от абразивного износа сопряжений машин, как наиболее часто встречающегося.

В рамках исследования был разработан ряд технических решений, которые защищены патентами, представленными в приложении 7 [233-237] – двухступенчатый и разборный масляные фильтры [233-235], сигнальное устройство загрязнения масляного фильтра [237]. Необходимо сразу оговориться, что эти технические решения требуют адаптации под конкретные условия применения и могут быть применены не только для ДВС.

Далее приведено краткое описание сути предлагаемых технических решений. Подробный анализ прототипов изложен в текстах указанных патентов.

6.2 Двухступенчатый масляный фильтр

Задачей двухступенчатого фильтра является исключение как возможности возникновения режима «масляного голодания» при работе двигателя, так и попадания в двигатель масла, не прошедшего очистку с относительно крупными абразивными частицами.

Предлагаемый масляный фильтр (рисунок 6.2) состоит из основания 1, с центральным резьбовым отверстием 2, соединенного закаткой с корпусом 3. В основании 1 выполнены отверстия 4 для прохода масла в фильтр, над которыми установлен подпружиненный антидренажный клапан 5. Внутри корпуса фильтра установлена перегородка 6, разделяющая его объем на основную 7 и дополнительную 8 полости. В перегородке 6 установлены два перепускных 9 и один дренажный 10 клапаны. В основной полости корпуса фильтра 7 установлен основной фильтрующий элемент 11, а в верхней части – дополнительный фильтрующий элемент 12 с меньшим коэффициентом отсева. Между основным фильтрующим элементом 11 и перегородкой 6 установлена простановочная втулка 13, препятствующая соосному перемещению основного фильтрующего элемента 11. Дополнительный фильтрующий элемент 12 поджимает пружина 14. Через основной и дополнительный фильтрующие элементы проходит центральная трубка 15. Уплотнительное кольцо 16 служит для герметизации соединения основания 1 с двигателем.

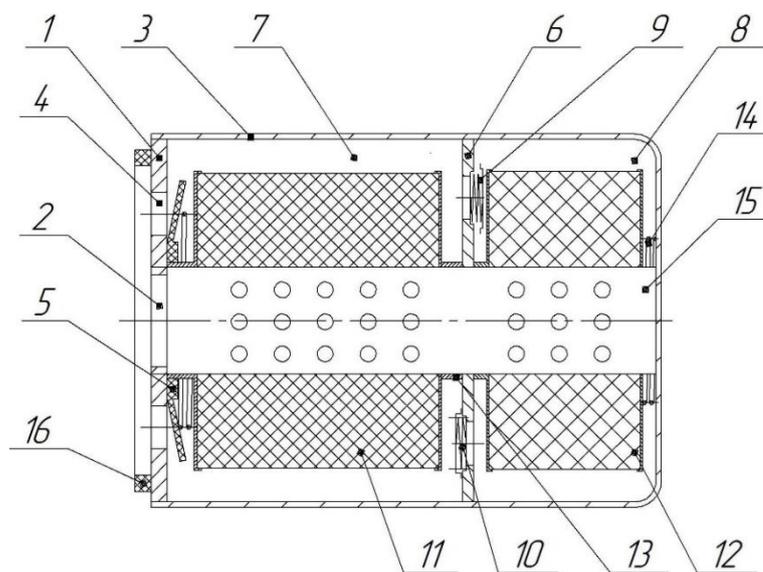


Рисунок 6.2 – Двухступенчатый масляный фильтр

Предлагаемый масляный фильтр может работать в двух режимах. Первый режим, когда двигатель не прогрет и запускается в зимних условиях при низких температурах, и второй - при разогретом двигателе и масле.

При первом режиме (рисунок 6.3) подаваемое насосом масло через отверстия 4 в основании 1 поступает в основную полость фильтра 7. Поскольку непрогретое масло имеет высокую вязкость, оно густое, поэтому его прохождение через основной фильтрующий элемент 11 затруднено, в результате чего оно замедляет свой ход и создает внутри основной полости фильтра 7 высокое давление. Давление распространяется во все стороны, воздействует на дренажный клапан 10 и закрывает его. При дальнейшем нарастании давления и достижении его заданного значения, открываются перепускные клапаны 9, и масло поступает в дополнительную полость фильтра 8. Поскольку находящийся там дополнительный фильтрующий элемент 12 имеет меньшую степень отсеивания, он создает меньшее сопротивление фильтрации масла. В результате, поступающее в дополнительную полость фильтра масло, проходит через дополнительный фильтрующий элемент, очищается и через центральную трубку фильтра 15 и центральное отверстие 2 в основании 1 подается в двигатель. При этом ни одна частица грязи, находящейся в масле к трущимся поверхностям двигателя не поступает.

При дальнейшей работе двигателя (рисунок 6.4) масло, поступающее в фильтр, прогревается, его вязкость снижается, и оно становится менее густым. В результате этого его прохождение через основной фильтрующий элемент 11 облегчается, и давление внутри основной полости фильтра 7 снижается. Как только давление масла станет меньше заданного значения, перепускные клапаны 9 закрываются, и поступление масла в дополнительную полость фильтра 8 прекращается. В дальнейшем очистка масла ведется только с помощью основного фильтрующего элемента, и через центральное отверстие 2 в основании 1 оно подается в двигатель. При этом втором режиме, дополнительный фильтрующий элемент в работе не участвует и его загрязнения не происходит.

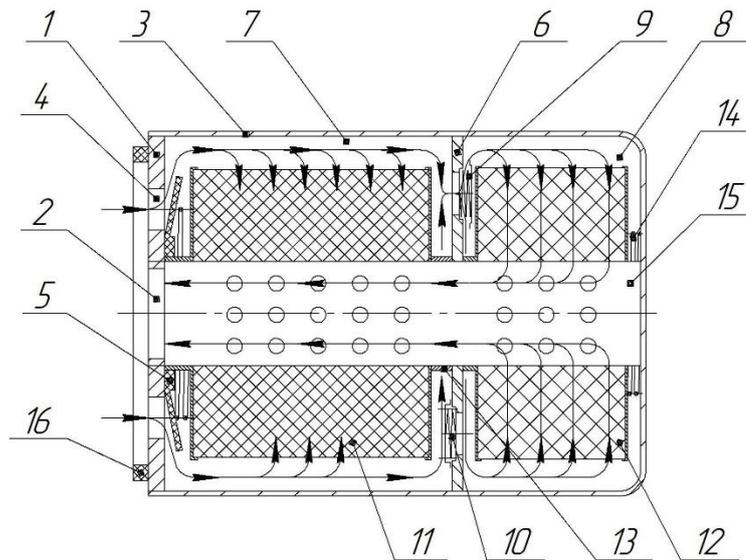


Рисунок 6.3 – Первый режим работы двухступенчатого масляного фильтра

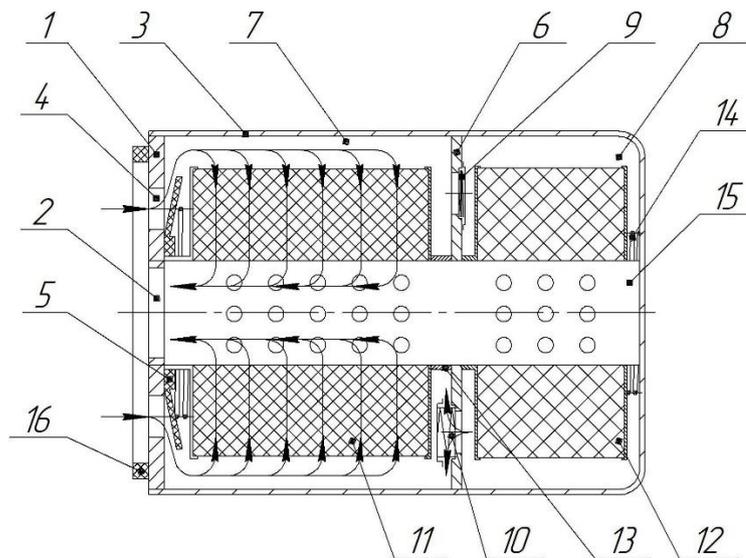


Рисунок 6.4 – Второй режим работы двухступенчатого масляного фильтра

После остановки двигателя, масло перестает поступать в фильтр, давление внутри его основной полости 7 снижается, что приводит к открытию дренажного клапана 10 и масло, находившееся в дополнительной полости фильтра 8, перетекает в его основную полость.

Если двигатель запускается при положительных температурах и нормальной вязкости масла, работает только основная полость фильтра, закрытые перепускные клапаны изолируют дополнительную полость, поэтому расположенный в ней

дополнительный фильтр не работает. Тем самым исключается его загрязнение и достигается большой ресурс и повышенная надежность в работе фильтра.

6.3 Масляный фильтр с сигнальным устройством

Данный масляный фильтр (рисунок 6.5) содержит основание 1 с центральным резьбовым отверстием 2, соединенное закаткой с корпусом 3. В основании 1 выполнены дренажные отверстия 4 для прохода масла в фильтр, над которыми установлен подпружиненный антидренажный клапан 5. В верхней части корпуса фильтра выполнена горловина 6 с внутренним отверстием 7 и резьбой 8. В отверстие горловины 7 закручена заглушка 9 с уплотнительным кольцом 10. Внутри корпуса фильтра установлен фильтрующий элемент 11, поджимаемый пружиной 12. Через фильтрующий элемент 11 проходит центральная трубка 13, в верхней части которой установлен перепускной клапан 14, имеющий мембрану 15, поджимаемую пружиной 16. Уплотнительное кольцо 17 служит для герметизации соединения основания 1 с двигателем.

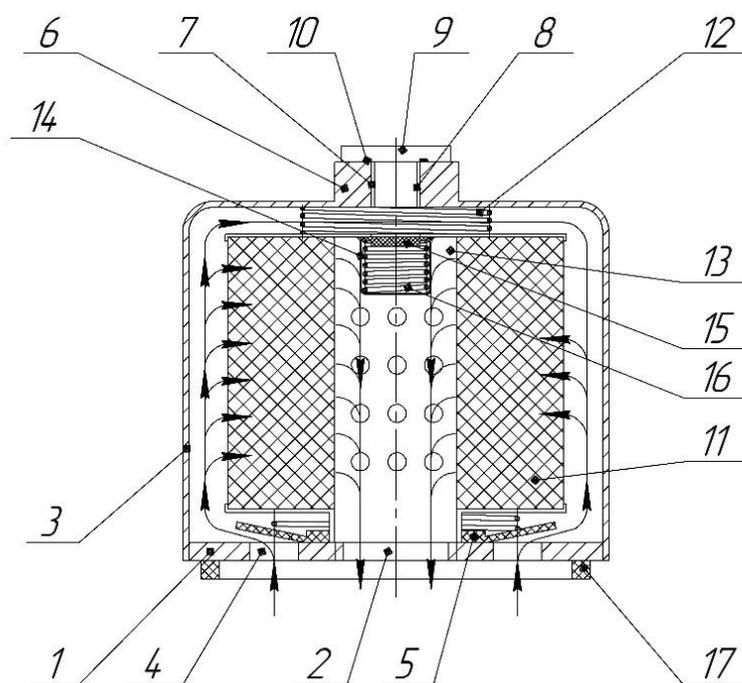


Рисунок 6.5 – Масляный фильтр с сигнальным устройством

Основой сигнального устройства для определения состояния автомобильного масляного фильтра является электропроводящий датчик давления 18 открытия перепускного клапана 14 (рисунок 6.6), включающийся при том же давлении в

полости 19 внутри корпуса фильтра до фильтрующего элемента 11, при котором открывается перепускной клапан 14. Электропроводящий датчик давления 18 открытия перепускного клапана 14 сигнального устройства для определения состояния автомобильного масляного фильтра устанавливается вместо заглушки 9 (см. фиг.1) и подключается с помощью электрического провода 20, запитываемого от аккумуляторной батареи 21 автомобиля, к контрольной лампе 22, которая может быть установлена на панели приборов в кабине водителя.

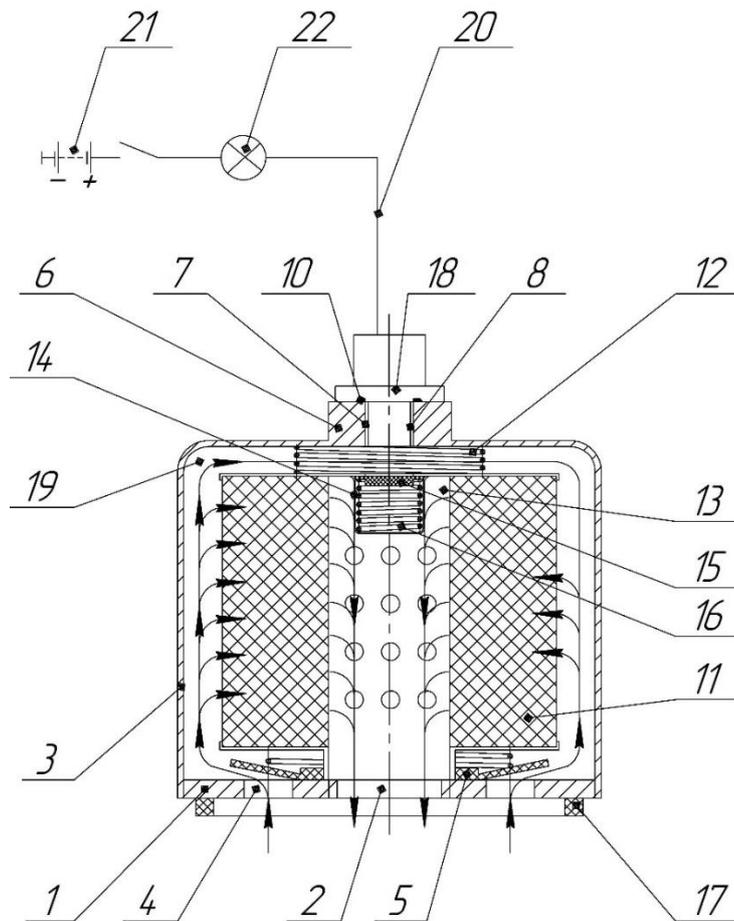


Рисунок 6.6 – Работа масляного фильтра с сигнальным устройством

Предлагаемое устройство работает следующим образом (рисунок 6.6). После установки описанного масляного фильтра на двигатель автомобиля или другой машины, с него снимается заглушка 9 и на горловину 6 с помощью резьбового соединения 8 устанавливается электропроводящий датчик давления 18 открытия перепускного клапана 14. Таким образом, электропроводящий датчик давления 18 расположен точно напротив перепускного клапана 14. В тот момент, когда давление масла внутри корпуса в полости 19 фильтра до фильтрующего элемента 11

достигает порогового значения, при котором открывается перепускной клапан 14, срабатывает электропроводящий датчик давления 18 открытия перепускного клапана, подающий по электрическому проводу 20 электрический сигнал на контрольную лампу 22. Контрольная лампа 22 загорается, сообщая водителю, что перепускной клапан 14 открыт. При падении давления внутри корпуса в полости 19 фильтра до фильтрующего элемента 11 ниже порогового значения, перепускной клапан 14 закрывается, одновременно с этим выключается и электропроводящий датчик давления 18 открытия перепускного клапана, электрическая сеть размыкается, и контрольная лампа 22 гаснет.

С помощью предлагаемого масляного фильтра с сигнальным устройством водитель может получить следующую информацию.

1. При пуске холодного двигателя при низких температурах окружающего воздуха, вязкость моторного масла существенно повышается, поэтому давление внутри фильтра в полости 19 до фильтрующего элемента 11 возрастает, в результате чего пропускная способность фильтрующего элемента 11 падает и открывается перепускной клапан 14. В этот момент загорается контрольная лампа 22. При прогреве двигателя, температура масла повышается и одновременно снижается его вязкость, в результате чего повышается пропускная способность фильтрующего элемента 11. Вслед за этим давление масла внутри фильтра снижается, и перепускной клапан 14 закрывается, одновременно размыкается сеть электропроводящего датчика давления 18 открытия перепускного клапана, и контрольная лампа 22 гаснет. Если известно, что фильтр установлен на автомобиль относительно недавно, но при пуске холодного двигателя при низких температурах, периодически загорается контрольная лампа, и продолжает гореть пока двигатель не прогреется, то это означает, что залитое в двигатель моторное масло не соответствует условиям эксплуатации автомобиля и его лучше заменить.

2. Если контрольная лампа 22 загорается при пуске холодного двигателя при положительной температуре окружающего воздуха, либо в прогретом состоянии двигателя при резком увеличении оборотов, а затем, через некоторое время гаснет,

то это означает, что фильтрующий элемент фильтра уже частично засорен и фильтр желательно заменить.

3. Если контрольная лампа 22 загорается при работе прогретого двигателя, то это явный признак полного засорения фильтрующего элемента фильтра и загрязненности самого моторного масла. Поэтому необходимо срочно заменить и масло, и фильтр.

Таким образом, с помощью предлагаемого фильтра с сигнальным устройством определяется, как состояние масляного фильтра, так и степень соответствия используемого в двигателе моторного масла условиям эксплуатации наземной транспортной машины (автомобиля) и уровень его загрязненности.

Важным преимуществом предлагаемого фильтра с сигнальным устройством является то, что он может устанавливаться на любую машину с ДВС, в том числе и уже находящуюся в эксплуатации, как в условиях обслуживающего предприятия, так и самостоятельно владельцем машины в качестве дополнительной опции. В то же время, как было отмечено, предлагаемый масляный фильтр может эксплуатироваться, например, в автомобиле, не оснащенном сигнальным устройством в качестве опции. В этом случае, заглушка 9 остается на месте в горловине 7 фильтра, а замена масляного фильтра производится в соответствии с действующим регламентом технического обслуживания автомобиля.

6.4 Разборный масляный фильтр

Технической задачей настоящей полезной модели является снижение трудоемкости обслуживания разборного масляного фильтра, благодаря возможности замены его фильтрующего элемента без демонтажа из системы смазки двигателя.

Указанная техническая задача достигается тем, что разборный масляный фильтр содержит стальные корпус и крышку, соединяемые с помощью резьбового соединения, герметизируемого уплотнительным кольцом из эластомера, в основании корпуса выполнены отверстия с подпружиненным антидренажным клапаном для входа масла, внутри корпуса размещена центральная трубка с фильтрующим элементом, поджимаемым пружиной. Согласно полезной модели в крышке корпуса

установлена перегородка, в периферийной части которой выполнены отверстия разного диаметра, а в центральной части – кольцевое углубление и отверстие, закрываемое перепускным клапаном.

Устройство и работа полезной модели объясняются чертежами, на которых представлена конструкция масляного фильтра в разрезе (общий вид) – рисунок 6.7, перегородка в крышке фильтра – рисунок 6.8.

Предлагаемый масляный фильтр (рисунок 6.7) содержит выполненные из стали корпус 1 и крышку 2.

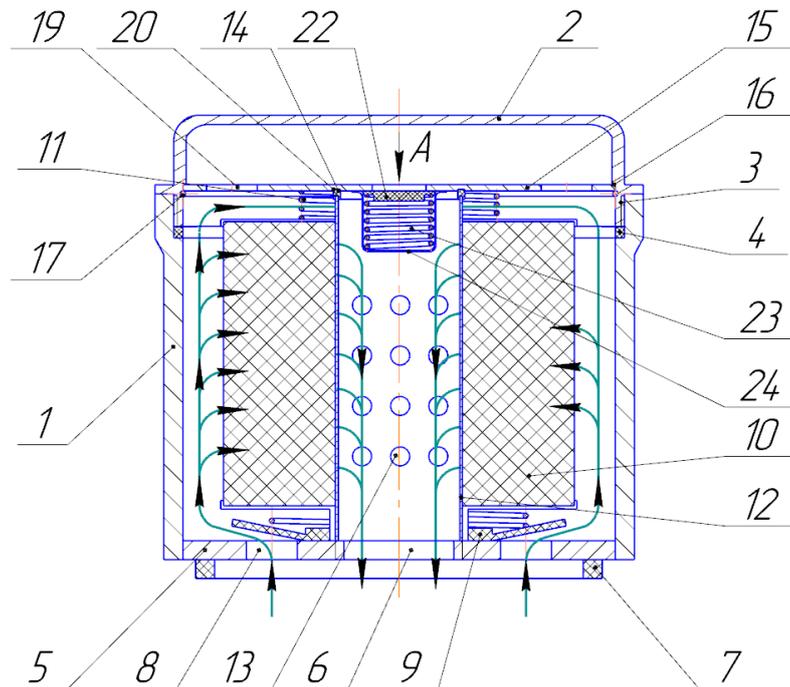


Рисунок 6.7 – Разборный масляный фильтр

Соединение дна с крышкой осуществляется с помощью резьбы 3, а герметизация обеспечивается уплотнительной прокладкой 4. Основание корпуса 5 имеет центральное резьбовое отверстие 6, с помощью которого фильтр устанавливается на масляный штуцер системы смазки двигателя. Уплотнительное кольцо 7 служит для герметизации соединения основания корпуса 5 с двигателем. В основании корпуса 5 выполнены дренажные отверстия 8 для прохода масла в фильтр, над которыми установлен пружиненный антидренажный клапан 9. Внутри корпуса фильтра установлен фильтрующий элемент 10, поджимаемый пружиной 11. Через фильтрующий элемент 10 проходит центральная трубка 12 с отверстиями для прохода масла 13. В верхней части центральной трубки 12 установлено резиновое

уплотнительное кольцо 14. В крышке корпуса 2 установлена перегородка 15, упирающаяся во внутренний буртик 16 крышки фильтра 2. Снизу перегородка 15 удерживается фиксирующим кольцом 17.

В периферийной части перегородки 15 (рисунок 6.8) выполнены отверстия для прохода масла большего 18 и меньшего 19 диаметров. В центральной части перегородки 15 имеется кольцевое углубление 20, в которое входит уплотнительное кольцо 14, благодаря чему стык между центральной трубкой 12 и перегородкой 15 надежно герметизируется. В центре перегородки 15 имеется отверстие 21, диаметр которого меньше, чем диаметр центральной трубки 12. Отверстие 21 закрывается мембранной 22 и поджимается пружиной 23 перепускного клапана 24, который размещается на перегородке и находится внутри центральной трубки 12.

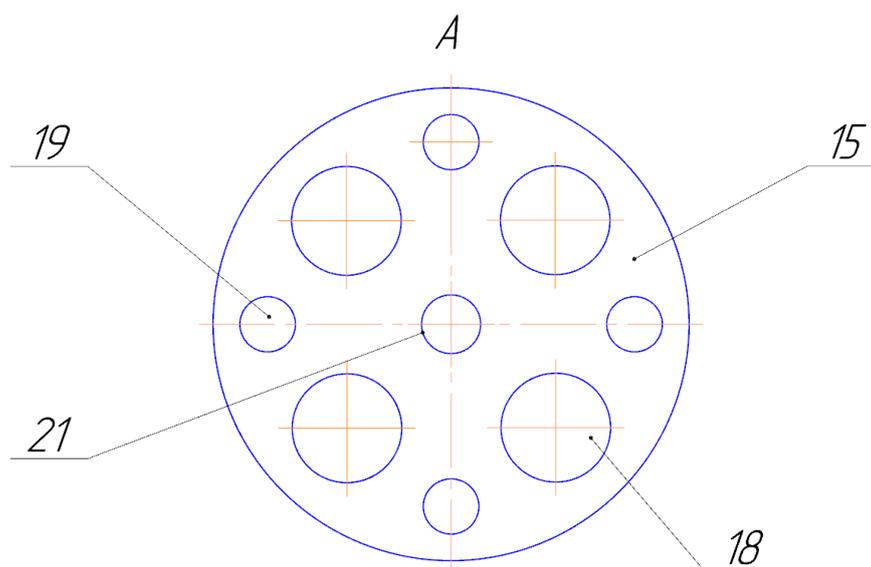


Рисунок 6.8 – Перегородка в крышке фильтра

Предлагаемое устройство работает следующим образом. Собранный масляный фильтр с помощью центрального резьбового отверстия 6 устанавливается на масляный штуцер системы смазки двигателя. Подаваемое масляным насосом системы смазки двигателя масло, отжимая антидренажный клапан 9, через отверстия 8 поступает внутрь корпуса фильтра. Затем масло проходит через фильтрующий элемент 10, после чего, очищенное, оно через отверстия 13 попадает в центральную трубку 12 и через нее поступает в систему смазки двигателя.

В случае, если давление масла внутри корпуса фильтра повышается, что может быть связано как с пуском холодного двигателя в зимнее время при низких температурах окружающего воздуха, так и с засорением фильтрующего элемента, оно проходит через отверстия 18 и 19 перегородки 15 в крышке фильтра 2 и воздействует на мембрану 22 перепускного клапана 24. При дальнейшем возрастании давления масла и достижении им заданного значения, преодолевается сопротивление пружины 23, подпирающей мембрану 22 перепускного клапана 24. В результате перепускной клапан 24 открывается и масло поступает в центральную трубку 12, откуда попадает в систему смазки двигателя.

При этом, поскольку центральное отверстие 21 перегородки 15 имеет диаметр меньший, чем диаметр центральной трубки 12, она частично перекрывается перегородкой 15, поэтому, масло из полости крышки фильтра над перегородкой может попасть в центральную трубку только в случае открытия перепускного клапана 24.

После того, как фильтр отработает положенный ресурс, заданный производителем, производится замена его фильтрующего элемента 10. Для этого крышка фильтра 2 отсоединяется от корпуса фильтра 1, который остается присоединенным к масляному штуцеру системы смазки двигателя. После этого из корпуса демонтируются пружина 11, центральная трубка 12 с фильтрующим элементом 10 и резиновым уплотнительным кольцом 13.

Затем в корпус фильтра 1 устанавливается новая центральная трубка 12 с новыми фильтрующим элементом 10 и резиновым уплотнительным кольцом 13. Сверху фильтрующего элемента укладывается пружина 11.

После этого к корпусу фильтра 1 посредством резьбы 3 присоединяется крышка фильтра 2. Герметизация соединения обеспечивается уплотнительной прокладкой 4. По мере закручивания крышки фильтра 2 на резьбе 3 уплотнительное кольцо 13 центральной трубки 12 входит в кольцевое углубление 20 перегородки 15 и герметизирует стык между центральной трубкой 12 и перегородкой 15. При этом, поскольку центральное отверстие 21 перегородки 15 имеет диаметр меньший, чем диаметр центральной трубки 12, центральная трубка частично перекрывается

перегородкой, и масло из полости над перегородкой может попасть в центральную трубку только в случае открытия перепускного клапана 24, который при сборке фильтра оказывается внутри центральной трубки 12.

Снятые с фильтра детали проходят диагностику: фильтрующий элемент 10 отправляется на утилизацию, а центральная трубка 12, резиновое кольцо 13 и пружина 11 промываются и дефектуются. В случае возможности их дальнейшей эксплуатации, они используются в качестве ремонтных деталей при обслуживании других разборных фильтров.

В то же время, имеется возможность устанавливать на масляный штуцер системы смазки двигателя и обычный неразборный фильтр. При этом фильтр будет не обслуживаемым, и его можно будет заменить только на новый.

Таким образом, предлагаемая конструкция масляного фильтра позволяет, как сократить время на его обслуживание, так и повысить эффективность использования его деталей.

6.5 Сигнальное устройство загрязнения масляного фильтра

Предлагаемое сигнальное устройство загрязнения масляного фильтра (рисунок 6.9) включает корпус 1 в виде цельной детали цилиндрической формы, выполненной из металла или высокопрочного термостойкого полимерного материала, стойкого к воздействию моторного масла. Изготовление корпуса 1 из полимерного материала при наличии соответствующего оборудования является менее трудоемким и упрощает технологический процесс его производства.

В центре корпуса 1 сигнального устройства по центральной оси выполнено центральное сквозное отверстие 2, в котором накатана внутренняя резьба 3. В периферийной части корпуса 1 сигнального устройства выполнены шесть сквозных равномерно расположенных периферийных отверстий 4, 5, 6, 7, 8, 9 одинакового диаметра, оси периферийных сквозных отверстий расположены параллельно оси центрального сквозного отверстия 2, на одинаковом расстоянии от оси центрального сквозного отверстия 2.

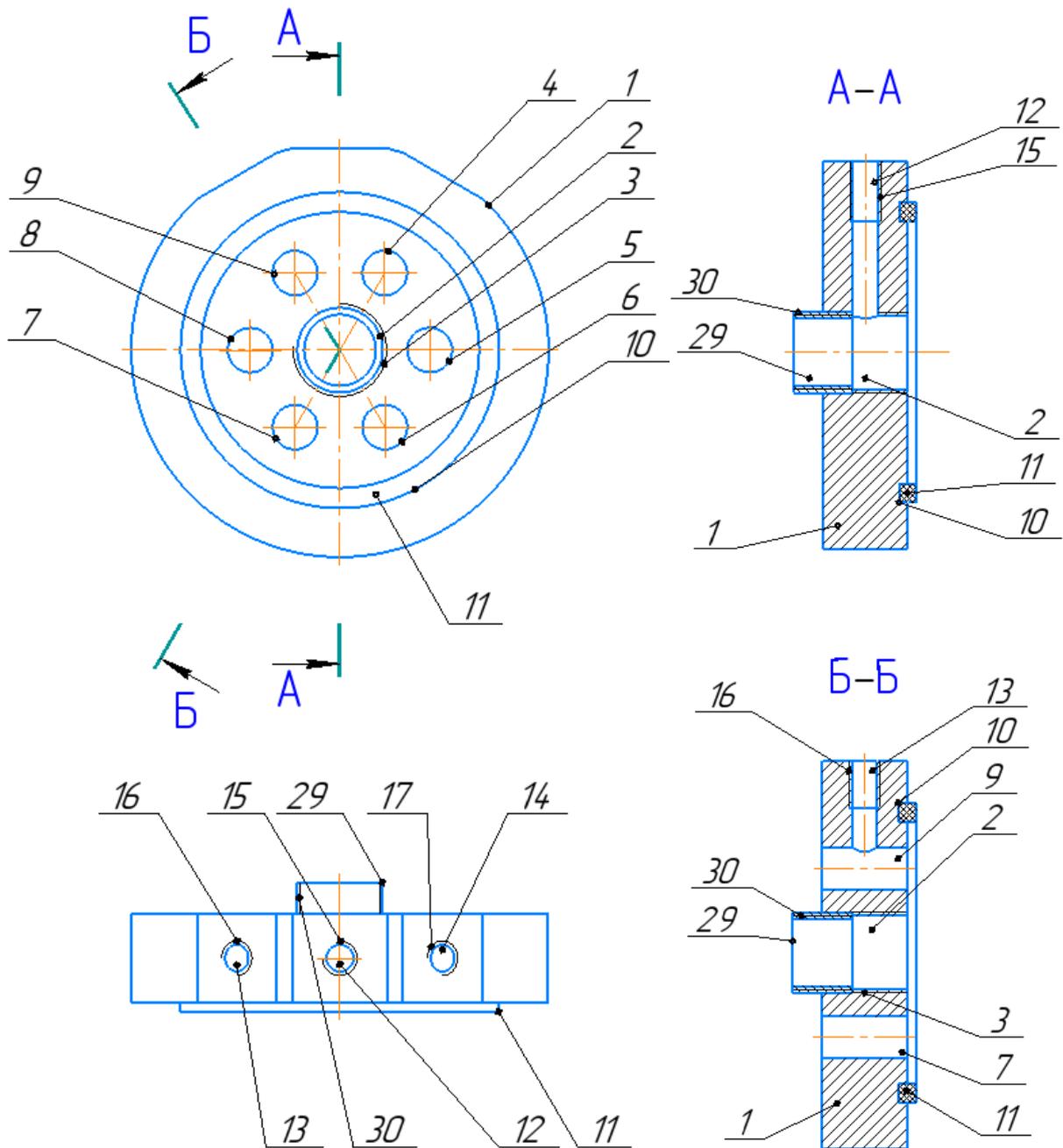


Рисунок 6.9 – Общий вид сигнального устройства загрязнения масляного фильтра

В нижней части сигнального устройства выполнена выемка 10, в которой расположено уплотнительное кольцо 11. На боковой части сигнального устройства (рисунок 6.9, 6.10) выполнены три боковых радиальных отверстия 12, 13, 14, в которых накатана резьба 15, 16 и 17. Среднее радиальное отверстие 12 образует канал, доходящий до центрального сквозного отверстия 2, а оси крайних радиальных

отверстий 13, 14, образуют каналы, доходящие до периферийных сквозных отверстий 9 и 4 соответственно (рисунок 6.10, 6.11).

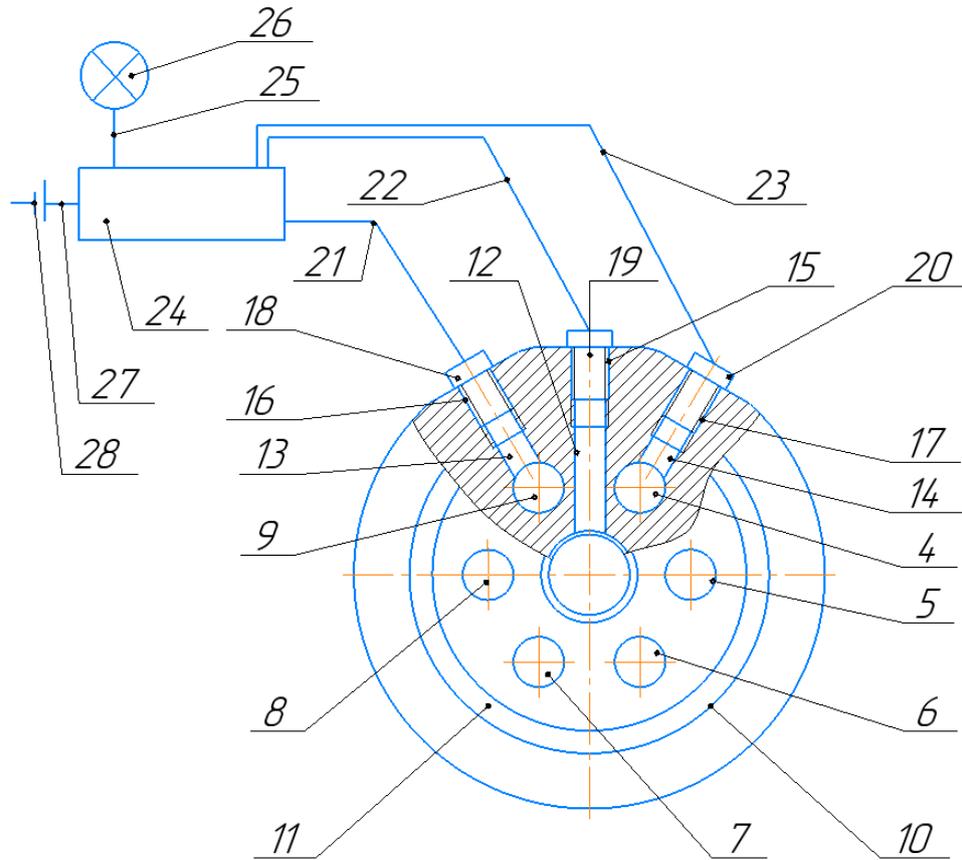


Рисунок 6.10 – Схема соединения устройства, с установленными в нем электропроводящими датчиками и датчиком температуры масла, с источником электроэнергии и сигнальной лампой

Внутри отверстия 13 (см. рисунок 6.9) располагается первый электропроводящий датчик давления 18 (рисунок 6.11). Второй электропроводящий датчик давления 19 расположен внутри отверстия 12. Внутри отверстия 14 размещается датчик температуры масла 20. С целью обеспечения лучшей герметизации электропроводящих датчиков давления, площадки в непосредственной близости от отверстий 12,13 и 14 выполняются плоскими.

С помощью электропроводов 21, 22 и 23 датчики 18, 19 и 20 подключены к электронному блоку управления 24. Сам электронный блок управления 24 с помощью электропровода 25 подключается к сигнальной лампе 26, которая может быть расположена на панели приборов в кабине водителя, и с помощью электропровода

После установки масляного фильтра с сигнальным устройством на двигатель автомобиля, электронный блок управления 24 (рисунок 6.10) с помощью электропроводов 21, 22 и 23 подключается к электропроводящим датчикам давления 18, 19 и датчику температуры масла 20, электропровода 25 к сигнальной лампе 26 и электропровода 27 - к аккумуляторной батарее 28 автомобиля.

После запуска двигателя автомобиля, неочищенное масло из системы смазки двигателя через сквозные отверстия 4,5,6,7,8, 9 в периферийной части сигнального устройства и через отверстия в основании фильтра попадает внутрь масляного фильтра 32 (см. рисунок 6.11). Масло проходит через фильтрующий элемент 35, очищается, попадает в центральную трубку 36 фильтра и через центральное резьбовое отверстие 31 стандартного масляного фильтра 32, попадает в центральное сквозное отверстие 2 корпуса сигнального устройства 1 и, проходя через него, и штуцер 34 системы смазки, поступает в систему смазки двигателя.

Таким образом, первый электропроводящий датчик давления 18, расположенный в радиальном отверстии 13, соединенном с периферийным сквозным отверстием 9 корпуса сигнального устройства 1, оказывается в потоке неочищенного масла в полости на входе в масляный фильтр 32, а второй электропроводящий датчик давления 19, расположенный внутри радиального отверстия 12, соединенного с центральным сквозным отверстием 2 корпуса сигнального устройства 1, оказывается в потоке очищенного масла на выходе из масляного фильтра 32.

В результате, при работе двигателя первый электропроводящий датчик давления 18 фиксируют величину давления масла (P_1) перед фильтром в потоке неочищенного масла, а второй электропроводящий датчик давления 19 фиксирует давление масла на выходе из фильтра (P_2). При прохождении масла через фильтрующий элемент фильтра, разность этих величин ($P_1 - P_2$) всегда будет иметь значение, отличное от нуля, величина которого напрямую зависит от гидравлического сопротивления фильтрующего элемента, а оно, в свою очередь, определяется степенью его засоренности. Разность величин ($P_1 - P_2$) равная нулю показывает, что величины давления масла перед фильтром и после него сравнялись. Это может произойти только в том случае, если перепускной клапан 37 стандартного фильтра 32

открыт и масло поступает в систему смазки двигателя напрямую, минуя фильтрующий элемент 35, то есть, не проходя очистку.

При работе двигателя, сигналы с электропроводящих датчиков давления 18 и 19 (см. рисунок 6.10) по проводам 21 и 22 поступают в электронный блок управления 24. В случае, если величины сигналов с электропроводящих датчиков давления становятся равными (то есть, $P1=P2$), электронный блок управления 24 по электропроводу 25 подает сигнал к сигнальной лампе 26, которая, загораясь, информирует водителя, о том, что в масляном фильтре открылся перепускной клапан. При этом, поскольку на процесс выравнивания давлений $P1$ и $P2$ требуется какое-то время, можно утверждать, что загорание лампы свидетельствует о реальной разгерметизации системы смазки (открытии перепускного клапана).

При падении давления масла в подводящей магистрали ниже порогового значения, перепускной клапан 37 стандартного масляного фильтра 32 закрывается, и масло, поступающее в систему смазки двигателя, снова начинает проходить через фильтрующий элемент 35 фильтра 32. В этом случае, равенство давлений $P1$ и $P2$ нарушается, одновременно с этим нарушается и равенство величин сигналов от электропроводящих датчиков 18 и 19. В результате электронный блок управления 24 размыкает электрическую цепь, и сигнальная лампа 26 гаснет.

При этом электронный блок управления 24 запрограммирован таким образом, что он выдает сигнал на лампу 26 только в случае, если температура масла на входе в фильтр выше нуля. Это позволяет исключить срабатывание сигнального устройства в случае пуска холодного двигателя в зимнее время года, когда вязкость масла повышается, а проходимость фильтрующего элемента 35 в результате этого, напротив, падает, что может вызвать открытие перепускного клапана. Данные о температуре моторного масла, поступающего в сигнальное устройство, передаются в электронный блок управления 24 от датчика температуры масла 20.

Диаметр центрального сквозного отверстия 2 в корпусе сигнального устройства загрязнения масляного фильтра 1 выбирается аналогичным диаметру центрального резьбового отверстия 31 стандартного масляного фильтра 32, а сумма площадей периферийных сквозных отверстий 4, 5, 6, 7, 8, 9 равна площади

центрального сквозного отверстия 2. Благодаря этому исключается возникновение гидравлических сопротивлений при работе сигнального устройства загрязнения масляного фильтра, а все перепады давления масла на выходе из фильтра 32 связаны со степенью засоренности его фильтрующего элемента 35.

Диаметры боковых радиальных отверстия 12, 13, 14 выбираются из условия размещения в них электропроводящих датчиков давления 18, 19 и датчика температуры масла 20. Размещение боковых радиальных отверстия 12, 13, 14 выполнено на боковой части устройства (см. рисунок 6.9) с целью облегчения компоновки сигнального устройства загрязнения масляного фильтра в подкапотном пространстве автомобиля, а именно дает возможность выполнить электропровода 21, 22 и 23 в виде единого монтажного жгута.

Данное устройство имеет такие же функциональные возможности как и описанное в п.6.3. Однако оно обладает конструктивной и технологической простотой, для его изготовления не требуются технологически сложные и дорогостоящие операции штамповки и закатки. Кроме того, изготовление корпуса 1 из полимерного материала является менее трудоемким и еще более упрощает процесс производства (рисунок 6.12).

Предлагаемое сигнальное устройство является одним из вариантов решений, позволяющих перейти к предиктивному диагностированию технического состояния масляного фильтра и подшипников при эксплуатации машины, оценке скорости изнашивания и прогнозированию их индивидуального остаточного ресурса.



Рисунок 6.12 – Опытный образец сигнального устройства изготовленный из полимера

В частности, в отличие от систем, основанных на аналогичном принципе измерения перепада давления на фильтре для определения степени его загрязненности, предлагаемое устройство может быть дополнено алгоритмом расчёта остаточного ресурса подшипника, базирующимся на расчётных зависимостях скоростей изнашивания подшипника (рисунок 6.13) при различных условиях эксплуатации с учётом степени загрязнения масляного фильтра.

В совокупности с комбинированными управляемыми фильтрующими элементами предлагаемое устройство может быть использовано для построения подсистемы адаптивного управления фильтрацией масла в поршневых ДВС и оценки остаточного ресурса ПС коленчатого вала.

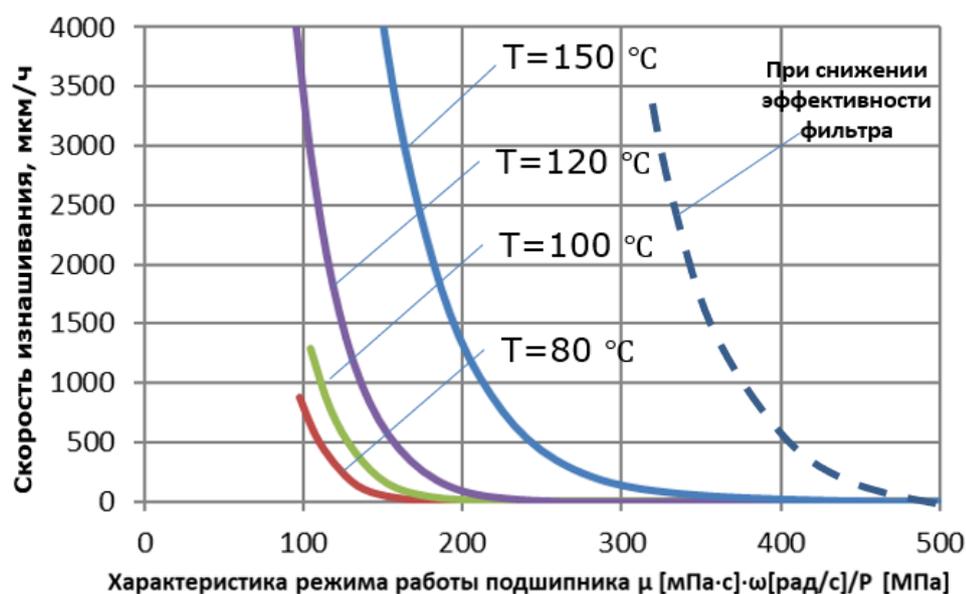


Рисунок 6.13 – «Карта» скоростей изнашивания подшипника при различных условиях эксплуатации

Подобные технические решения обусловлены необходимостью защиты ПС от абразива в условиях возрастающих нагрузок, развитием систем предиктивного диагностирования машин, распространением применения управляемых компонентов, переходом на, так называемое, техническое обслуживание, ориентированное на безотказность (методология RCM) или надёжностно-ориентированное техническое обслуживание [111].

6.6 Выводы по шестой главе

1. Показана взаимосвязь между разработанной в настоящем исследовании методикой моделирования изнашивания сложнонагруженных сопряжений машин, ПО и техническими решениями смазочных систем и систем фильтрации. А именно, получаемые с помощью методики моделирования и ПО результаты оценки скоростей изнашивания ПС в различных условиях эксплуатации позволяют на ранних этапах проектирования формулировать уточнённые требования к системам фильтрации СМ и режимам их работы. Расчётные зависимости скоростей изнашивания ПС служат базой для построения алгоритмов управления комбинированными системами фильтрации.

2. Предложены технические решения для повышения надёжности и ресурса подшипников скольжения коленчатого вала ДВС – двухступенчатый комбинированный масляный фильтр, разборный масляный фильтр, фильтр с сигнализатором загрязнённости, а также отдельное сигнальное устройство, позволяющее оценивать степень загрязнённости масляного фильтра по перепаду давлений на входе и выходе из фильтра, и которое может быть использовано для построения подсистемы адаптивного управления фильтрацией масла в поршневых ДВС и оценки остаточного ресурса ПС коленчатого вала.

3. Изготовлен опытный образец сигнального устройства загрязнённости масляного фильтра из полимерного материала. Предложенное техническое решение наряду с другими были обсуждены на техническом совещании со специалистами завода автомобильных компонентов ООО «Элемент» (г. Челябинск), выпускающим масляные и воздушные фильтры для автомобильной техники (приложение 8), и получили одобрение как представляющие несомненный практический интерес.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненных исследований решена важная научно-техническая проблема, состоящая в оценке ресурса сложнонагруженных сопряжений турбопоршневых машин на ранних этапах их проектирования с учётом абразивного и усталостного изнашивания поверхностей трения, противоизносных свойств смазочных материалов, конструктивных и режимных факторов. В соответствии с поставленными ранее целью и задачами основные результаты и выводы исследования сводятся к следующему.

1. Разработан комплекс математических моделей и алгоритмов, описывающих механизмы трения в сложнонагруженных ПС при любых возможных режимах смазки, учитывающих процессы взаимодействия СМ с поверхностями трения, и позволяющих повысить достоверность моделирования процесса изнашивания для прогнозирования ресурса подшипников.

2. Выполнены экспериментальные исследования, позволившие установить характер влияния дополнительных противоизносных компонентов в смазочных маслах различного назначения (моторные, трансмиссионные, гидравлические) на условия смены режима смазки в ПС с гидродинамического на граничный. Проведение экспериментальных исследований стало возможным благодаря выполненной модернизации испытательной машины ИИ-5018 и разработке нового модельного узла. В частности установлено, что добавление олеатов меди, цинка и олова в индустриальное масло И-40А приводит к повышению несущей способности ПС до 35 %, которое выражается в снижении критического значения характеристики режима работы ПС на ту же величину, то есть в смещении диаграммы Герси-Штрибека к началу координат, повышению нагрузки, при которой происходит смена режима смазки в ПС с гидродинамического на граничный. Экспериментальные исследования послужили основой для разработки методики моделирования сложнонагруженных ПС с учётом противоизносных свойств СМ. Подтверждено, что состав моторных масел оказывает существенное влияние на критическое значение характеристики режима работы ПС и его энергоэффективность. При смазке исследуемыми образцами моторных масел классов SAE 5W-40 и 0W-20 модельного ПС

критическое значение характеристики режима работы подшипника отличается в 2 раза, при снижении коэффициента трения на 30% для масла 0W-20, что обусловлено не только меньшим значением вязкости, но и различным составом противоизносных присадок. На основе полученных экспериментальных результатов в дальнейшем может быть создана отечественная база данных, позволяющая оценивать степень влияния различных СМ на работоспособность подшипников скольжения и тем самым принимать обоснованные технические решения при проектировании ПС машин. Результаты проведённых экспериментальных исследований также позволили разработать составы опытных партий моторных и трансмиссионных масел под маркой «GR7».

3. На основе современных представлений о механизме противоизносного действия СМ предложена методика моделирования процесса изнашивания сложнагруженных ПС с учётом физико-химического взаимодействия СМ с поверхностями трения, включающая наиболее часто встречающиеся в машинах режимы смазки (гидродинамический, смешанный и граничный). Методика предполагает совместное решение гидродинамической и контактной задач в ПС хорошо апробированными методами, в том числе расчёт усталостной долговечности вкладышей и интенсивности абразивного изнашивания. Предложена степенная зависимость, описывающая явление разрушения высоковязкого граничного смазочного слоя (ВГСС) под действием сдвига и путём параметрических исследований при решении тестовых задач обоснованы входящие в неё, параметры, в частности, степень устойчивости адсорбционных ВГСС к сдвигу (принимает значение от 0,5 до 0,99). Применение разработанной методики позволяет на ранней стадии проектирования машин с ПС обосновывать выбор СМ, класс шероховатости и материал поверхностей трения, геометрических параметров ПС с учётом их влияния на ресурс. Это значительно повышает достоверность моделирования и вносит существенный вклад в развитие методов оценки показателей долговечности (ресурса) и безотказности ПС.

4. В результате анализа и обобщения известных методов моделирования ПС и экспериментальных исследований предложена концепция оценки ресурса

сложнонагруженных ПС поршневых и роторных машин основанная на углублённых экспериментальных исследованиях вязкостно-температурных, реологических и противоизносных свойств СМ, микрогеометрии поверхностей трения, а также на физическом и математическом моделировании ПС. Концепция может служить основой для планирования объёмов научно-исследовательских и опытно конструкторских работ, направленных на повышение долговечности ПС турбопоршневых машин для различных отраслей промышленности.

5. Главным практическим результатом выполненного исследования является то, что разработанная методика моделирования изнашивания ПС последовательно реализована в специальных версиях ПО, зарегистрированных в Федеральной службе по интеллектуальной собственности (Роспатент). Отличительной особенностью разработанного ПО от известных расчётных программ является возможность учитывать влияние индивидуальных противоизносных свойств СМ на ресурс ПС, а также оценивать усталостную долговечность и интенсивность абразивного изнашивания элементов ПС. Разработанное ПО позволяет проводить многовариантные расчёты ПС турбопоршневых машин на ранних стадиях проектирования и обосновывать технические решения, направленные на повышение ресурса и надёжности машин. На примере шатунных подшипников ряда отечественных ДВС различного назначения, а также крупногабаритного подшипника турбогенератора показаны возможности разработанного ПО для оценки скоростей изнашивания и ресурса ПС. Показано, что несущая способность подшипников коленчатого вала ДВС в зависимости от уровня противоизносных свойств для рассматриваемых масел может увеличиваться до 63%. При этом скорость изнашивания подшипников также существенно зависит от уровня противоизносных свойств масел и нагруженности подшипников, при этом, чем более нагруженным является подшипник, тем ярче проявляется влияние противоизносных свойств масла. Например, скорость изнашивания шатунного подшипника двигателя типа 8ЧН 21/21 уменьшается, при прочих равных условиях, на 36-40% в зависимости от уровня противоизносных свойств масла, а снижение скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя 8ЧН12/12 достигает 79-98%.

Впервые получены расчётные диаграммы Герси-Штрибека для шатунных подшипников коленчатых валов ряда отечественных поршневых машин – ДВС, с учётом влияния уровня противоизносных свойств моторного масла. Установлено, что критическое значение характеристики режима работы подшипников имеет экспоненциальную зависимость от уровня противоизносных свойств применяемого СМ. Получены аппроксимирующие коэффициенты для шатунных подшипников ряда отечественных ДВС. Таким образом, пренебрежение противоизносными свойствами масел при расчётах сложнонагруженных сопряжений машин ведёт к существенному снижению достоверности моделирования и ошибочной оценки их работоспособности.

Расчётные значения скоростей изнашивания шатунных подшипников ряда рассмотренных ДВС удовлетворительно совпадают с известными эксплуатационными данными. В частности, расчётная скорость изнашивания шатунного подшипника двигателя КАМАЗ-740 в зависимости от уровня противоизносных свойств моторного масла и режима работы двигателя лежит в довольно широких пределах от 0,0009 мкм/1000км до 9,0 мкм/1000 км. Средний темп износа шатунных подшипников этого двигателя в эксплуатации составляет по данным А.С. Денисова от 0,24 до 0,51 мкм/1000 км. Средний темп износа шатунных подшипников двигателя ЗИЛ-130 по данным В.Н. Прокопьева составляет 0,135 мкм/1000 км, в то время как расчётный темп износа составит от 0,0001 до 0,3 мкм/1000 км в зависимости от уровня противоизносных свойств масла. Такое удовлетворительное совпадение позволило использовать разработанное ПО для оценки скоростей изнашивания и ресурса подшипников ряда перспективных отечественных двигателей (12ЧН18,5/21,5 и 4ЧН13/15).

6. Расчётные исследования шатунного подшипника двигателя перспективного семейства типа 12ЧН18,5/21,5 позволили сформировать рекомендации по повышению его ресурса. В частности, повышение класса чистоты обработки поверхности шатунной шейки и вкладышей для обеспечения критической толщины смазочного слоя не выше 1,5 мкм. Поскольку шатунный подшипник около 50% цикла нагружения работает вблизи критических значений характеристики

режима работы, то необходимо также снизить тонкость отсева масляного фильтра. Однако, на скорость изнашивания подшипника чистота поверхностей шейки и вкладыша оказывает большее влияние, чем тонкость отсева системы фильтрации. Предварительно, снижение тонкости отсева в системе фильтрации до 5 мкм способствует снижению скорости изнашивания на 8%. В то время как понижение критической толщины смазочного слоя (связана с величиной шероховатостей поверхностей) с 2,6 мкм до 1,8 мкм приводит к снижению скорости изнашивания подшипника в 8-11 раз в зависимости от уровня противоизносных свойств масла. В связи с этим важно обеспечить постоянство класса шероховатостей поверхностей трения в процессе эксплуатации для обеспечения ресурса. Расчётным путём показано, что снижение концентрации активных абразивных частиц в масле с 0,015 % до 0,0015% приводит к снижению скорости изнашивания на 8%, аналогично снижению тонкости отсева. Для повышения ресурса подшипников коленчатого двигателя типа 12ЧН18,5/21,5 рекомендовано применять моторные масла, обеспечивающие толщину адсорбционного граничного слоя не менее 1 мкм.

7. Предложены технические решения для повышения надёжности и ресурса подшипников скольжения коленчатого вала ДВС – двухступенчатый комбинированный масляный фильтр, разборный масляный фильтр, фильтр с сигнализатором загрязнённости, а также отдельное сигнальное устройство, позволяющее оценивать степень загрязнённости масляного фильтра по перепаду давлений на входе и выходе из фильтра, и которое может быть использовано для построения подсистемы адаптивного управления фильтрацией масла в поршневых ДВС и оценки остаточного ресурса ПС коленчатого вала. Изготовлен опытный образец сигнального устройства загрязнённости масляного фильтра из полимерного материала.

8. Выполненное исследование имеет следующие перспективы дальнейшего развития. Модернизированная машина ИИ-5018 и реализованные технические решения станут основой дальнейшего развития оборудования для исследований ПС. Что находится в полном соответствии со стратегией национальной безопасности Российской Федерации (РФ), в рамках которой научно-технологическое развитие РФ предполагает «развитие производства в Российской Федерации оборудования

для научных исследований и испытаний». Дальнейшее развитие предложенной методики моделирования изнашивания ПС и математической модели смазочного слоя предполагает проведение экспериментальных исследований ВГСС, образуемого различными СМ (моторными, трансмиссионными, гидравлическими маслами), с целью установления закономерностей изменения его механических свойств в зависимости от температуры, нагрузки, скорости сдвига, чистоты обработки поверхностей, наличия абразивных частиц и др. Это позволит сформировать базу данных для использования при моделировании и проектировании ПС различных машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Adam, A., Joachim Häring, Stefan Rittmann, Wilhelm, M. Polymergleitlager mit umfassendem Anwendungsspektrum in Verbrennungsmotoren // MTZ. – № 05. – 2020. – pp. 72-82.
2. Adam, A., Prefot, M., Wilhelm, M. KURBELWELLENLAGER FÜR MOTOREN MIT START-STOPP-SYSTEM // MTZ. – №12. – 2010. – pp. 886-890.
3. Adaptive finite element simulation of wear evolution in radial sliding bearings / Ali Rezaei, Wim Van Paepegem, Patrick De Baets, Wouter Ost, Joris Degrieck // Wear. – 2012. – Vol. 296. – P. 660-671.
4. Akbarzadeh, S. Effect of Surface Pattern on Stribeck Curve / S. Akbarzadeh, M. M. Khonsari // Tribology Letter. – 2010. – Vol 37. – pp. 477-486.
5. Analysis of planar multibody systems with revolute joint wear/ Saad Mukras, Nam H. Kim*, Nathan A. Mauntler, Tony L. Schmitz, W. Gregory Sawyer // Wear. – 2010. – Vol. 268. – pp. 643-652.
6. Aufischer, R., Schallmeiner, S., Wimmer, A., Engelmayer, M. Intelligent Bearings to Support Engine Development /MTZ worldwide. – 2019. – № 12. – pp. 36-41.
7. Awasthi RK, Sharma SC, Jain SC. Performance of worn non-recessed hole-entry hybrid journal bearings. Tribol Int 2007;40:717–34.
8. B.J. Hamrock, B. Jacobson and S.R. Schmid, Fundamentals of Machine Elements, McGraw-Hill, New York, 1999.
9. Bair, S. Pressure-Viscosity Behavior of Lubricants to 1.4 GPa and Its Relation to EHD Traction // Tribology Transactions. – 2000. – Vol. 43. – pp. 91-99.
10. Bair, S. The Pressure-Viscosity Coefficient for Newtonian EHL Film Thickness With General Piezoviscous Response / S. Bair, Y. Liu, Q. J. Wang // Journal of Tribology. – 2006. – V.128. – P. 624–631.
11. Bair, S., Qureshi, F. Accurate Measurements of Pressure Viscosity Behavior in Lubricants // Tribology Transactions. – 2002. – Vol. 45. – pp. 390-396. DOI: 10.1080/10402000208982564.

12. Bair, S. The First Normal Stress Difference in a Shear Thinning Motor Oil at Elevated Pressure // Tribology Transactions. – 2015. – Vol. 58. pp. 654-659. DOI: 10.1080/10402004.2015.1012773.
13. Bartel, D. Simulating transient wear characteristics of journal bearings subjected to mixed friction / D. Bartel, L. Bobach, T. Illner and L. Deters // Journal of Engineering Tribology. – 2012. – P. 1-14.
14. Begelinger, A., De Gee, A. W. J. The Effect of Wear on the Performance of Statically Loaded Journal Bearings / A. Begelinger, A. W. J. De Gee // Tribology Transaction. – 1976. – Vol. 19. – № 4. – P. 273-278.
15. Bergmann, P. Modeling Wear of Journal Bearings / P. Bergmann, F. Grün // Montanuniversität Leoben, Department Product Engineering. – 2016. – <https://www.researchgate.net/publication/318134943> (дата обращения 08.04.2020).
16. Bergmann, P., at el. Evaluation of Wear Phenomena of Journal Bearings by Close to Component Testing and Application of a Numerical Wear Assessment/ P. Bergmann, F. Grun, F. Summer, I. Godor // Lubricants. – 2018. – № 6. – vol. 65. P.25. doi:10.3390/lubricants6030065.
17. Bergmann, P., at el. Evaluation of Wear Phenomena of Journal Bearings by Close to Component Testing and Application of a Numerical Wear Assessment/ P. Bergmann, F. Grun, F. Summer, I. Godor // Lubricants. – 2018. – № 6. – vol. 65. P.25. doi:10.3390/lubricants6030065.
18. Bitsis, D.C. and Miwa, J., “Optimization of Heavy Duty Diesel Engine Lubricant and Coolant Pumps for Parasitic Loss Reduction,” SAE Technical Paper 2018-01-0980, 2018, doi:10.4271/2018-01-0980.
19. Bonneau, D. Mixed Lubrication in Hydrodynamic Bearings // D. Bonneau, A. Fatu, D. Souchet. – ISTE Ltd, London. – 2014. – 172 P.
20. Bouyer J, Fillon M, Pierre-Danos I. Influence of wear on the behavior of a two-lobe hydrodynamic journal bearing subjected to numerous startups and stops. J Tribol 2007;129:205–8.
21. Brunskill, H. Non-invasive in-situ measurement of lubricant film thickness and viscosity for hydrodynamic bearings / H. Brunskill, M. Schirru, G. Nichols, H. Suzuki,

R. Dwyer-Joyce // 16th EDF/Pprime Workshop: Futuroscope, October 5&6, 2017 “Behaviour of journal and thrust bearings under transient and mixed lubrication regime”. – P.1-12.

22. Christoph Knauder, Hannes Allmaier, David E. Sander and Theodor Sams. Investigations of the Friction Losses of Different Engine Concepts. Part 1: A Combined Approach for Applying Subassembly-Resolved Friction Loss Analysis on a Modern Passenger-Car Diesel Engine // *Lubricants*. – 2019. – № 7. – Vol. 39. doi:10.3390/lubricants7050039.

23. Conway-Jones, J.M., Gojon, R. Heat flow in crankshaft bearings / *Proc. 17th Leeds–Lyon Symposium on Tribology, Vehicle Tribology, Tribol. Ser. vol. 18.* – Elsevier, Amsterdam, 1991, pp. 33–42.

24. Dufrane, K.F., Kannel, J.W. and McCloskey, T.H. (1983), “Wear of Steam Turbine Journal Bearings at Low Operating Speeds,” *ASME J. Lubr. Tech.*, 105, pp 313-317.

25. Effect of Wear on the Performance of Non-Recessed Orifice Compensated Hybrid Journal Bearing / R. K. Awasthi, Satish C. Sharma, S. C. Jain // *Tribology Transaction.* – 2007. – Vol. 50. – № 3. – P. 361-373.

26. Eyre TS. Wear characteristics of metals. *Tribol Int* 1976;9(5):203–12.

27. Federal-Mogul Powertrain: полимерное покрытие IROX® 2 для подшипников двигателей коммерческих автомобилей / *Автомобиль и сервис.* – <https://abs-magazine.ru/article/federal-mogul-powertrain-polimernoe-pokrytie-irox%C2%AE-2-dlja-podshipnikov-dvigatlej-kommercheskih-avtomobilej> (дата обращения 30.03.2020 г.).

28. Fillon, M. and Bouyer, J. (2004), “Thermo Hydrodynamic Analysis of a Worn Plain Journal Bearing,” *Tribol. Int.*, 37, pp 129-136.

29. Fritsch, KM., Weber, S., Krappel, M. et al. Electrical 48-V Main Coolant Pump to Reduce CO2 Emissions. *MTZ Worldw* 76, 30–35 (2015). <https://doi.org/10.1007/s38313-015-0065-z>.

30. G.B. Dubois & F.W. Ocvirk, “Analytical and Experimental Evaluation of Short-Bearing Approximation for Full Journal Bearings”, NACA report 1157, 1953, pp 1199-1230.
31. Goenka, P.K. A Review of Engine Bearing Analysis Methods at General Motors / P.K. Goenka, R.S. Paranjpe // SAE Technical paper series 920489. – P. 67–75.
32. Goenka, P.K. FLARE: An Integrated Software Package for Friction and Lubrication Analysis of Automotive Engines – Part I: Overview and Applications / P.K. Goenka, R.S. Paranjpe, Y. Jeng // SAE Technical paper series 920487. – P. 67–75.
33. Goodwin, M.J. Reciprocating machinery bearing analysis: theory and practice / M.J. Goodwin, J.L. Nikolajsen, P.J. Ogorodnik // Proc. Instn Mech. Engrs Vol. 217, Part J: Journal Engineering Tribology. – 2003. – pp. 409-426.
34. Greenwood, J. Contact of nominally flat surfaces / J. Greenwood and J. Williamson // Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences. – 1966. – №295. – P. 300–319.
35. Gulwadi, S.D. Journal Bearing Analysis in Engines Using Simulation Techniques / S.D. Gulwadi, G. Shrimpling // SAE 2003-01-0245.
36. H. Spikes, Film-forming additives-direct and indirect ways to reduce friction, Lubrication Science 14 (2) (2002) 147–167.
37. Harnoy, A. Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication / A. Harnoy. – New York: Marcel Dekker, 2003. – 440 p.
38. Hashimoto H, Wada S, Nojima K. Performance characteristics and worn journal bearings in both laminar and turbulent flow regime. Part II: Dynamic characteristics. ASLE Trans 1986;29:572–7.
39. Hashimoto, H., Wada, S. and Nojima, K. (1986), “Performance Characteristics of Worn Journal Bearings in Both Laminar and Turbulent Regime. Part 1: Steady State Characteristics,” ASLE Trans., 29, pp 565-571.
40. He, T. Experimental and Numerical Investigations of the Stribeck Curves for Lubricated Counterformal Contacts / T. He, D. Zhu, J. Wang, Q. Jane Wang // Journal of Tribology. – 2017. Vol. 139. – pp. 021505-1-021505-13. DOI: 10.1115/1.4034051.

41. Hoppe, S., Arnold, G. How Trends in Lubrication Development Impact Sliding Bearings and Piston Rings. *ATZextra Worldw* 21, 44–49 (2016). <https://doi.org/10.1007/s40111-015-0515-2>.
42. Hsu S, Ying C, Zhao F. The nature of friction: A critical assessment. *Friction* 2(1): 1–26 (2014).
43. Hydrodynamic Friction of Viscosity-Modified Oils in a Journal Bearing Machine / Sorin-Cristian Vladescu, · Nigel Marx, · Luis Fernández, · Francisco Barceló, · Hugh Spikes // *Tribology Letters* (2018) 66:127 <https://doi.org/10.1007/s11249-018-1080-4>.
44. I.A. Belolyubskij, V.N. Lozovskij, V.A. Afanas'ev, Metall-plaguing lubricant, RU Patent 2000314, 7 Sept 1993. (on Russian).
45. J.F. Booker, “Dynamically Loaded Journal Bearings: Mobility Method of Solution”, *Trans. ASME Journal of Basic Engineering*, Sept. 1965, pp 537-546.
46. Jean-Louis Ligier, Bruno Noel. Friction Reduction and Reliability for Engines Bearings // *Lubricants* 2015, 3, 569-596; doi:10.3390/lubricants3030569.
47. Jun ZHANG, Yonggang MENG Boundary lubrication by adsorption film / Jun ZHANG, Yonggang MENG // *Friction* 3(2): 115–147 (2015).
48. Kalogiannis, K., Desai, P., Mian, O., and Mainwaring, R., “Simulated Bearing Durability and Friction Reduction with Ultra-Low Viscosity Oils,” *SAE Technical Paper* 2018-01-1802, 2018, doi:10.4271/2018-01-1802.
49. Kim NH, Won D, Burris D, et al. Finite element analysis and experiments of metal/metal wear in oscillatory contacts. *Wear* 2005;258:1787–93.
50. Knight, G.D. Analysis of Axially Grooved Journal Bearings with Heat Transfer Effects / G.D. Knight, L.E. Barrett // *Transactions of the ASME*. – 1986. – V. 30. – P. 316–323.
51. Kumar, A. and Mishra, S.S. (1996), “Stability of Rigid Rotor in Turbulent Hydrodynamic Worn Journal Bearings,” *Wear*, 193, pp 25-30.
52. L. Rozeanu and O. Preotescu, *Metallurgy and Machine Construction*, v. 11 (1959), p. 864.

53. Lakshminarayana R. T. Tribological performance of different crankshaft bearings in conjunction with textured shaft surfaces/ Mechanical Engineering, master's level 2017. https://www.researchgate.net/publication/327623561_Tribological_performance_of_different_crankshaft_bearings_in_conjunction_with_textured_shaft_surfaces. DOI: 10.13140/RG.2.2.24537.57445. (Дата обращения 21.06.2019).

54. Ligterink DJ, de Gee AWJ. Measurement of wear in radial journal bearings. *Tribotest* 1996;3:45–54.

55. LotfizadehDehkordi, B., Shiller, P.J., Doll, G.L. Pressure- and Temperature-Dependent Viscosity Measurements of Lubricants With Polymeric Viscosity Modifiers // *Front. Mech. Eng.* – 2019. – Vol. 5. doi: 10.3389/fmech.2019.00018.

56. Lubrication for Journal Bearings. – www.lifetime-reliability.com www.lifetime-reliability.com (дата обращения 10.04.2020).

57. Mane R. M. Analysis of Hydrodynamic Plain Journal Bearing / R. M. Mane and S. Soni // 2013 COMSOL Conference in Bangalore. – 2013. – 5 p.

58. Marx, N., Fernández, L., Barceló, F. et al. Shear Thinning and Hydrodynamic Friction of Viscosity Modifier-Containing Oils. Part I: Shear Thinning Behaviour. *Tribol Lett* 66, 92 (2018). <https://doi.org/10.1007/s11249-018-1039-5>.

59. Merritt, D. R. The Use of Abaqus in an Engine Bearing Design Environment / D. R. Merritt, O. Mian // SIMULIA Community Conference. – 2013. – 15 p.

60. Mokhtar MOA, Howarth RB, Davies PB. Wear characteristics of plain hydrodynamic journal bearings during repeated starting and stopping. *ASLE Trans* 1977;20:191–4.

61. Muchortov, I. Rheological Model of a Boundary Layer of Lubricant / Muchortov I., Zadorozhnaya E., Levanov I. // STLE 66th STLE Annual Meeting & Exhibition, 15–19 May, 2011, Hilton Atlanta, ~ Atlanta, Georgia (USA).

62. Nikolakopoulos PG, Papadopoulos CA. A study of friction in worn misaligned journal bearings under severe hydrodynamic lubrication. *Tribol Int* 2008;41:461–72. doi:10.1016/j.triboint.2007.10.00.

63. Nikolic, N. A procedure for constructing a theoretical wear diagram of IC engine crankshaft main bearings / N. Nikolic, T. Torovic, Z. Antonic // Mechanism and Machine Theory. – 2012. – Vol. 58. – pp. 120-136.
64. Nikolic, N. An Algorithm for Obtaining Conditional Wear Diagram of IC Engine Crankshaft Main Journals / N. Nikolic, T. Torovic, Z. Antonic, J. Doric // FME Transactions. – 2011. – Vol. 39. – pp. 157-164.
65. Ocwirk, F.W. Surface Finish and Clearance Effects on Journal-Bearing Load Capacity and Friction / F.W. Ocwirk, G.B. DuBois // Transaction of ASME, ser. D. – 1959. – № 2. – p. 245.
66. Offner, G. (2013). Friction power loss simulation of internal combustion engines considering mixed lubricated radial slider, axial slider and piston to liner contacts. Tribology Transactions 56, 3, 503–515.
67. Offner, G., and Knaus, O. (2015). A generic friction model for radial slider bearing simulation considering elastic and plastic deformation. Lubricants 3, 3, 522–538.
68. P.K. Goenka, "Analytical Curve Fits for Solution Parameters of Dynamically Loaded Journal Bearings".
69. Paranjpe, R.S. Analysis of Non-Newtonian Effects in Dynamically Loaded Finite Journal Bearings Including Mass Conserving Cavitation / R.S. Paranjpe // Trans ASME Jour of Trib. – 1992. – V. 114. – P. 736–746.
70. Patir N, Cheng H. An average flow model for determining effects of three dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication. ASME, Transactions. Journal of Lubrication Technology 1978;100:12–7.
71. Patir N, Cheng H. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces. ASME, Transactions, Journal of Lubrication Technology 1979;101:220–30.
72. Pödra P, Andersson S. Simulating sliding wear with finite element method. Tribol Int 1999;32:71–81.
73. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – A systematic validation of simulation results with experimental measurements / H. Allmaier, C. Priestner,

C. Six, H.H. Priebsch, C. Forstner, F. Novotny-Farkas // Tribology International. – 2011. – № 44. – P. 1151-1160.

74. Predicting friction reliably and accurately in journal bearings – The importance of extensive oil-models / H. Allmaier, C. Priestner, F.M. Reich, H.H. Priebsch, C. Forstner, F. Novotny-Farkas // Tribology International. – 2012. – v. 48. – pp. 93-101.

75. Prokopenko, A.K., Simakov, Y.S., Garkunov, D.N., Krasikov, S.G. Metallplugging additive, SU Patent 859425, 30 August 1981. (on Russian).

76. R.J. Welsh, Plain Bearing Design Handbook, Butterworths, London, 1983.

77. Rabinowicz E. Friction and wear of materials. 2nd ed. New York: John Wiley & Sons; 1995.

78. Refined simulation of friction power loss in crank shaft slider bearings considering wear in the mixed lubrication regime / C. Priestner, H. Allmaier, H.H. Priebsch, C. Forstner // Tribology International. – 2012. – v. 46. – pp. 200-207.

79. Resch T. Multi-axial Fatigue Analysis of Oil Suction Tube Bracket based on Multi Body Dynamics Solution of Inline 6-Cylinder Diesel Engine / B. Marco, B. Sheets, T. Resch, J. Skoko, Brunner S. // ResearchGate. – 2011. – 8 p.

80. Roach, A.E. Performance of oil-film bearings with abrasive containing lubricants / A.E. Roach // Transaction ASME. – 1951. – №73. – C. 677.

81. Rozeanu, L. Wear of hydrodynamic journal bearings, In Tribology Research: From Model Experiment to Industrial Problem / G. Dalmaz et al. (Editors), 2001, pp.161-166.

82. S.F. Murray, M.B. Peterson and F.E. Kennedy, "Wear Rates of Boundary Lubricated Cast Bronze Bearings," ASLE Trans., v. 20 (1977), pp. 321-327.

83. S.V. Inshakov, V.I. Balabanov, S.A. Ishchenko, J.D. Kleptsova, Metal-coating additive for lubricant materials, RU Patent 2,503,713, 27 Nov 2012. (on Russian).

84. Sander D.E., Allmaier H. Friction and wear analysis of journal bearings exposed to repeated start and stop cycles / 16th EDF, Pprime Workshop: "Behaviour of journal and thrust bearings under transient and mixed lubrication regime", Futuroscope, October 5 & 6, 2017.

85. Sander, D.E. Simulation of journal . friction in severe mixed lubrication – Validation and effect of surface smoothing due to running-in / D.E. Sander , H. Allmaier , H.H. Priebsch, M. Witt, A. Skiadas// Tribology international. – 2015. – Vol. 96. – pp. 173-183.
86. Shayler, P., Cheng, L., Li, Q., and Wahab, E., "A Modified Oil Lubrication System with Flow Control to Reduce Crankshaft Bearing Friction in a Litre 4 Cylinder Diesel Engine," SAE Technical Paper 2016-01-1045, 2016, doi:10.4271/2016-01-1045.
87. Sorin-Cristian Vlădescu, Mark Fowell, Lars Mattsson, Tom Reddyhoff. The effects of laser surface texture applied to internal combustion engine journal bearing shells – An experimental study / Tribology International. – Vol. 134. – 2019. – pp. 317-327.
88. Structured model of crankshaft in the simulation of engine dynamics with AVL/EXCITE; T. Parikyan, T. Resch, H. H. Priebsch; Paper No. 2001-ICE-435 ICE-Vol. 37-3, Technical Conference ASME 2001.
89. Study of effect of metal oleates on mixed and boundary lubrication / I.G. Levanov, E.A. Zadorozhnaya, I.V. Mukhortov, M.O. Eschiganov // Tribology in Industry. – 2020. – 42(3). – pp. 461–467.
90. Taylor, O., Stone, R., Pearson, R. Improving the performance of internal combustion engines through lubricant engineering. – Oxford, 2016. – 256 p.
91. User Guide. AVL Excite Power Unit, version 7.0.4, 2008. – p.418.
92. V.G. Babel', D.N. Garkunov, Metal-coating multifunctional composition for motor, transmission and industrial oil, RU Patent 2,398,010, 6 Mar 2009. (on Russian).
93. Vaidyanathan K, Keith Jr TG. Performance characteristics of cavitated noncircular journal bearings in the turbulent flow regime. Tribol Trans 1991;34:35–44.
94. Vencel, A. Diesel engine crankshaft journal bearings failures: Case study / A. Vencel, A. Rac // Engineering Failure Analysis. – 2014. – Vol.44. – pp. 217-228.
95. Wai, C. M. Modelling optimization involving different types of elements in finite element analysis / C. M. Wai, A. Rivai, O. Bapokutty // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2013. – 9 p.
96. Wang, D. Development and Validation of Finite Difference SABRE-EHL Code / D. Wang. // Mahle Engine Systems, GVRP Technical report. – 1999, – № 1046.

97. Wear identification in rotor-bearing systems by measurements of dynamic bearing characteristics / K.P. Gertzos, P.G. Nikolakopoulos †, A.C. Chasalevris, C.A. Papadopoulos // *Computers and Structures* 89 (2011) 55–66.

98. Xiaobin, Lu. An Experimental Investigation of Dimple Effect on the Stribeck Curve of Journal Bearings / Lu Xiaobin, M. M. Khonsari // *Tribology Letter*. – 2007. – Vol 27. – pp. 169-176.

99. Zadorozhnaya, E. Study of HTHS Viscosity of Modern Motor Oils / E. Zadorozhnaya, I. Levanov, O. Oskina // *Procedia Engineering*. – 2016. – Vol. 150. – pp. 602-606. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.051.

100. Авдонькин, Ф. Н., Денисов, А.С. Критерии предельного состояния подшипников коленчатого вала / *Надёжность и контроль качества*. – 1976. – № 4. – С. 36-41.

101. Авдонькин, Ф. Н., Денисов, А.С. Прогнозирование изменения технического состояния подшипников коленчатого вала/ *Автомобильная промышленность*. – 1975. – № 7. – С. 4-5.

102. Авдонькин, Ф.Н. Изменение технического состояния автомобиля в процессе эксплуатации. – Саратов: СГУ им. Н.Г. Чернышевского, 1973. – 191 с.

103. Авдонькин, Ф.Н. Прогнозирование изменения технического состояния подшипников коленчатого вала / Ф.Н. Авдонькин, А.С. Денисов // *Автомобильная промышленность*. – 1975. – №7. – С.4-5.

104. Авдонькин, Ф.Н. Текущий ремонт автомобилей / Ф.Н. Авдонькин. –М.: Транспорт, 1978. – 269 с.

105. АВТОВАЗ и Ricardo разработают новый мотор для Lada Priora и перспективного семейства класса «С» // АВТОСТАТ. – <https://www.autostat.ru/news/3267/> (Дата обращения 25.06.019).

106. Автоматизированное рабочее место водителя многоосного колёсного шасси // ООО «НИЦ СК "Континент"» [Электронный ресурс]. URL: <http://www.nic-kontinent.ru/> (дата обращения: 22.07.2016).

107. Ажиппо, Н.А., Балюк Б.К. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования / Н.А. Ажиппо, Б.К. Балюк // Двигателестроение. – 1985. – № 8. – С. 17-20.

108. Алтоиз Б.А. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел / Алтоиз Б.А., Пыжов Е.В., Народницкая Г.В., Ханмамедов С.А. // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 80-86.

109. Алтоиз, Б.А. Физика приповерхностных слоев жидкости / Б.А. Алтоиз, Ю.М. Поповский – Одесса: Астропринт, 1996. – 153 с.

110. Анисимов, В.Н. Разработка метода гидродинамического и теплового расчета сложнонагруженных опор скольжения с источниками смазки на поверхностях шипа и подшипника: дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Анисимов Виктор Николаевич. – Челябинск, 1984. – 194 с.

111. Антоненко, И. Надёжностно-ориентированное техническое обслуживание: методология и практика применения // Методы менеджмента качества. – 2018. – № 12. – С. 48-54.

112. Анцупов, А.В. и др. Методика прогнозирования надежности и оценка износостойкости деталей узлов трения металлургического оборудования / А.В. Анцупов, В.П. Анцупов, А.В. Анцупов (мл), М.В. Налимов, А.С Губин // Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. – 2007. – №1. – С.80-83.

113. Арушанян, О.Б. Численное решение обыкновенных дифференциальных уравнений на фортране / О.Б. Арушанян, С.Ф. Залеткин. – М.: Изд-во Московского университета, 1990. – 336 с.

114. Ахматов, А.С. Молекулярная физика граничного трения / А.С. Ахматов. – М.: Наука, 1964, - 541 с.

115. Ахтямов, М.К. Разработка метода гидродинамического и теплового расчета сложнонагруженных опор скольжения с некруглым подшипником: дисс.... канд. техн. наук: 05.02.02 / Ахтмов Мавлит Калимович. – Челябинск, 1986. –197 с.

116. Аэро, Э.Л., Булыгин А.Н., Павлов Ю.В. Гидродинамика жидких нанослоёв / Э.Л. Аэро, А.Н. Булыгин, Ю.В. Павлов // Materials Physics and Mechanics. –2011. – Vol. 11. – № 2 – P. 137-156.

117. Балюк Б.К., Ажиппо, Н.А., Анисимов, В.С. Новый метод испытания подшипников скольжения двигателей на усталостное выкрашивание // Двигателестроение. – 1981. – № 9. – С. 60-61.

118. Берёзина, Е.В., Годлевский, В.А. и др. Аналитическое описание структурированного смазочного слоя // Е.В. Берёзина, В.А. Годлевский, А.Г. Железнов. Д.С. Фомичев / Жидкие кристаллы и их практическое использование. – 2014. – Т. 14. – № 1. – С.74-79.

119. Беркович, И.И. Трибология. Физические основы, механика и технические приложения: Учебник для вузов / И.И Беркович, Д.Г. Громаковский; под ред. Д.Г. Громаковского. – Самар. гос. техн. ун-т. Самара, 2000. – 268 с.

120. Богданович, А.В., Еловой, О.М. Некоторые вопросы оценки ресурса силовой системы «подшипник скольжения с вкладышем-циклически деформируемый вал» // Актуальные вопросы машиноведения. – 2016. – Т. 5.– С. 218-222.

121. Болотин, В.В. Прогнозирование ресурса машин / В.В. Болотин. – М.: Машиностроение, 1994. – 312 с.

122. Бортовая информационно-управляющая система (БИУС) автомобиля // Регистр интеллектуальной промышленной собственности [Электронный ресурс]. URL: [http:// bd.patent.su/2203000-2203999/pat/servlet/servletO9a5.html](http://bd.patent.su/2203000-2203999/pat/servlet/servletO9a5.html) (дата обращения 01.04.2016).

123. Бояршинова, А.К. Разработка метода гидродинамического и теплового расчета опор с плавающими невращающимися втулками: дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Бояршинова Алла Константиновна. – Челябинск, 1993. – 189 с.

124. Брейтуэйт, Е.Р. Твердые смазочные материалы и антифрикционные покрытия. – М.: Химия, 1967. – 320 с.

125. Брыльникова, Е.П. Повышение ресурса автомобильных двигателей стабилизацией режима смазывания шатунных подшипников в эксплуатации: дис. ... канд.техн.наук / Е.П. Брыльникова. – Оренбург. – 2013. – 140 с.

126. Буше, Н.А. и др. Подшипники из алюминиевых сплавов / Н.А. Буше, В.А. Двоскина, К.М. Раков, А.С. Гуляев.– М.: Издательство «Транспорт», 1974. –256 с.

127. Буше, Н.А. Совместимость трущихся поверхностей / Н.А. Буше, В.В. Копытько. – М.: Наука, 1981. – 127 с.

128. Буяновский, И.А. Граничная смазка // В кн. «Современная трибология: итоги и перспективы» / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во ЛКИ. – 2008, 226-278.

129. Буяновский, И.А. Граничная смазка адсорбционным слоем // Трение и износ. – 2010. – Т. 31. – № 1. – С.48-67.

130. Венцель С.В., Лелюк В.А. Результаты исследования приработки пар трения. – В сб.: Теория смазочного действия и новые материалы, М.: Наука, 1965, с. 81-85.

131. Вержбицкий, В. М. Численные методы (математический анализ и обыкновенные дифференциальные уравнения) [Текст]: Учеб. пособие для вузов / В.М. Вержбицкий. – М.: ООО «Издательский дом «Оникс 21 век» Высшая школа, 2005. – 400 с.

132. Ветров, М.К. Разработка метода расчета параметров, характеризующих нагруженность подшипников многоопорных коленчатых валов поршневых машин: дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Ветров Михаил Кузьмич. – Челябинск, 1984. – 198 с.

133. Вознесенский А. Н. Бортовые информационно-управляющие системы // Машиностроение: энциклопедия. – М.: Машиностроение, 1997. – Раздел IV. Расчёт и конструирование машин. – Т. IV-15. Колёсные и гусеничные машины. – С.578-589.

134. Воскресенский, В. А. Расчёт и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка): Справочник / В. А. Воскресенский, В.И. Дьяков. – М.: Машиностроение, 1980. – 224 с.

135. Вырубов, Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «ДВС» / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов,

Н.А. Иващенко и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. 4-е изд., перераб. и. доп. – М.: Машиностроение, 1984 – 384 с.

136. Гаврилов, К.В. Повышение ресурса трибосопряжений поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания снижением гидромеханических потерь на трение: дисс. ... д-ра. тех. наук: 05.04.02, 05.02.02 / Гаврилов Константин Владимирович. – Челябинск, 2020. – 375 с.

137. Гаврилов, К.В. Применение алгоритма сохранения массы при расчете гидромеханических характеристик и оптимизации конструктивных параметров сложноподшипников скольжения. – Дисс... канд. тех. наук. – Челябинск, 2006. – 157 с.

138. Гафиятуллин, А.А. Обеспечение работоспособности шатунных подшипников автотракторных двигателей путём создания неразрывности масляного потока: дис. ... канд. техн. наук / А.А. Гафиятуллин. – Саратов. – 2005. – 119 с.

139. ГОСТ ИСО 7902-1-2001. Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Метод расчёта. Часть 1. – Введ. 01.07.2002. – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2002. – 32 с. – (Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу).

140. ГОСТ ИСО 7902-2-2001. Гидродинамические радиальные подшипники скольжения, работающие в стационарном режиме. Допустимые рабочие параметры. Часть 3. – Введ. 01.07.2002. – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2002. – 11 с. – (Система стандартов по информации, библиотечному и издательскому делу).

141. ГОСТ Р 27.002-2015. Надёжность в технике. Термины и определения [Текст]. - Введ. 2017-03-01. - М.: Стандартинформ, 2016.– 28с.

142. ГОСТ Р 53791-2010 Ресурсосбережение. Стадии жизненного цикла изделий производственно-технического назначения. Общие положения.

143. Гриб, В.В. Расчёт износа высших кинематических пар с учётом формоизменения при изнашивании. – В кн.: Теория и практика расчётов деталей машин на износ. – М.: Наука, 1982. – с. 117-123.

144. Гриб, В.В. Расчёт ресурса и износа узлов трения численными методами. – В кн.: Теория и практика расчётов деталей машин на износ. – М.: Наука, 1982. – с. 106-110.

145. Гриб, В.В., Кузина, Г.П., Наполов, Н.А. Метод расчёта износа шарнирных соединений и применение его в строительно-дорожном и лесном машиностроении. – В кн.: Теория и практика расчётов деталей машин на износ. – М.: Наука, 1982. – с. 110-116.

146. Григорьев М. А., Галактионов А. Е., Левит С. М. Методика ускоренных стендовых испытаний на безотказность бензиновых двигателей легковых автомобилей. // Двигателестроение. - СПб.: Машиностроение, 1996. - № 1. - С. 54-56.

147. Григорьев М.А. Моторесурс автомобильных двигателей и пути его повышения/ М.А. Григорьев// Автомобильная промышленность. – 1972. – №11. – С.4-6.

148. Григорьев, М.А. Защита подшипников коленчатого вала автомобильного дизеля от абразивного изнашивания / М.А. Григорьев, Е.Т. Капустин, Е.П. Чернышев // Двигателестроение. – № 6. – 1981. – С. 43–45.

149. Григорьев, М.А. Исследование влияния давления масла в системе смазки на износ деталей двигателя / М.А. Григорьев, В.И. Новиков, В.Г. Смирнов, Ф.И. Майоров, Ю.М. Рогозин // Автомобильная промышленность. – 1971. – №4. – С.3-5.

150. Григорьев, М.А. Обеспечение надёжности двигателей / М.А. Григорьев, В.А. Долецкий. – Издательство стандартов, 1977. – 324 с.

151. Григорьев, М.А. Очистка масла и топлива в автотракторных двигателях / М.А. Григорьев. М.: Машиностроение, 1970. – 270 с.

152. Гурвич, И.Б. Оценка предельного технического состояния двигателей / И.Б. Гурвич, В.И. Чумак, А.П. Егорова // Автомобильная промышленность. – 1972. – №8. – С. 6-9.

153. Даровской, Г.В. Влияние неуравновешенности механизма сжатия образцов машины ИИ 5018 на величину коэффициента трения/ Г.В. Даровской, И.М. Елманов // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – №10. – С. 29 – 33.

154. Даровской, Г.В. Повышение точности определения коэффициента трения на машинах трения типа «Амслер» / Г.В. Даровской // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2009. – №6. – С. 21 – 24.

155. Даровской, Г.В. Совершенствование методики определения коэффициентов трения антифрикционных пар на машинах трения типа «Амслер»: автореферат дис. ... канд. техн. наук / Г.В. Даровской. – Ростов-на-Дону. – 2012.– 20 с.

156. Денисов, А.С. Анализ изменения технического состояния ресурсопределяющих элементов дизелей КАМАЗ в процессе эксплуатации // А.С. Денисов, А.Р. Асоян, В.П. Захаров / Известия ВолГТУ. – 2011. – № 8(81). – С.32-35.

157. Денисов, А.С. Влияние условий смазки на толщину масляного слоя в шатунных подшипниках дизельного двигателя / А.С. Денисов, И.К. Данилов // Вестник СГТУ. – 2005. – № 4 (9). – С. 57-60.

158. Дерягин Б.В., Чураев Н.В., Муллер М.В. Поверхностные силы. М.: Наука, 1985. – 398с.

159. Джейкок, М. Химия поверхностей раздела фаз / М. Джейкок, Дж. Парфит – М.: Мир, 1984. – 269 с.

160. Добычин, М.Н. Износ подшипника скольжения со взаимно изнашивающимися элементами / М.Н. Добычин // Трение и износ. – 1980. – Том 9. – №5. – с. 799- 807.

161. Дойкин, А.А. Исследование износа материала элементов трибосопряжения «поршень – цилиндр» тяжелонагруженного дизеля / А.А. Дойкин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2012. – Выпуск 19. – № 12 (271).– С. 51–55.

162. Дойкин, А.А. Расчетно-экспериментальный метод профилирования образующей поршня для повышения ресурса трибосопряжения "поршень-цилиндр" ДВС: дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02, 05.04.02 / Дойкин Алексей Алексеевич. – Челябинск, 2013. – 132 с.

163. Дроздов Ю.Н., Юдин Е.Г., Белов А.И. Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / Под ред. Ю.Н. Дроздова. – М.: «Эко-Пресс», 2010. – 604 с.

164. Дроздов, Ю.Н. Прогнозирование изнашивания с учётом механических, физико-химических и геометрических факторов // В кн. «Современная трибология: итоги и перспективы» / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во ЛКИ. – 2008, 24-32.

165. Елманов, И.М. Исследование погрешности определения вращающего момента на стандартных машинах трения типа «Амслер» / И.М. Елманов, Г.В. Даровской // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2007. – №9. – С. 16–20.

166. Елманов, И.М. Повышение точности определения коэффициента трения на машинах трения типа «Амслер» / И.М. Елманов, Г.В. Даровской // Трение и износ. – 2009. – Том 30, №4. – С. 405–413.

167. Елманов, И.М. Результаты измерений толщины пленки железнодорожных смазочных материалов / И.М. Елманов, Г.В. Даровской, Г.И. Мостовой // Тяжелое машиностроение. – 2009 – № 10. – С. 28-30.

168. Железнов, А.Г. Диагностика надмолекулярной структуры смазочного слоя методом поляризационной трибометрии: дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.04 / Железнов Антон Геннадьевич. – Иваново, 2015. – 147 с.

169. Задорожная, Е.А. Влияние микрополярных свойств масел на динамику сложнонагруженных подшипников скольжения / Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев, И.Г. Леванов, А.В. Чеснов // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. – 2009. – № 3 (19). – С. 329–337.

170. Задорожная, Е.А. Динамика и смазка неньютоновскими жидкостями сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и роторных машин: дисс. ... д-ра. тех. наук: 05.02.02 / Задорожная Елена Анатольевна. – Челябинск, 2013. – 358 с.

171. Задорожная, Е.А. Методология расчёта динамики сложнонагруженных трибосопряжений высокофорсированного дизельного двигателя / Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов, С.А. Пырьев // Вестник машиностроения. – № 12. – 2013. С. 42–47.

172. Задорожная, Е.А. Механизм образования граничных слоёв и реологическая модель вязкости тонких слоёв смазочного материала // Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, И.Г. Леванов / Вестник Оренбургского государственного университета. – 2014. – № 10 (171). – С.76-81.

173. Задорожная, Е.А. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчёте сложнагруженных узлов трения поршневых и роторных машин / Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, И.Г. Леванов // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – №7. – С. 22-30.

174. Зайцев А.К. Основы учения о трении, износе и смазке машин. Часть 1. Трение в машинах / А.К. Зайцев. – М.: Государств. науч. техн. изд-во машиностр. литры, 1947. – 219 с.

175. Зайцев А.К. Основы учения о трении, износе и смазке машин. Часть 2. Износ материалов / А.К. Зайцев. – М.: Государств. науч. техн. изд-во машиностр. литры, 1947. – 219 с.

176. Захаров, С.М. Гидродинамическая теория смазки // В кн. «Современная трибология: итоги и перспективы» / Под ред. К.В. Фролова. – М.: Изд-во ЛКИ. – 2008, с. 95-157.

177. Захаров, С.М. Имитационное моделирование работы подшипников коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания / С.М. Захаров // Вестник машиностроения. – 1981. – т.1, № 1. – с. 90-104.

178. Захаров, С.М. О кавитационных явлениях в подшипниках коленчатого вала тепловозных двигателей / С.М. Захаров // Вестник ЦНИИ МПС. – 1970. – № 5. – С. 31-35.

179. Захаров, С.М. Подшипники коленчатых валов тепловозных дизелей / С.М. Захаров, А.П. Никитин, Ю.А. Загорянский. – М.: Транспорт, 1981. – с. 181.

180. Захаров, С.М. Прогнозирование показателей износостойкости нестационарно-нагруженных опор скольжения силовых установок с помощью метода имитационного моделирования / С.М. Захаров // Трение и износ. – 1982. – Том 3, № 5. – с. 789-800.

181. Захаров, С.М. Трибологические критерии оценки работоспособности подшипников скольжения коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания / С.М. Захаров, И.А. Жаров // Трение и износ. – 1996. – Т.17, №5. – С.606 – 615.

182. Захаров, С.М., Буяновский И.А. Смазка // В кн. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – с. 184-248.

183. Зернин М. В. Трехмерный конечный элемент для моделирования температурной, упругой и термоупругой составляющих в связанной задаче термоупругогидродинамики узлов трения / М. В. Зернин, Н. Н. Рыбкин // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2016. – №5. – 10 с.

184. Зернин, М.В. Методика расчетной оценки предельных размеров дефектов поверхностей подшипников скольжения по критерию влияния их на параметры гидродинамики / М.В.Зернин, А.В.Мишин, Н.Н. Рыбкин // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2013. – №3. – С.14–23.

185. Иваночкин, П.Г. Контактные задачи для узлов трения с двухслойными композициями триботехнического назначения: автореферат дис. ... д-ра. техн. наук/ П.Г. Иваночкин. – Ростов- на-Дону. – 2009. – 40 с.

186. Игнатенко, В. И. Исследование и разработка методов обеспечения надежности подшипников коленчатого вала поршневых машин на основе повышения качества контроля их технического состояния : дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Игнатенко Владимир Ильич. – Челябинск, 1978. – 263 с.

187. Икрамов, У.А. Расчётные методы оценки абразивного износа. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

188. Ильин, В.П. Численные методы решения задач электрофизики / В.П. Ильин. – М.: Наука, 1985. – 334 с.

189. Индикт, Е.А., Галицкий А.В., Дрибинский, Г.Л. Надёжность двигателей грузовых автомобилей в эксплуатации // Автомобильная промышленность. – 1978. – №11. – С.7-10.

190. К вопросу о долговечности подшипников коленчатого вала двигателей ЗИЛ-130 / В.Н. Прокопьев, В. В. Иванов, Э.Р. Рунг, Г.Н. Волченко // Автомобильная промышленность. – 1974. – №6. – С. 6-8.

191. Кавьяров, С.И. Надёжность двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006. – 105 с.

192. Калимуллин, Р.Ф. Научные основы поддержания работоспособности автомобильных двигателей методами трибодиагностики: дис. ... д-ра.техн.наук / Р.Ф. Калимуллин. – Оренбург. – 2016. – 292 с.

193. Канарчук, В.Е. Долговечность и износ двигателей при динамических режимах работы / К.: «Наукова думка», 1978. – 256 с.

194. Караваев, В.Г. Применение методов термогидродинамического расчета сложнонагруженных опор жидкостного трения для повышения надежности и сокращения сроков проектирования механизмов и машин: дисс... канд. тех. наук. – Челябинск, 1984. – 200 с.

195. Карасик, И.И. Прирабатываемость, закономерности и методы оценки влияния приработки и изнашивания на триботехнические характеристики опор скольжения: дис. ... д-ра.техн.наук / И.И. Карасикв. – Москва, 1983. – 480 с.

196. Кича, Г.П. Тонкая очистка масла в ДВС комбинированным фильтрованием: результаты исследований и перспективы развития // Г.П. Кича, Н.М. Свистунов // Двигателестроение. – № 12. – 1981. – С. 17–23.

197. Когаев, В.П. Прочность и износостойкость деталей машин / В.П. Когаев, Ю.Н. Дроздов. – М.: Высшая школа, 1991. – 319 с.

198. Колчин, А.И. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.

199. Комбалов, В.С. Методы и средства испытаний на трение и износ конструкционных и смазочных материалов: справочник / под ред. К.В. Фролова, Е.А. Марченко. – М.: Машиностроение, 2008. – 384 с.; ил.

200. Комбалов, В.С. Оценка триботехнических свойств контактирующих поверхностей / В.С. Комбалов. – М.: Наука, 1983. – 125 с.

201. Крагельский, И.В. Основы расчётов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

202. Крагельский, И.В. Коэффициенты трения. Справочное пособие / И.В. Крагельский, И.Э. Виноградова. – М.: Машгиз, 1962 г. – 222 с.

203. Крагельский, И.В. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн./ Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн.2. – 1979. – 358 с.
204. Крагельский, И.В. Узлы трения машин: Справочник / И.В. Крагельский, М.Н. Михин. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
205. Криони, Н.К. Повышение работоспособности по триботехническим параметрам высокотемпературных подвижных сопряжений с твердыми покрытиями: автореферат дис. ... д-ра. техн. наук/ Н.К. Криони. – Москва. – 2005.
206. Кулаков, А.Т. Повышение надёжности автотракторных дизелей путём совершенствования процессов смазки, очистки и технологии ремонта основных элементов: дис. ... д-ра. техн. наук / А.Т. Кулаков. – Саратов. – 2007. – 453 с.
207. Лашко, В.А. Перспективы развития интеллектуальных поршневых ДВС // Учёные заметки ТОГУ. – 2014. – Т.5. – № 1. – С. 260-287.
208. Леванов, И.Г. Методика расчёта сложнонагруженных подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах. Дисс.. канд. техн. наук. / И.Г. Леванов.– Челябинск, 2011. – 152 с.
209. Леванов, И.Г. Обзор реологических моделей моторных масел, используемых при расчётах динамики подшипников скольжения коленчатого вала / И.Г. Леванов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2010. – Выпуск 15, № 10 (186). – С. 54–62.
210. Леванов, И.Г. Экспериментальные исследования реологических свойств всесезонных моторных масел / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2011. – Выпуск 17, № 11 (228). – С. 70–76.
211. Лукинский, В.С., Зайцев, Е.И. Прогнозирование надёжности автомобилей / В.С. Лукинский, Е.И. Зайцев. – Л.: Политехника, 1991. – 224 с.
212. Макколион, Г. Анализ тепловых эффектов в полном радиальном подшипнике / Г. Макколион, Ф. Юсиф, Т. Ллойд // Проблемы трения и смазки. – 1970. – № 4. – С. 42–51.

213. Маляр, Н.С. Исследование гидродинамических параметров радиальных сложнонагруженных опор трения: дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Маляр Николай Семёнович. – Челябинск, 1975. – 187 с.

214. Матвеевский, Р.М. Температурная стойкость граничных смазочных слоёв и твердосмазочных покрытий при трении металлов и сплавов / Р.М. Матвиевский. – Изд-во «Наука». – М., 1971. – 228 с.

215. Мезрин, А.А. Моделирование формоизменения тел в сопряжениях при больших износах: автореф. дис. ... канд. физ.мат. наук : 01.02.04 / Мезрин Алексей Михайлович; ИПМех РАН. – Москва, 2011. – 23 с.

216. Моделирование гидродинамических подшипников скольжения с учётом индивидуальных противоизносных свойств смазочных материалов / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, Д.Н. Никитин // Вестник ЮУрГУ. Серия: «Машиностроение». – 2021. – № 1. – Т.21. – С.14–28.

217. Мордовцев, Н. Двигатели ЯМЗ-534 и ЯМЗ-536 / https://reis.zr.ru/article/avtobaza/uzly-i-agregaty/dvigateli_jamz534_i_jamz536?page=5 (Дата обращения 24.06.019).

218. Морозов, Е.М., Зернин М.В. Контактные задачи механики разрушения / Е.М. Морозов, М.В. Зернин. – М.: Машиностроение, 1999. – 544 с.

219. Мур Д. Основы и применения трибоники / Пер. с англ. М.: Мир, 1978. 487 с.

220. Мурманский, Б.Е., Бродов, Ю.М., Лебедев, В.В. и др. Стратегия ремонтов паровых турбин на основе анализа надёжности их узлов // Надёжность и безопасность энергетики. – 2014. – №4 (27). – С. 58-62.

221. Мухортов, И.В. Полимолекулярная адсорбция смазочных материалов и её учёт в теории жидкостного трения /И.В. Мухортов // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. – 2011. – № 31. – С.62-67.

222. Мухортов, И.В. Совершенствование метода расчёта подшипников жидкостного трения учётом межфазных взаимодействий смазочных и конструкционных материалов: дис. ... канд. техн. наук / И.В. Мухортов. – Челябинск, ЮУрГУ. – 2012.– 182 с.

223. Никишин, В.Н. Оценка комплекса параметров шатунного подшипника методом измерения элеткросопротивления контакта / В.Н. Никишин, С.В. Сибиряков // Вестник КГТУ им А.Н. Туполева. – 2007. – № 1. – С. 12-17.

224. Никишин, В.Н. Формирование и обеспечение качества автомобильного дизеля. Часть I / В.Н. Никишин; Министерство образования и науки, Камская госуд. инж.-экон. акад. – Наб. Челны: Изд-во Камской госуд. инж.-экон. акад., 2006. – 452 с.

225. Никишин, В.Н. Формирование и обеспечение показателей качества автомобильных дизелей на стадии их проектирования: дис. ... д-ра.техн.наук / В.Н. Никишин. – Москва. – 2007. – 376 с.

226. Новиков, Л.А. Развитие двигателестроения в России / Л.А. Новиков // Двигателестроение. – 2015. – № 1 (259). – С. 52.

227. ООО «Уральский дизель-моторный завод» и инжиниринговая фирма FEV GmbH (Германия) подписали контракт на разработку семейства дизельных двигателей нового поколения / <https://sinaratm.ru/press/news/00471/> (Дата обращения 24.06.019).

228. Официальный сайт PLM SIEMENS, Mechatronic System Simulation (1D CAE) – <https://www.plm.automation.siemens.com/global/en/our-story/glossary/mechatronic-system-simulation-1d-cae>.

229. Официальный сайт CADFEM, Tribo-X Inside Ansys brochure. – cadfem.net.

230. Пакет прикладных программ "ОРБИТА". Версия 3.4./ В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Н. Анисимов и др. // Зарег. в реестре программ для ЭВМ в РосАПО N 940513 от 16.12.94.

231. Паллей, З.С. Гидродинамический расчёт подшипников скольжения авиационных двигателей / З.С. Паллей. – Ленинград: ЛКВВИА, 1947. – 99 с.

232. Пат. 192311 Российская Федерация, МПК F 01 M 1/10, B 01 D 35/14, F 16 N 39/06. Масляный фильтр с сигнальным устройством / А.Д. Рулевский, В.П. Рыбаков, И.Г. Леванов. – № 2019110495; заявл. 08.04.2019; опубл. 12.09.2019, Бюл. № 26. – 11 с.

233. Патент N 181065 Российская Федерация, МПК F01M 1/10 (2006.01), B01D 27/14 (2006.01). Двухступенчатый масляный фильтр : N 2017140688 : заявл. 22.11.2017 : опубликовано 04.07.2018 / Рулевский А.Д., Рыбаков В.П., Леванов И.Г.; заявитель ЮУрГУ. – 9 с.: ил. – Текст: непосредственный.

234. Патент N 185104 Российская Федерация, МПК B01D 35/14 (2006.01), F01M 1/18 (2006.01). Масляный фильтр с сигнальным устройством : N 2018129351 : заявл. 09.08.2018 : опубликовано 21.11.2018 / Рулевский А.Д., Рыбаков В.П., Леванов И.Г.; заявитель ЮУрГУ. – 8 с.: ил. – Текст: непосредственный.

235. Патент N 192311 Российская Федерация, МПК B01D 35/14 (2006.01), F01M 1/10 (2006.01), F16N 39/06 (2006.01). Масляный фильтр с сигнальным устройством : N 2019110495 : заявл. 08.04.2019 : опубликовано 12.09.2019 / Рулевский А.Д., Рыбаков В.П., Леванов И.Г. – 11 с.: ил. – Текст: непосредственный.

236. Патент N 192999 Российская Федерация, МПК F01M 1/10 (2006.01), B01D 35/02 (2006.01). Разборный масляный фильтр : N 2019119644 : заявл. 24.06.2019 : опубликовано 09.10.2019 / Рулевский А.Д., Рыбаков В.П., Леванов И.Г. – 8 с.: ил. – Текст: непосредственный.

237. Патент N 204510 Российская Федерация, МПК B01D 35/14 (2006.01), F01M 1/10 (2006.01), F16N 39/06 (2006.01). Сигнальное устройство загрязнения масляного фильтра : N 2020141467 : заявл. 16.12.2020 : опубликовано 28.05.2021 / Рулевский А.Д., Рыбаков В.П., Леванов И.Г. – 16 с.: ил. – Текст: непосредственный.

238. Подгаецкий, В.М., Смирнова, Т.Н. Отечественные и зарубежные транспортные дизели двойного назначения // Двигатель. – 2011. – № 2 (74). – <http://engine.aviaport.ru/issues/74/page39.html> (Дата обращения 25.06.019).

239. Пожбелко, В.И. Аналитическая нелинейная скоростная характеристика трения и оптимизация толщины смазочного слоя и эксцентриситета гидродинамических подшипников / В.И. Пожбелко // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2011. – №2. – С.23-30.

240. Польцер Г., Майсснер Ф. Основы трения и изнашивания / Пер. с нем. М.: Машиностроение, 1984. 265 с.

241. Прокопьев, В.Н. Влияние на гидромеханические характеристики сложнонагруженных подшипников скольжения некруглостей цапфы и вкладыша / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2008. – №23 (123). – С. 4-12.
242. Прокопьев, В.Н. Влияние неньютоновских свойств масел на нагруженность шатунных подшипников коленчатого вала / В.Н.Прокопьев, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов // Двигателестроение. – 2008. – № 3. – С. 40–42.
243. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография. / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский и др. // Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011. – Ч. 2. – 221 с.
244. Прокопьев, В.Н. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография. / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваев и др. // Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – Ч. 1. – 157 с.
245. Прокопьев, В.Н. Методы решения уравнений движения в задачах динамики опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, Н.В. Ширококов // Вестник Уральского межрегионального отделения Российской академии транспорта. – 1999. – №2. – С. 79–82.
246. Прокопьев, В.Н. Многосеточные алгоритмы интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложнонагруженных подшипников скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – №5. – С. 16–21.
247. Прокопьев, В.Н. Прикладная теория и методы расчёта гидродинамических сложнонагруженных опор скольжения: дис. ... д-ра.техн.наук / В.Н. Прокопьев. – Челябинск, ЧПИ. – 1985. – 455 с.
248. Прокопьев, В.Н. Применение безинерционных моделей в задачах динамики опор коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев, Ю.В. Рождественский // Вестник Уральского межрегионального отделения российской академии транспорта. – 1998. – №1. – С. 43–47.
249. Прокопьев, В.Н. Совершенствование методики расчёта сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых неньютоновскими маслами / В.Н.

Прокопьев, Е.А. Задорожная, В.Г. Караваяев, И.Г. Леванов // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2010. – № 1. – С. 63–67.

250. Прокопьев, В.Н. Термогидродинамическая задача смазки сложнагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваяев // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. – 2003. – №1 (17), вып. 3. – С. 56–66.

251. Проников, А.С. Надёжность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.

252. Пронин, М.Д. Снижение механических потерь совершенствованием конструкции поршня быстроходного дизеля: автореферат дис. ... канд. техн. наук / М.Д. Пронин. – Москва. – 2009. – 18 с.

253. Противоизносная композиция к смазочным материалам [Текст]: пат. 2675632 Рос. Федерация: МПК С 10 М 141/06, 133/24, 129,16 / авторы и заявители Мухортов И.В., Якунина К.А; патентообладатель Мухортов И.В., Якунина К.А.

254. Пути наиболее полного использования ресурса двигателей ЯМЗ-240Б / А.С. Денисов, В.Е. Неустроев, В.Н. Басков, С.С. Григорьев // Двигателестроение. – 1979. – № 8. – С.35 – 40.

255. Путинцев, С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчёта и испытаний. Электронное учебное издание / С.В. Путинцев. – Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – 288 с.

256. Радин Ю.А., Суслов П.Г. Безызносность деталей машин при трении. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 229 с.

257. РД 50-531-85 «Обеспечение износостойкости изделий. Метод экспериментальной оценки противоизносных свойств смазочных материалов при трении». – М.: Изд-во стандартов, 1986 г.

258. Ремонт автомобиля ЗИЛ-130 / А.Г. Линкин, П.И. Гринберг, А.И. Ильин. – Изд-во «Транспорт», 1970 г., 360 с.

259. Родин, С.С. Влияние упругих деформаций кривошипной головки шатунов на гидромеханические характеристики шатунных подшипников тепловых двигателей: дисс. ... канд. тех. наук: 05.04.02 / Родин Сергей Сергеевич. – Челябинск, 2004. – 151 с.

260. Рождественский Ю. В. Связные задачи динамики и смазки сложнагруженных опор скольжения // Дисс. на соиск. уч. ст. д.т.н. – Челябинск, 1999. – 347 с.

261. Рождественский, Ю.В. Исследование динамики сложнагруженных подшипников скольжения при переменной угловой скорости шипа: дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Маляр Николай Семёнович. – Челябинск, 1975. – 187 с.

262. Розенберг, Ю.А. Влияние смазочных масел на надёжность и долговечность машин / Ю.А. Розенберг. – М.: Машиностроение, 1970. – 315 с.

263. Румб, В.К. Прогнозирование долговечности подшипников коленчатых валов судовых дизелей / В.К. Румб // Двигателестроение. – 2009. – № 1. – С. 15-17.

264. Рыбкин, Н.Н., Зернин, М.В. Реализация методики расчётной оценки параметров гидродинамики цилиндрических подшипников скольжения с учётом влияния радиальной податливости поверхностей/ Н.Н.Рыбкин, М.В.Зернин // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2013. – №4. – С.59–65.

265. Chisaki, J., Yoshijima, K., Kikuchi, T., Morinaka, S. et al., "Development of a New 2.0-Liter Fuel-Efficient Diesel Engine," SAE Technical Paper 2013-01-0310, 2013, doi:10.4271/2013-01-0310.

266. Савостьянова, Л. В. Прогнозирование технического состояния паровых турбин для повышения эффективности ремонтной деятельности: дисс. ... канд. тех. наук: 05.14.14/ Савостьянова Людмила Викторовна. – Томск, 2017. – 189 с.

267. Самарский, А. А. Введение в численные методы [Текст]: Учеб. Пособие для вузов / А. А. Самарский. – М.: Наука, 1982. – 271 с.

268. Сафонов, П.Б. Инженерная трибология: оценка износостойкости и ресурса трибосопряжений. Учебное пособие для студентов специальности 170515 / П.Б. Сафонов, А.В. Бегова. – РХТУ им. Д. И. Менделеева, Новомосковский институт, 2004. – 65 с.

269. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018616040 от 21.05.2018 "МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ СОПРЯЖЕНИЯ "ШАТУННАЯ ШЕЙКА КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА - ВКЛАДЫШ" ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ "WEAR.V2". Авторы: Леванов И.Г., Мурзин В.С., Герцев В.В.

270. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018616032 от 21.05.2018 "МОДЕЛИРОВАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ ШАТУННЫХ ВКЛАДЫШЕЙ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ "WEAR.V1". Авторы: Леванов И.Г., Мурзин В.С., Герцев В.В.

271. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015618139 от 31.07.2015. "Программа исследования работоспособности и ресурса трибосопряжений теплового двигателя на основе расчёта их гидромеханических характеристик". Зарегистрирована в Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. Авторы: Задорожная Е.А., Леванов И.Г., Дудников А.Л., Очеретный В.Г., Еркин В.И.

272. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017612831 от 03.03.2017. "Программа оценки ресурса подшипников скольжения тепловых двигателей с учётом неустановившихся режимов работы". Зарегистрирована в Федеральной службе по интеллектуальной собственности (Роспатент). Авторы: Задорожная Е.А., Леванов И.Г., Дудников А.Л., Еркин В.И.

273. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2007613507. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах «Неньютон-II» / В. Н. Прокопьев, А. К. Бояршинова, Е. А. Задорожная, И. Г. Леванов; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2007612488; заявл. 20.06.07 ; зарегистр. 17.08.07.

274. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2009610348. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями «Микрополярность» / В. Н. Прокопьев, В. Г. Караваев, Е. А. Задорожная, И. Г. Леванов, С. В. Чернейко; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2008615348; заявл. 17.11.08 ; зарегистр. 14.01.09.

275. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2009610350. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических

характеристик неавтономных подшипников скольжения коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания «Подшипники скольжения многоопорных валов» / В. Н. Прокопьев, Ю. В. Рождественский, К. В. Гаврилов, Н. А. Хозенюк, И. Г. Леванов, А. А. Мыльников, Бобин Д. С.; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2008615350; заявл. 17.11.08 ; зарегистр. 14.01.09.

276. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010612188. Программа исследования характеристик статически нагруженных подшипников скольжения «Микрореология» / И. В. Мухортов, Е. А. Задорожная, И. Г. Леванов, В. А. Кузнецов, А. В. Чеснов; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2010610346; заявл. 25.01.10 ; зарегистр. 24.03.10.

277. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2010612189. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения гибкого ротора, смазываемых неньютоновскими жидкостями «Гибкий ротор-II» / Е. А. Задорожная, И. Г. Леванов, П. А. Тараненко, С. В. Чернейко; заявитель и правообладатель: Южно-Уральский государственный университет. – заявка № 2010610347; заявл. 25.01.10 ; зарегистр. 24.03.10.

278. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2021666405. Комплекс программ расчёта гидродинамических подшипников скольжения «ОРБИТА-Ресурс» / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная, Д.Н. Никитин, М.О. Ещиганов. – заявка № 2021665841; заявл. 14.10.21; зарегистр. 14.11.21.

279. Связь структуры и трибологических характеристик диалкилдитиофосфатов цинка / И.В. Мухортов, К.А. Почкайло, А.А. Дойкин, И.Г. Леванов // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. – 2016. – № 4. – Т.16. – С.67–74.

280. Семенов, А. Ю., Семенов, М. Ю. Международный инжиниринг на примере сотрудничества ООО «УДМЗ» и AVL LIST GmbH. – <https://mirznanii.com/a/257840/mezhdunarodnyy-inzhiniring>. (Дата обращения 24.06.019).

281. Силаев, Б.М. Трибология деталей машин в маловязких средах: монография / Б.М. Силаев. – Самара: Изд-во Самар.гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 264 с.

282. Синельников, А.Ф. Автомобильный масла. Краткий справочник / А.Ф. Синельников, В.И. Балабанов. – М.: ООО «Книжное издательство «За рулём», 2005. – 176 с.

283. Система допусков и посадок неразъёмного соединения втулок подшипников скольжения распределительного вала ДВС [Электронный ресурс] / В.А. Санинский, Е.И. Румянцев, М.П. Горшенева, Ю.Н. Платонова // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – № 3. Режим доступа: <http://www.science-education.ru/117-13637>. Дата обращения: 29.03.2015.

284. Справочник по триботехнике: в 3 т. Т. 2: Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения / Под общ. ред. М Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. – 416 с.

285. Старосельский, А.А., Гаркунов Д.Н. Долговечность трущихся деталей машин / А.А. Старосельский, Д.Н. Гаркунов. – М.: Машиностроение, 1967. – 395 с.

286. Столяров, С.П. Системные проблемы российского дизелестроения (взгляд из морского технического университета) / С.П. Столяров // Двигателестроение. – 2019. – № 1 (275). – С. 3–8.

287. Суркин, В.И. Смазка тракторных дизелей: Монография // В.И. Суркин, Б.В. Курчатов. – Челябинск, 2009. – 226 с.

288. Сутягин, О.В. Научные основы инженерных методов проектирования триботехнических систем с твердосмазочными покрытиями: автореферат дис. ... д-ра. техн. наук / О.В. Сутягин. – Тверь. – 2015. – 39 с.

289. Сыркин, П.Э., Стешов, В.В. Определение условий работы опор скольжения коленчатого вала автомобильного двигателя на основе оценки толщины смазочного слоя // Известия Челябинского научного центра. – 2006. – Вып. 3 (33). – С.23-28.

290. Типей, Н.Н Подшипники скольжения. Расчёт, проектирование, смазка / Н. Типей, В.Н. Константинеску, А. Ника, О. Бицэ. – Бухарест, 1964.– 457 с.

291. Торская, Е.В. Моделирование фрикционного взаимодействия тел с покрытиями: автореферат дис. ... д-ра. техн. наук / Е.В. Торская. – Москва. – 2014. – 47 с.

292. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн./ Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн. 1. – 400 с.
293. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн./ Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979. – Кн. 2. – 358 с.
294. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; Под общ. ред. А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.
295. Трибология. Состояние и перспективы: сборник научных трудов. В 4-х томах. Главные редакторы И.Г. Горячева и М.А. Броновец. Т.2. Смазка и смазочные материалы / под ред. С.М. Захарова и И.А. Буяновского. – Уфа: РИК УГАТУ, 2019. – 504 с.
296. УДМЗ и австрийская инжиниринговая компания AVL модернизировали дизельный двигатель 8ДМ21Л /17 Апреля 2013. – <https://www.sinara-group.com/press-centr/news/7147/> (Дата обращения 24.06.019).
297. Усовершенствованная модель реологических свойств граничного слоя смазки / И.В. Мухортов, Н.А. Усольцев, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2010. – № 5. – С.8-19.
298. Фёдоров, Д. Программный комплекс для расчёта характеристик опор скольжения высокоскоростных роторов / Д. Фёдоров // Гидродинамическая теория смазки – 120 лет: Труды Международного научного симпозиума. В 2-х томах. Т.1. – М.: Машиностроение – 1, Орёл: ОрёлГТУ, 2006. – С. 392–399.
299. Фёдоров, Д.И. Программный комплекс и математическая модель для расчёта подшипников скольжения / Л.А. Савин, Д.И. Фёдоров, М.С. Ушаков // Известия ОрелГТУ. – Орел: ОрелГТУ, 2007. – № 4-2/268(535). – С. 252-258.
300. Фишер, А.С. Моделирование многослойных подшипников скольжения при разработке турбокомпрессоров с пониженным уровнем вибраций: дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Фишер Алексей Сергеевич. – Челябинск, 2010. – 176 с.
301. Фролов, К.В. Проблемы надёжности и ресурса изделий машиностроения. В кн.: Проблемы надёжности и ресурса в машиностроении. – М.: Наука, 1986. – С.5-35.

302. Фролов, К.В. Современная трибология: Итоги и перспективы. – М.: Издательство ЛКИ, 2008. – 480 с.

303. Хозенюк, Н.А. Совершенствование метода упругогидродинамического расчета сложнонагруженных подшипников скольжения поршневых машин: дисс. ... канд. тех. наук: 05.02.02 / Хозенюк Надежда Александровна. – Челябинск, 2009. – 160 с.

304. Хопин, П.Н. Комплексная оценка триботехнических показателей сопряжений с твердосмазочными покрытиями: автореферат дис. ... д-ра. техн. наук / П.Н. Хопин. – Москва. – 2018. – 32 с.

305. Хопин, П.Н. Оценка долговечности пар трения с твердосмазочными покрытиями различных составов отечественного и зарубежного производства / П.Н. Хопин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – №1. – 2018. – С. 84-93. – DOI 10.18698/0536-1044-2018-1-84-93.

306. Черепанов, Д.А. Расчётно-экспериментальная модель изнашивания опор скольжения коленчатых валов поршневых ДВС: дис. ... к-та.техн.наук / Д.А. Черепанов. – Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2004. – 168 с.

307. Чернавский, С.А. Подшипники скольжения / С.А. Чернавский. – М.: Машгиз, 1963. – 243 с.

308. Чихос Х. Системный анализ в трибонике / Пер. с англ. М.: Мир, 1982. 352 с.

309. Чхетиани, П.Д. Культура лабораторного трибоэксперимента / П.Д. Чхетиани // Научные труды IV Международной научной конференции «Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении». – М.: – 2015. – 273 с.

310. Чхетиани, П.Д. Экспериментальное исследование несущей способности гидродинамической смазочной плёнки в радиальном подшипнике скольжения, смазываемом водо / П.Д. Чхетиани, Ю.И. Щербаков // Судостроение. – № 2. – 2016. – С. 35-41.

311. Щеголь, А.Я., Стрелец А.И. Влияние температуры масла на работу шатунного подшипника форсированного двигателя / А.Я. Щеголь, А.И. Стрелец // Энергомашиностроение.– 1965.– №11. – С.45-46.

312. Эволюция твердосмазочных покрытий, содержащих дисульфид молибдена, в процессе изнашивания / О.В. Сутягин, А.Н. Болотов, В.В. Мешков, Д.А. Зоренко, М.В. Васильев // Трение и смазка в машинах и механизмах. № 12. – 2013. С. 37-48.

313. Эззат. Исследование термогидродинамических характеристик ползунов конечной ширины / Эззат, Роде // Проблемы трения и смазки. – 1973. – № 3. – С. 37–46.

314. Эззат. Нестационарные термогидродинамические характеристики ползунов конечной ширины / Эззат, Роде // Проблемы трения и смазки. – 1974. – № 4. – С. 13–19.

ПРИЛОЖЕНИЯ

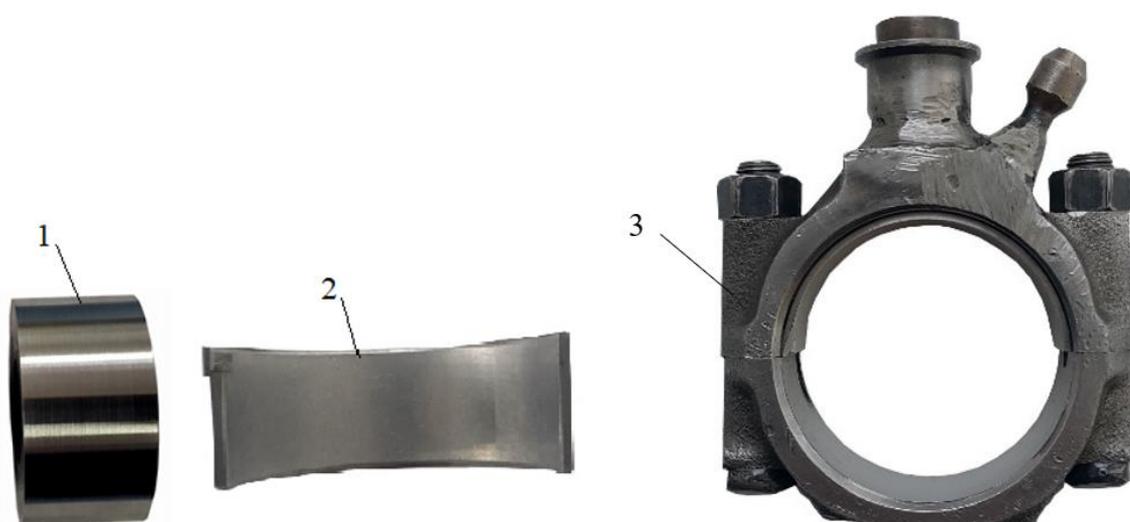
Приложение 1

Описание испытательных стендов

Описание стенда «Подшипник скольжения» на базе машины трения ИИ-5018

Корпус подшипника изготовлен из шатуна двигателя ВАЗ-21083 (рисунок П.1.1). Геометрические параметры узла трения следующие:

- наружный диаметр ролика 47,83 мм;
- ширина ролика 30 мм;
- ширина вкладыша 21 мм;
- радиальный зазор для испытуемого подшипника составлял 30 мкм.



1 – ролик; 2 – вкладыш; 3 – корпус подшипника

Рисунок П.1.1 – Разработанный модельный узел
«Подшипник скольжения»

Ролик, который имитирует шейку коленчатого вала, был изготовлен из стали 40Х, твердость поверхности которого составляла $HRC = 53 \dots 55$, шероховатость поверхности соответствовала 9 классу по ГОСТ 2789-73. Такой узел трения позволяет использовать сталеалюминиевые шатунные вкладыши двигателя ВАЗ 21083 стандартного и ремонтных размеров. Проведение измерений с использованием

вкладышей ремонтного размера в сочетании с разными роликами позволяют исследовать влияние величины зазора в подшипнике на его работу.

Угол охвата подшипника составляет 180 градусов. В корпус подшипника устанавливался только верхний вкладыш. Подача масла непосредственно на вход в подшипник скольжения по каналу внутри корпуса осуществлялась через автомобильный фильтр насосом из бака с установленным нагревателем, позволяющим поддерживать необходимую температуру масла. Давление масла в системе поддерживалось на уровне 0,25 атм. Между вкладышем и шейкой измерялось падение напряжения, являющееся косвенным подтверждением наличия разделяющего смазочного слоя и позволяющее фиксировать смену видов смазки в подшипнике с гидродинамической на граничную. При полном разделении поверхностей шейки и вкладыша падение напряжения составляло 5 В. При полном контакте 0 В.

Падение напряжения в контакте, характеризует электропроводность разделяющего слоя масла и зависит как от толщины слоя, так и от его структуры, определяемой действием противоизносных присадок.

Электрическая схема измерения падения напряжения представлена на рисунке П.1.2.

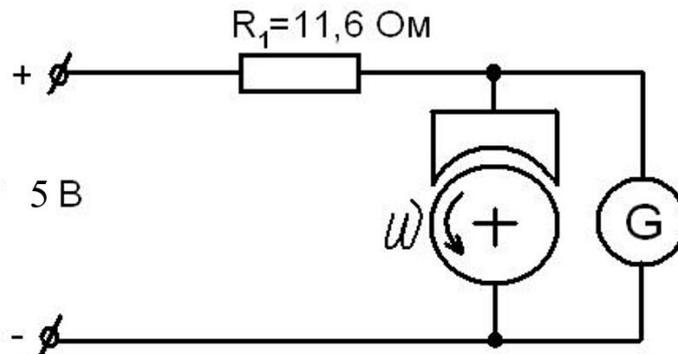


Рисунок П.1.2 – Электрическая схема измерения электропроводности контакта

Указанная на рисунке П.1.2. полярность контактов используется для образцов, изготовленных из металлов, стоящих в электрохимическом ряду напряжений после железа. Это позволяет минимизировать перенос металла в электрохимическом контакте и влияние на реальные характеристики разделяющего слоя. С той же

целью цепь замыкается периодически на короткое время только для снятия показаний вольтметра.

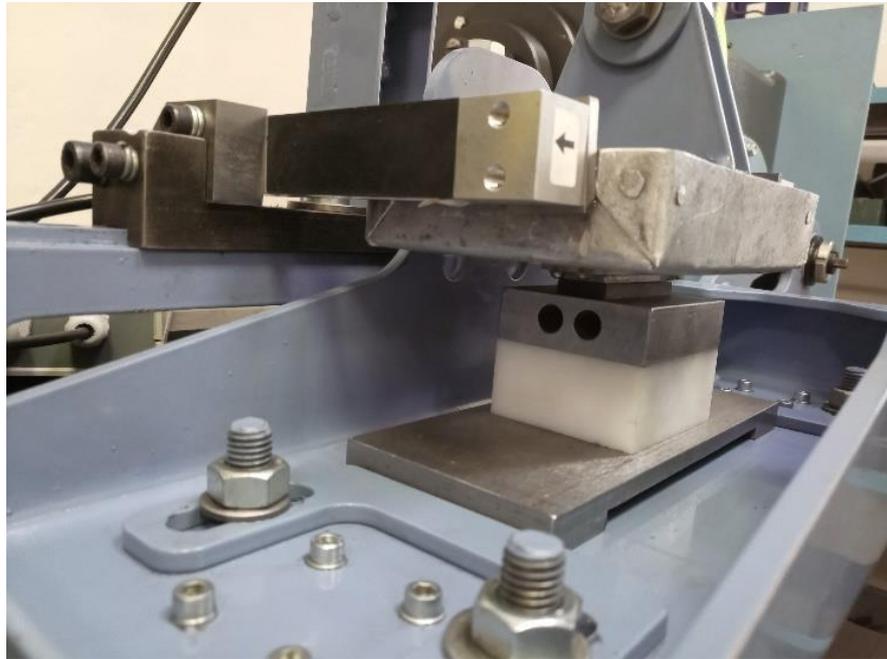
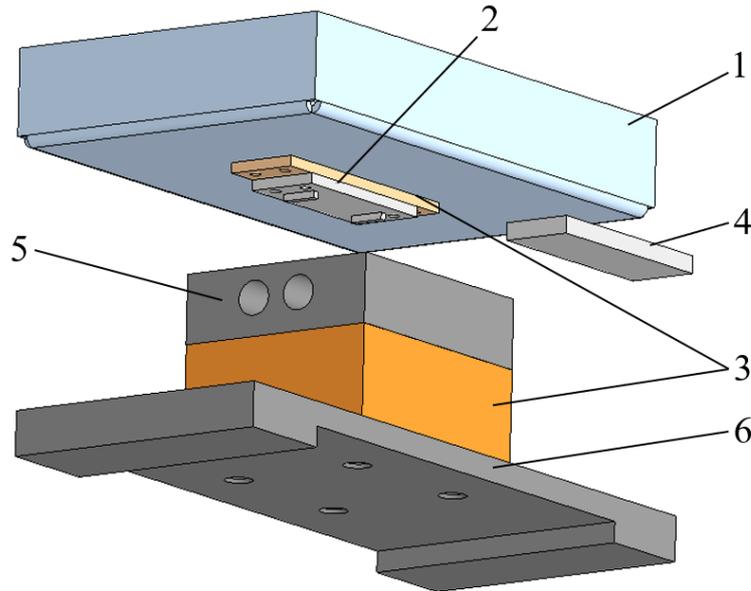
Внешний вид установки и модельного подшипника скольжения во время работы представлены на рисунке П.1.2.



Рисунок П.1.2 – Модельный подшипник скольжения и маслостанция стенда

*Описание плоского подшипника скольжения на базе
машины трения УМТ-2168*

Узел трения для исследования параметров граничного слоя смазочных материалов представлен на рисунке П.1.3.



1 – держатель верхнего образца; 2 – верхний образец; 3 – изоляционные
плиты; 4 – нижний образец; 5 – держатель нижнего образца; 6 – основание узла
трения

Рисунок П.1.3 – Узел трения к машине УМТ-2168 для исследования пара-
метров граничного слоя смазочных материалов

Данный узел устанавливается в машину трения УМТ-2168, которая дооборудована устройством, моделирующим возвратно-поступательное движение элементов подшипника (может использоваться для исследования влияния свойств масел на трение в сопряжении «кольцо-цилиндр»).

Для осуществления возможности измерения текущих значений силы трения с высоким разрешением, датчики присоединены к специализированной плате АЦП: L-780, являющейся частью аппаратно-программного комплекса «DeltaProfi» (рисунок П.1.4), производства ЗАО «Л-Кард». Параметры платы согласованы с техническими характеристиками тензодатчиков Т24А по времени отклика на изменение нагрузки – 0,2 мс.

Интерфейс программы позволяет выполнять следующие операции, необходимые и целесообразные для выполнения исследований:

- отображать сигналы любых 4 датчиков, установленных на стенде и базовой машине трения в одном рабочем окне;
- задавать предельные значения сигнала для каждого из датчиков;
- задавать коэффициенты усиления входного сигнала для калибровки сигнала каждого из датчиков;
- задавать количество измерений сигнала в определенном промежутке времени;
- синхронизировать измерения переменных сигналов датчиков;
- автоматически строить зависимости сигналов любых двух датчиков с заданным количеством измеренных значений;
- сохранять несколько вариантов параметров калибровки и настройки датчиков в виде программных файлов;
- фиксировать зависимости в форме таблиц MicrosoftExcel.

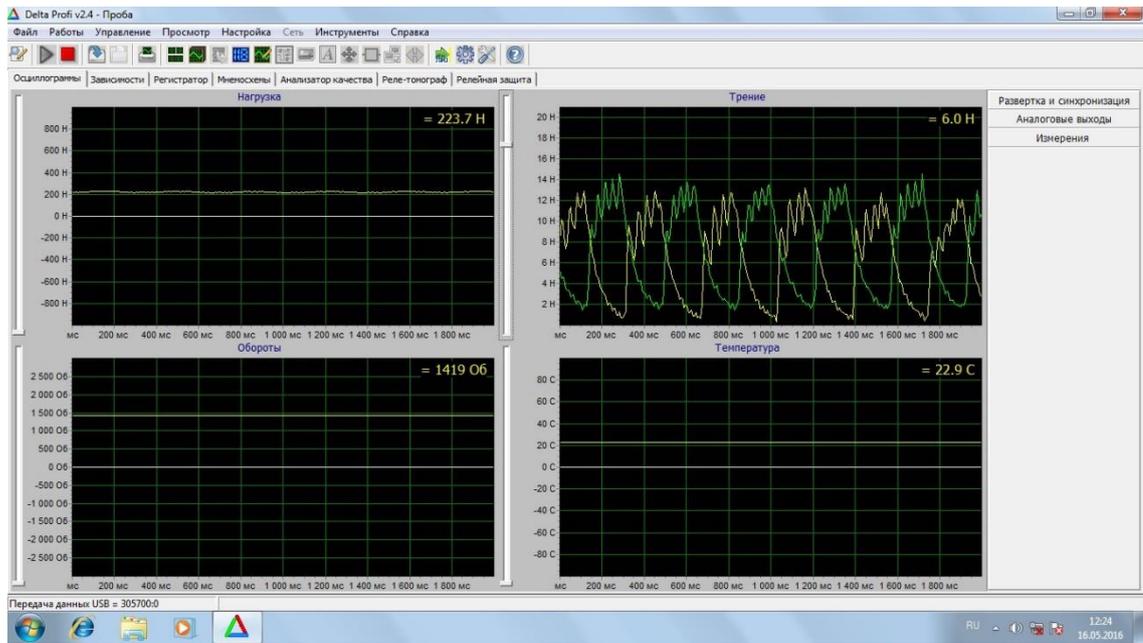


Рисунок П.1.4 – Рабочее окно программы с отображением сигналов датчиков

Приложение 2

Описание подпрограмм комплекса «ОРБИТА-Ресурс»

Комплекс состоит из 36 подпрограмм, основными из которых являются следующие.

Gidktm.for – предназначена для ввода исходных данных и запуска главной управляющей подпрограммы *Kachtm_t_krug.for*.

Kachtm_t_krug.for – осуществляет общее управление расчётным комплексом, расчёт скоростей изнашивания поверхностей трения (шейки вала и втулки), расчёт усталостной долговечности втулки.

Fdn1.for – предназначена для интегрирования уравнения движения цапфы методом, базирующимся на формулах дифференцирования назад.

Reak.for – подпрограмма определения реакций смазочного слоя на каждом временном шаге расчёта траектории движения цапфы.

Dav_pr – подпрограмма определения гидродинамических давлений, рассчитываемых интегрированием уравнения Рейнольдса на последовательности разностных сеток с применением итерационного метода Зейделя.

Dav_pr_Gezim.for; *Dav_step_poln.for*, *Dav_prib_st* – подпрограммы определения гидродинамических давлений с учётом зависимости вязкости смазочного материала от скорости сдвига; при этом предусмотрен расчёт по реологическому уравнению Гезима и по степенному закону.

Dav_pr_gr_2_lh – подпрограмма определения гидродинамических давлений с учётом наличия высоковязкого граничного слоя, образуемого противоизносными компонентами смазочного материала (природными поверхностно-активными веществами или синтезированными), а также с учётом явления его разрушения под действием сдвига.

Учёт вязкоупругих свойств смазочного материала реализован в подпрограмме *Kachtm_t_krug.for* путём модификации внешней нагрузки.

Исходные данные считываются из файла *d1.txt*, результаты расчёта гидромеханических характеристик подшипников выводятся в файл *r1.txt*, результаты расчёта

потерь мощности на трение, расход смазки, приращение температуры на каждом временном шаге – в файл *temp.txt*; максимальные гидродинамические давления, безразмерные координаты центра цапфы – в файл *grf.txt*; минимальные значения толщины смазочного слоя, характеристики ка режима работы, потери мощности на трение с учётом контакта, максимальные контактные давления – в файл *izn.txt*; диаграмма (эпюра) износа поверхностей трения втулки и шейки вала, интенсивность изнашивания поверхностей – в файл *izn1.txt*.

Построение графиков осуществляется пользователем посредством импорта файлов с результатами расчёта в пакет Microsoft Office Excel. В процессе расчёта осуществляется построение траектории движения центра шипа в подшипнике (рисунок П.2.1).

```

Wear V2021 - Microsoft Developer Studio - [Z:\... \kachtm_t_krug.for *]
SUBROUTINE KACHTM(Dtem,prede1_h)
USE DFFORT
C
C C РАСЧЕТ ТРАЕКТОРИЙ ДВИЖЕНИЯ ШИПА,
C ТЕМПОВОЙ РАСЧЕТ, РАСЧЕТ ИЗНОСА И ВЕСУВСА
C
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
DIMENSION PRFX(731),PRFY(731),prfx1(731),prfy1(731),
PRFX_lam(731), PRFY_lam(731),rpj(387),
rRh_b(387),dH_n(731),rUh_n(731),deltaj(387),
delta_rj(387),
rRh_j(387),dH_b(731),rUh_b(731),delta_R_b(387),
alf1gf(731), fih1mf(731),delta_R_j(387),
H_p_dim_clear_par(97,387),F_S_2_Hs(97,387),rRa(97,387),
delta_rh(97,387),delta_rh_j(97,387),summ_delta_rh(97,387),
summ_delta_rh_j(97,387),
summ_r_s_treniya(97,387), r_s_treniya(97,387),rMr_cont(97,387)
rFriction_of_coff(97,387),rRh_b1(97,387),rRh_j1(97,387),
delta_rh1(97,387), rh2_b(97,387),rRh_j1abr(97,387),
shear_rate_av(97,387)
DIMENSION NKF(10),KKF(10)
DIMENSION YR(5),YF(5),YB(5),P12a(97,387),rh(97,387),rhh(387)
DIMENSION ROL(8),RN(8),RTMM(26,8),RGLOB(8),SRGLOB(8)
DIMENSION romas(97,387),romas1(97,387),gu(97,387),gus(97,387),
p12a(97,387),p12a1(97,387),rov(387)
DIMENSION x11(2),yt(2),k22(2)
COMMON/BL1/P12(97,387),DP(97,387),DCH(97,387),JF2(5,2)
COMMON/SHVTY/PRFX,PRFY,FBNK,FBN1,DTS,ALF1G,RR,BBH,whh
COMMON/RYC01/RH1,RH1_R2,R1,R2,R1,RH1,D01,D0,RH2,AKF
COMMON/RYC02/V1,V1E,V1E

```

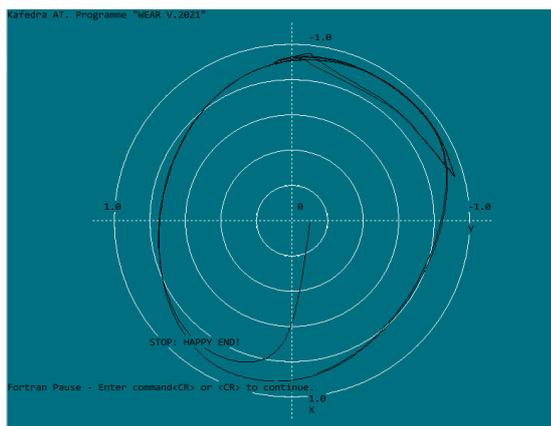


Рисунок П.2.1 – Интерфейс программного комплекса «ОРБИТА-Ресурс»

Приложение 3

Нагрузки, действующие на шатунные подшипники

Таблица П.3.1 – Нагрузки, действующие на шатунный подшипник двигателя

КАМАЗ-740 на режиме номинальной мощности

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
0	32615,28	0	360	-31690,8	-0,01
10	31966,18	2395	370	-47810,4	2394,99
20	29673,68	4660,66	380	-34530,4	4660,65
30	26020,83	6680,02	390	-18125,8	6680,01
40	21247,06	8359,04	400	-8445,82	8359,04
50	15662,41	9633,99	410	-4810,96	9633,99
60	9622,29	10474,58	420	-5028,67	10474,58
70	3495,94	10882,72	430	-7395,55	10882,72
80	-2368,89	10887,4	440	-10757,5	10887,4
90	-7680,53	10536,94	450	-14353	10536,94
100	-12231,3	9890,26	460	-17541,1	9890,27
110	-15912,8	9008,72	470	-20323,8	9008,73
120	-18715,6	7949,75	480	-22479,7	7949,76
130	-20713,4	6762,86	490	-24007,9	6762,87
140	-22037,3	5487,92	500	-24993	5487,92
150	-22844,6	4155,2	510	-25561,7	4155,2
160	-23290,1	2786,67	520	-25848,9	2786,67
170	-23501,5	1397,87	530	-25968,7	1397,87
180	-23562,4	0	540	-23694,6	0,01
190	-23501,5	-1397,86	550	-23633,9	-1397,86
200	-23290,1	-2786,66	560	-23422,9	-2786,66
210	-22844,6	-4155,19	570	-22978	-4155,18
220	-22070,6	-5487,91	580	-22171,5	-5487,91
230	-20839,3	-6762,86	590	-20848,5	-6762,85
240	-18971,1	-7949,75	600	-18851,5	-7949,75
250	-20278,3	-9008,72	610	-16049,4	-9008,72
260	-12922,3	-9890,26	620	-12368,3	-9890,26
270	-8732,24	-10536,9	630	-7817,74	-10536,9
280	-3942,87	-10887,4	640	-2505,95	-10887,4
290	1139,27	-10882,7	650	3359,33	-10882,7
300	6047,5	-10474,6	660	9486,36	-10474,6
310	10098,46	-9634	670	15527,31	-9634
320	11704,2	-8359,05	680	21112,82	-8359,06

Продолжение таблицы П.3.1

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, Н		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, Н	
	F _x	F _y		F _x	F _y
330	10908,86	-6680,03	690	25887,39	-6680,04
340	3759,86	-4660,67	700	29540,9	-4660,68
350	-9349,14	-2395,01	710	31833,81	-2395,02

Таблица П.3.2 – Нагрузки, действующие на шатунный подшипник двигателя КАМАЗ-740 на режиме максимального крутящего момента

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, Н		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, Н	
	F _x	F _y		F _x	F _y
0	13456,5	0	360	-55947	0
10	13324,68	895,37	370	-80075,1	895,36
20	12509,26	1742,39	380	-60836,3	1742,38
30	11011,44	2497,32	390	-36815,7	2497,32
40	9031,15	3125,03	400	-21805,3	3125,02
50	6705,21	3601,67	410	-13964,4	3601,66
60	4227,08	3915,92	420	-10327,5	3915,92
70	1652,71	4068,5	430	-9050,88	4068,5
80	-807,1	4070,25	440	-8945,1	4070,25
90	-3022,42	3939,23	450	-9416,98	3939,23
100	-4957,21	3697,47	460	-10072,6	3697,47
110	-6499,12	3367,91	470	-10645,2	3367,91
120	-7776,23	2972,01	480	-11173,3	2972,01
130	-8467,99	2528,3	490	-11461,2	2528,3
140	-8985,65	2051,66	500	-11526,2	2051,66
150	-9302	1553,42	510	-11366,9	1553,42
160	-9471,32	1041,8	520	-11036,1	1041,8
170	-9563,65	522,59	530	-10647,4	522,59
180	-9600,4	0	540	-10350,7	0
190	-9593,07	-522,59	550	-9844,19	-522,59
200	-9540,54	-1041,79	560	-9769,76	-1041,79
210	-9400,05	-1553,42	570	-9605,29	-1553,41
220	-9126,73	-2051,65	580	-9295,34	-2051,65
230	-8694,24	-2528,29	590	-8772,74	-2528,29
240	-8074,72	-2972,01	600	-7969,03	-2972,01
250	-7073,41	-3367,91	610	-6827,13	-3367,91
260	-5835,55	-3697,47	620	-5314,41	-3697,47
270	-4300,4	-3939,23	630	-3433,96	-3939,23

Продолжение таблицы П.3.2

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
280	-2563,77	-4070,25	640	-1231,06	-4070,25
290	-852,2	-4068,5	650	1206,8	-4068,5
300	596,56	-3915,92	660	3756,7	-3915,92
310	1355,98	-3601,67	670	6272,31	-3601,67
320	723,6	-3125,03	680	8598,73	-3125,03
330	-2500,84	-2497,33	690	10587,28	-2497,33
340	-10162,6	-1742,39	700	12108,69	-1742,39
350	-23180,7	-895,37	710	13063,36	-895,38

Таблица П.3.3 – Нагрузки, действующие на шатунный подшипник двигателя
ЗИЛ-130 на режиме максимальной мощности

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
0	14752,51	0	360	2296,07	0
10	14543,19	1088,77	370	-15048,7	1088,76
20	13585,01	2119,69	380	-14349,6	2119,69
30	11945,03	3040,37	390	-10253,4	3040,37
40	9800,66	3808,47	400	-7662,62	3808,47
50	7289,84	4395,01	410	-6271,88	4395
60	4570,43	4785,74	420	-5885,81	4785,74
70	1806,29	4980,72	430	-6756,18	4980,72
80	-848,24	4992,04	440	-7878,24	4992,04
90	-3263,33	4840,6	450	-9081,84	4840,6
100	-5345,69	4552,22	460	-10403,1	4552,22
110	-7045,2	4154,11	470	-11253,6	4154,11
120	-8354,81	3672,06	480	-12253,8	3672,07
130	-9303,94	3128,58	490	-12732,4	3128,58
140	-9947,39	2542,04	500	-12965,4	2542,04
150	-10352,1	1926,69	510	-12910,1	1926,69
160	-10584,6	1293,09	520	-12658,2	1293,09
170	-10699,8	648,94	530	-12342,9	648,94
180	-10734	0	540	-11935,7	0
190	-10715,5	-648,94	550	-11352,3	-648,94
200	-10608,2	-1293,09	560	-10963	-1293,09

Продолжение таблицы П.3.3

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
210	-10391,7	-1926,69	570	-10566	-1926,69
220	-10027	-2542,04	580	-10162,4	-2542,04
230	-9440,12	-3128,58	590	-9520,23	-3128,57
240	-8556,2	-3672,06	600	-8572,32	-3672,06
250	-7352,74	-4154,11	610	-7263,73	-4154,11
260	-5784,06	-4552,22	620	-5564,88	-4552,21
270	-3872,82	-4840,6	630	-3482,76	-4840,6
280	-1724,97	-4992,04	640	-1067,44	-4992,04
290	584,23	-4980,72	650	1587,76	-4980,72
300	2910,96	-4785,74	660	4352,91	-4785,75
310	4910,72	-4395,01	670	7073,54	-4395,01
320	6495,93	-3808,47	680	9585,64	-3808,48
330	7470,49	-3040,37	690	11731,19	-3040,38
340	7245,9	-2119,7	700	13372,12	-2119,7
350	5942,35	-1088,77	710	14401,67	-1088,78

Таблица П.3.4 – Нагрузки, действующие на шатунный подшипник коленчатого вала двигателя 8ДМ-21 на режиме максимальной мощности

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
0	112391,5	0	360	-312731	-0,04
10	109474,5	9228,76	370	-368826	9228,72
20	100982,6	17962,57	380	-298494	17962,54
30	87507,27	25753,41	390	-204751	25753,38
40	69967,18	32240,45	400	-137393	32240,42
50	49398,95	37178	410	-99529,9	37177,98
60	27143,45	40447,73	420	-82688,1	40447,72
70	4554,74	42054	430	-78970,4	42054
80	-17058,1	42104,75	440	-82528,7	42104,75
90	-36663,4	40782,28	450	-89464,4	40782,29
100	-53607,5	38310,24	460	-97206,9	38310,24
110	-67452,9	34922,66	470	-104265	34922,67
120	-78083,7	30839,7	480	-110094	30839,71
130	-85757,7	26252,15	490	-113726	26252,17
140	-91011	21314,59	500	-115714	21314,61
150	-94300,7	16145,38	510	-116067	16145,4

Продолжение таблицы П.3.4

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
160	-96217,6	10831,24	520	-115101	10831,25
170	-97221,6	5434,26	530	-113240	5434,28
180	-97648,3	0,01	540	-110810	0,03
190	-97568,3	-5434,24	550	-108178	-5434,22
200	-96913,2	-10831,2	560	-105260	-10831,2
210	-95488,6	-16145,4	570	-101812	-16145,4
220	-92908,5	-21314,6	580	-97336,2	-21314,6
230	-88692,5	-26252,1	590	-91238,3	-26252,1
240	-82280,6	-30839,7	600	-82885,3	-30839,7
250	-73385,9	-34922,7	610	-71813,3	-34922,6
260	-61890	-38310,2	620	-57623,4	-38310,2
270	-48149,7	-40782,3	630	-40360,7	-40782,3
280	-33049,4	-42104,8	640	-20356,9	-42104,7
290	-18069	-42054	650	1659,6	-42054
300	-5649,62	-40447,7	660	24618,01	-40447,8
310	498,42	-37178	670	47348,01	-37178
320	-5267,29	-32240,5	680	68772,27	-32240,5
330	-31212,9	-25753,4	690	87122,82	-25753,5
340	-85662,7	-17962,6	700	100947,7	-17962,7
350	-166695	-9228,8	710	109405,1	-9228,84

Таблица П.3.5 – Нагрузки, действующие на шатунный подшипник коленчатого вала двигателя ДМ-185 на режиме максимальной мощности (частота вращения 1900 об/мин, 100% нагрузка)

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
0	244279,7	0	360	-350415	-0,07
10	238204,8	16589,57	370	-465085	16589,49
20	220377,1	32294,5	380	-381737	32294,43
30	191961	46313,52	390	-239939	46313,45
40	154807,6	58000,23	400	-139061	58000,16
50	111318,1	66912,93	410	-92631	66912,89
60	64250,92	72836,41	420	-83017,2	72836,39
70	16478,84	75774,09	430	-94226	75774,09
80	-29284,7	75914,35	440	-115529	75914,35

Продолжение таблицы П.3.5

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
90	-70755,7	73579,07	450	-140047	73579,1
100	-106299	69165,21	460	-163497	69165,23
110	-135053	63089,86	470	-183494	63089,88
120	-156928	55746,99	480	-198889	55747,01
130	-172492	47479,55	490	-209696	47479,58
140	-182771	38566,84	500	-216435	38566,87
150	-189003	29224,1	510	-220171	29224,12
160	-192412	19610,28	520	-221859	19610,31
170	-194013	9840,45	530	-222452	9840,48
180	-194470	0,02	540	-222523	0,05
190	-194037	-9840,4	550	-220458	-9840,37
200	-192624	-19610,2	560	-217294	-19610,2
210	-189731	-29224,1	570	-212349	-29224
220	-184275	-38566,8	580	-204590	-38566,8
230	-175100	-47479,5	590	-192776	-47479,5
240	-161075	-55747	600	-175650	-55746,9
250	-141343	-63089,8	610	-152178	-63089,8
260	-115582	-69165,2	620	-121788	-69165,2
270	-84273,2	-73579,1	630	-84568,8	-73579,1
280	-48922,7	-75914,3	640	-41392,3	-75914,3
290	-12321,4	-75774,1	650	6094,04	-75774,1
300	21252,63	-72836,4	660	55592,37	-72836,5
310	45216,87	-66913	670	104376,8	-66913
320	49257,55	-58000,3	680	149565,8	-58000,3
330	16654,98	-46313,6	690	188397	-46313,6
340	-75606,3	-32294,6	700	218470,3	-32294,6
350	-225299	-16589,6	710	237939,9	-16589,7

Таблица П.3.6 – Нагрузки, действующие на шатунный подшипник коленчатого вала двигателя ДМ-185 на режиме максимальной мощности (частота вращения 1900 об/мин, 80% нагрузка)

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
0	244279,7	0	360	-356061	-0,07
10	238204,8	16589,57	370	-462110	16589,5

Продолжение таблицы П.3.6

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
20	220377,1	32294,5	380	-363536	32294,43
30	191961	46313,52	390	-211165	46313,44
40	154807,6	58000,23	400	-109373	58000,16
50	111318,1	66912,93	410	-66947,5	66912,89
60	64250,92	72836,41	420	-61608,1	72836,38
70	16478,84	75774,09	430	-76147,5	75774,09
80	-29284,7	75914,35	440	-99945,6	75914,35
90	-70755,7	73579,07	450	-126447	73579,09
100	-106299	69165,21	460	-151449	69165,23
110	-135053	63089,86	470	-172616	63089,87
120	-156928	55746,99	480	-188977	55747
130	-172492	47479,55	490	-200508	47479,57
140	-182771	38566,84	500	-207845	38566,88
150	-189003	29224,1	510	-211989	29224,12
160	-192412	19610,28	520	-213982	19610,31
170	-194013	9840,45	530	-214746	9840,48
180	-194470	0,02	540	-214915	0,05
190	-194037	-9840,4	550	-213289	-9840,37
200	-192624	-19610,2	560	-210551	-19610,2
210	-189731	-29224,1	570	-206024	-29224
220	-184275	-38566,8	580	-198682	-38566,8
230	-175100	-47479,5	590	-187287	-47479,5
240	-161078	-55747	600	-170587	-55746,9
250	-141343	-63089,8	610	-147552	-63089,8
260	-115582	-69165,2	620	-117608	-69165,2
270	-84276,3	-73579,1	630	-80845,6	-73579,1
280	-48922,7	-75914,3	640	-38134,2	-75914,3
290	-12321,4	-75774,1	650	8882,43	-75774,1
300	21222,14	-72836,4	660	57910,17	-72836,5
310	45186,54	-66913	670	106226,5	-66913
320	49227,41	-58000,3	680	150952,3	-58000,3
330	16595,03	-46313,6	690	189326,1	-46313,6
340	-75606,3	-32294,6	700	218947,7	-32294,6
350	-225597	-16589,6	710	237969,7	-16589,7

Таблица П.3.7 – Нагрузки, действующие на шатунный подшипник коленчатого вала двигателя ДМ-185 на режиме максимальной мощности (частота вращения 1900 об/мин, 60% нагрузка)

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
0	244279,7	0	360	-364383	-0,07
10	238204,8	16589,57	370	-458837	16589,49
20	220377,1	32294,5	380	-336086	32294,43
30	191961	46313,52	390	-169803	46313,45
40	154807,6	58000,23	400	-74258,9	58000,17
50	111318,1	66912,93	410	-40081,3	66912,89
60	64250,92	72836,41	420	-40686,9	72836,38
70	16478,84	75774,09	430	-59447,8	75774,09
80	-29284,7	75914,35	440	-86298,4	75914,35
90	-70755,7	73579,07	450	-115000	73579,09
100	-106299	69165,21	460	-141613	69165,22
110	-135053	63089,86	470	-164006	63089,88
120	-156928	55746,99	480	-181261	55747
130	-172492	47479,55	490	-193473	47479,57
140	-182771	38566,84	500	-201305	38566,87
150	-189003	29224,1	510	-205821	29224,12
160	-192412	19610,28	520	-208077	19610,31
170	-194013	9840,45	530	-209008	9840,48
180	-194470	0,02	540	-209226	0,05
190	-194037	-9840,4	550	-207907	-9840,37
200	-192624	-19610,2	560	-205481	-19610,2
210	-189731	-29224,1	570	-201262	-29224
220	-184275	-38566,8	580	-194225	-38566,8
230	-175100	-47479,5	590	-183136	-47479,5
240	-161078	-55747	600	-166748	-55746,9
250	-141347	-63089,8	610	-144031	-63089,8
260	-115585	-69165,2	620	-114414	-69165,2
270	-84276,3	-73579,1	630	-77987	-73579,1
280	-48953,4	-75914,3	640	-35616,9	-75914,3
290	-12321,4	-75774,1	650	11054,92	-75774,1
300	21222,14	-72836,4	660	59736,95	-72836,5
310	45186,54	-66913	670	107709,3	-66913
320	49227,41	-58000,3	680	152094,6	-58000,3
330	16565,06	-46313,6	690	190132,4	-46313,6

Продолжение таблицы П.3.7

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
340	-75904,7	-32294,6	700	219422,1	-32294,6
350	-225597	-16589,6	710	238115,4	-16589,7

Таблица П.3.8 – Нагрузки, действующие на шатунный подшипник коленчатого вала двигателя ДМ-185 на режиме максимальной мощности (частота вращения 1900 об/мин, 40% нагрузка)

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
0	244279,7	0	360	-372705	-0,07
10	238204,8	16589,57	370	-446937	16589,5
20	220377,1	32294,5	380	-285959	32294,42
30	191961	46313,52	390	-119450	46313,45
40	154807,6	58000,23	400	-38783,2	58000,17
50	111318,1	66912,93	410	-14822,2	66912,89
60	64250,92	72836,41	420	-22022,6	72836,38
70	16478,84	75774,09	430	-45107,5	75774,09
80	-29284,7	75914,35	440	-74864,3	75914,36
90	-70755,7	73579,07	450	-105554	73579,09
100	-106299	69165,21	460	-133621	69165,23
110	-135053	63089,86	470	-157050	63089,87
120	-156928	55746,99	480	-175070	55747
130	-172492	47479,55	490	-187833	47479,57
140	-182771	38566,84	500	-196096	38566,88
150	-189003	29224,1	510	-200908	29224,12
160	-192412	19610,28	520	-203372	19610,31
170	-194013	9840,45	530	-204429	9840,48
180	-194470	0,02	540	-204703	0,05
190	-194037	-9840,4	550	-203661	-9840,37
200	-192624	-19610,2	560	-201492	-19610,2
210	-189731	-29224,1	570	-197524	-29224
220	-184275	-38566,8	580	-190737	-38566,8
230	-175100	-47479,5	590	-179900	-47479,5
240	-161078	-55747	600	-163768	-55746,9
250	-141347	-63089,8	610	-141313	-63089,8
260	-115585	-69165,2	620	-111964	-69165,2

Продолжение таблицы П.3.8

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
270	-84279,4	-73579,1	630	-75811,6	-73579,1
280	-48953,4	-75914,3	640	-33720,4	-75914,3
290	-12352	-75774,1	650	12669,73	-75774,1
300	21222,14	-72836,4	660	61069,68	-72836,5
310	45156,21	-66913	670	108761,5	-66913
320	49197,27	-58000,3	680	152869,2	-58000,3
330	16505,12	-46313,6	690	190632,9	-46313,6
340	-75904,7	-32294,6	700	219651,9	-32294,6
350	-225894	-16589,6	710	238076,8	-16589,7

Таблица П.3.9 – Нагрузки, действующие на шатунный подшипник коленчатого вала двигателя ДМ-185 на режиме холостого хода (частота вращения 500 об/мин)

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
0	15085,47	0	360	-102903	-0,01
10	14662,93	1148,84	370	-116089	1148,83
20	13422,98	2236,42	380	-93215,3	2236,41
30	11446,82	3207,24	390	-57249,7	3207,24
40	8863,55	4016,55	400	-36588,4	4016,55
50	5840,65	4633,77	410	-25270,4	4633,76
60	2570,47	5043,97	420	-19658,7	5043,97
70	-746,67	5247,41	430	-17277,5	5247,41
80	-3921,7	5257,12	440	-16646,5	5257,12
90	-6795,65	5095,4	450	-16878,7	5095,4
100	-9255	4789,74	460	-17452,2	4789,74
110	-11240,3	4369,02	470	-18063,9	4369,02
120	-12746,3	3860,52	480	-18555,7	3860,52
130	-13813,4	3287,99	490	-18871	3287,99
140	-14514	2670,78	500	-19019,7	2670,78
150	-14935,2	2023,79	510	-19041,1	2023,79
160	-15163	1358,03	520	-18996,8	1358,03
170	-15268,5	681,46	530	-18939,3	681,46
180	-15298,3	0	540	-18900	0
190	-15272,3	-681,45	550	-18662,7	-681,45
200	-15206,5	-1358,02	560	-18355,3	-1358,02
210	-15089,9	-2023,79	570	-17929,2	-2023,78

Продолжение таблицы П.3.9

$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H		$\alpha, \text{град}$	Нагрузки, H	
	F_x	F_y		F_x	F_y
220	-14836,2	-2670,78	580	-17310,8	-2670,78
230	-14374,1	-3287,99	590	-16411,8	-3287,99
240	-13642,6	-3860,52	600	-15143,1	-3860,51
250	-12600,5	-4369,01	610	-13430,9	-4369,01
260	-11261,8	-4789,74	620	-11234,2	-4789,74
270	-9721,6	-5095,4	630	-8558,5	-5095,4
280	-8175,39	-5257,12	640	-5464,41	-5257,12
290	-6975,81	-5247,41	650	-2067,04	-5247,41
300	-6724,81	-5043,97	660	1472,85	-5043,97
310	-8429,06	-4633,77	670	4964,59	-4633,77
320	-13871,3	-4016,56	680	8206,76	-4016,56
330	-26228,3	-3207,25	690	11006,5	-3207,25
340	-49891,5	-2236,42	700	13196,5	-2236,43
350	-83928,7	-1148,84	710	14648,35	-1148,85

Таблица П.3.10 – Нагрузки, действующие на шатунный подшипник коленчатого вала двигателя 4Т371 (4ЧН13/15) на режиме максимальной мощности

α , град	F_x, H	F_y, H	α , град	F_x, H	F_y, H
0	38671,12	0,41	175	-27402,9	839,91
5	38433,87	1517,58	180	-30279,7	0
10	37726,07	3013,68	185	-30270,2	-839,9
15	36559,61	4467,38	190	-30252,5	-1678,93
20	34954,03	5858,81	195	-30219,9	-2516,1
25	32936,24	7169,65	200	-30161,2	-3350,3
30	30540,02	8383,54	205	-30061,1	-4180,12
35	27805,47	9486,46	210	-29887,3	-5003,83
40	24778,16	10466,99	215	-29644,6	-5819,26
45	21508,32	11316,48	220	-29295,2	-6623,73
50	18049,78	12029,12	225	-28813,2	-7413,93
55	14458,76	12601,93	230	-28172,1	-8185,86
60	10792,63	13034,68	235	-27373,3	-8934,74
65	7108,49	13329,61	240	-26365,4	-9654,97
70	3461,76	13491,23	245	-25154,8	-10340,1
75	-95,33	13525,96	250	-23724,8	-10982,7
80	-3515,02	13441,76	255	-22063,9	-11574,7
85	-6755,38	13247,72	260	-20181,3	-12107
90	-9781,31	12953,74	265	-18093,3	-12570,1
95	-12565,3	12570,06	270	-15823,9	-12953,7
100	-15088,1	12107,01	275	-13433,2	-13247,7
105	-17338,4	11574,69	280	-10947,2	-13441,8
110	-19313,2	10982,72	285	-8440,94	-13526
115	-21016,6	10340,09	290	-6023,14	-13491,2
120	-22459,6	9654,97	295	-3780,07	-13329,6
125	-23658,6	8934,74	300	-1884,08	-13034,7
130	-24634,4	8185,86	305	-481,74	-12601,9
135	-25410,9	7413,94	310	171	-12029,1
140	-26013,7	6623,74	315	-206,77	-11316,5
145	-26469,1	5819,27	320	-2014,14	-10467
150	-26803	5003,84	325	-5779,36	-9486,47
155	-27039,6	4180,12	330	-12131,3	-8383,54
160	-27200,8	3350,3	335	-21799,4	-7169,66
165	-27305,7	2516,11	340	-35348,4	-5858,82
170	-27369,3	1678,94	345	-52518,4	-4467,39

Продолжение таблицы П.3.10

α , град	F_x, H	F_y, H	α , град	F_x, H	F_y, H
350	-71224,7	-3013,69	555	-27305,7	-2516,19
355	-97082,4	-1517,59	560	-27200,8	-3350,38
360	-131503	-0,01	565	-27039,5	-4180,21
365	-149489	1517,56	570	-26802,9	-5003,92
370	-147238	3013,67	575	-26469	-5819,36
375	-130924	4467,37	580	-26013,6	-6623,83
380	-109091	5858,8	585	-25410,8	-7414,03
385	-87672	7169,63	590	-24634,3	-8185,96
390	-69406,3	8383,53	595	-23658,5	-8934,84
395	-54999,3	9486,45	600	-22459,5	-9655,07
400	-44187,6	10466,98	605	-21016,4	-10340,2
405	-36412	11316,47	610	-19312,9	-10982,8
410	-31069,1	12029,11	615	-17338,1	-11574,8
415	-27644,9	12601,93	620	-15087,7	-12107,1
420	-25675,1	13034,67	625	-12564,9	-12570,1
425	-24787,2	13329,6	630	-9780,82	-12953,8
430	-24717,1	13491,23	635	-6754,83	-13247,8
435	-25214,9	13525,96	640	-3514,42	-13441,8
440	-26102,2	13441,76	645	-94,68	-13526
445	-27232,1	13247,73	650	3462,45	-13491,2
450	-28491,1	12953,74	655	7109,22	-13329,6
455	-29772,4	12570,06	660	10793,38	-13034,6
460	-31032	12107,01	665	14459,52	-12601,8
465	-32191,9	11574,69	670	18050,53	-12029
470	-33223,4	10982,72	675	21509,06	-11316,3
475	-34091,1	10340,08	680	24778,87	-10466,8
480	-34821,1	9654,96	685	27806,13	-9486,22
485	-35403,5	8934,73	690	30540,63	-8383,26
490	-35846,1	8185,84	695	32936,77	-7169,34
495	-36173,5	7413,91	700	34954,48	-5858,48
500	-36398,4	6623,71	705	36559,96	-4467,03
505	-36533,8	5819,23	710	37726,31	-3013,3
510	-36592,4	5003,8	715	38433,99	-1517,18
515	-36612,3	4180,08	720	38671,12	0,41
520	-36588,7	3350,26	725	38433,87	1517,58
525	-36567,5	2516,06	-	-	-
530	-36537,1	1678,88	-	-	-
535	-36509	839,85	-	-	-
540	-36503,3	-0,06	-	-	-
545	-27402,9	-839,98	-	-	-
550	-27369,3	-1679,01	-	-	-

Приложение 4

Свидетельства о регистрации программ для ПЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

об официальной регистрации программы для ЭВМ

№ 2007613507

Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах «Неньютон-П»

Правообладатель(ли): ГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ «ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ» (RU)

Автор(ы): Прокопьев Валерий Никифорович, Бояршинова Алла Константиновна, Задорожная Елена Анатольевна, Леванов Игорь Геннадьевич (RU)

Заявка № 2007612488

Дата поступления 20 июня 2007 г.

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ
17 августа 2007 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам


Б.П. Симонов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2009610348

Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями «Микрополярность»

Правообладатель(ли): *Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет» (ГОУ ВПО «ЮУрГУ») (RU)*

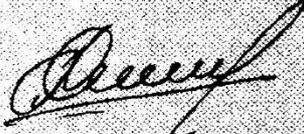
Автор(ы): *Прокопьев Валерий Никифорович, Карavaев Валентин Георгиевич, Задорожная Елена Анатольевна, Леванов Игорь Геннадьевич, Чернейко Сергей Викторович (RU)*

Заявка № 2008615348

Дата поступления 17 ноября 2008 г.

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ
14 января 2009 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам


Б.Н. Симонов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2009610350

Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик неавтономных подшипников скольжения коленчатых валов двигателей внутреннего сгорания
«Подшипники скольжения многоопорных валов»

Правообладатель(ли): *Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет» (ГОУ ВПО «ЮУрГУ») (RU)*

Автор(ы): *Прокопьев Валерий Никифорович, Рождественский Юрий Владимирович, Гаврилов Константин Владимирович, Хозеток Надежда Александровна, Леванов Игорь Геннадьевич, Мыльников Александр Александрович, Бобин Дмитрий Сергеевич (RU)*

Заявка № 2008615350

Дата поступления 17 ноября 2008 г.

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ
14 января 2009 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам

Б.И. Симонов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2010612188

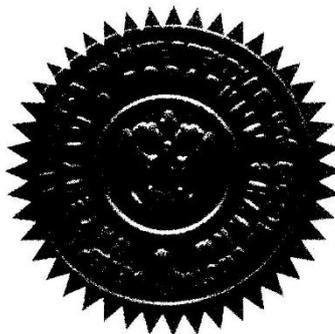
**Программа исследования характеристик статически
нагруженных подшипников скольжения «Микрореология»**

Правообладатель(ли): **Государственное общеобразовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Южно-Уральский государственный университет»
(ГОУ ВПО «ЮУрГУ») (RU)**

Автор(ы): **Мухортов Игорь Васильевич, Задорожная Елена
Анатольевна, Леванов Игорь Геннадьевич, Кузнецов Виталий
Анатольевич, Чеснов Александр Викторович (RU)**

Заявка № 2010610346

Дата поступления 25 января 2010 г.

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ
24 марта 2010 г.

*Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной
собственности, патентам и товарным знакам*

Б.П. Симонов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2010612189

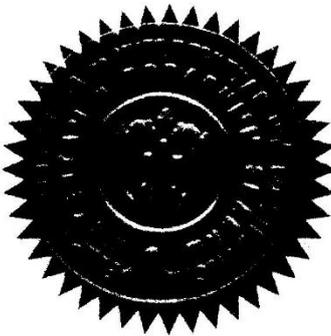
Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения гибкого ротора, смазываемых неньютоновскими жидкостями «Гибкий ротор - II»

Правообладатель(ли): **Государственное общеобразовательное учреждение высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет» (ГОУ ВПО «ЮУрГУ») (RU)**

Автор(ы): **Задорожная Елена Анатольевна, Леванов Игорь Геннадьевич, Тараненко Павел Александрович, Чернейко Сергей Викторович (RU)**

Заявка № 2010610347

Дата поступления 25 января 2010 г.

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ
24 марта 2010 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам

Б.П. Симонов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2012661032

Программа расчета гидромеханических характеристик
трибосоприжения «поршень - цилиндр» с учетом контактного
взаимодействия поверхностей трения и изменения температуры
смазочного слоя: «Поршень - КОНТАКТ»

Правообладатель(ли): *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего профессионального
образования «Южно-Уральский государственный
университет» (национальный исследовательский
университет) (ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ (НИУ)») (RU)*

Автор(ы): *Рожественский Юрий Владимирович, Гаврилов
Константин Владимирович, Задорожная Елена Анатольевна,
Дойкин Алексей Алексеевич, Леванов Игорь Геннадьевич (RU)*

Заявка № 2012618522

Дата поступления 8 октября 2012 г.

Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ
5 декабря 2012 г.

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Б.П. Симонов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



RU 2015618139

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

ГОСУДАРСТВЕННАЯ РЕГИСТРАЦИЯ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ

Номер регистрации (свидетельства): 2015618139 Дата регистрации: 31.07.2015 Номер и дата поступления заявки: 2015614543 01.06.2015 Дата публикации: 20.08.2015	Авторы: Задорожная Елена Анатольевна (RU), Леванов Игорь Геннадьевич (RU), Дудников Артем Леонидович (RU), Очеретный Василий Григорьевич (RU), Еркин Владислав Игоревич (RU) Правообладатель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет) (ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ» (НИУ)) (RU) Программа для ЭВМ создана по государственному контракту государственный заказчик Министерство образования и науки Российской Федерации (RU)
--	---

Название программы для ЭВМ:

Программа исследования работоспособности и ресурса трибосопряжений теплового двигателя на основе расчета их гидромеханических характеристик

Реферат:

Программа предназначена для оценки работоспособности сложнагруженных трибосопряжений поршневых и роторных машин. Особенность методики, на основе которой создана программа, заключается в том, что в качестве базовых параметров для оценки ресурса используются расчетные значения гидромеханических характеристик этих трибосопряжений. Применение программы позволяет выполнить оценку ресурса отдельных трибосопряжений двигателя в зависимости от режимов его работы. При этом учитываются как механические, так и тепловые нагрузки на узел трения, геометрия поверхностей трения и контактное взаимодействие между ними, а также неньютоновские свойства современных смазочных материалов. В программе предусмотрен учет временного нарушения режима жидкостной смазки сопряжения, продолжительность которого достигает 15-20% от общего времени цикла нагружения.

Тип реализующей ЭВМ:	IBM PC - совмест. ПК на базе Pentium IV и выше
Язык программирования:	Fortran
Вид и версия операционной системы:	Windows XP и выше
Объем программы для ЭВМ:	460 Кб

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



RU 2017612831

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

ГОСУДАРСТВЕННАЯ РЕГИСТРАЦИЯ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ

Номер регистрации (свидетельства): 2017612831 Дата регистрации: 03.03.2017 Номер и дата поступления заявки: 2016661917 08.11.2016 Дата публикации: 03.03.2017 Контактные реквизиты: sheremetaia@susu.ru	Авторы: Задорожная Елена Анатольевна (RU), Леванов Игорь Геннадьевич (RU), Дудников Артем Леонидович (RU), Еркин Владислав Игоревич (RU) Правообладатель: Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (RU)
--	---

Название программы для ЭВМ:

Программа оценки ресурса подшипников скольжения тепловых двигателей с учетом неустановившихся режимов работы.

Реферат:

Программа предназначена для анализа работы сложнонагруженных подшипников скольжения тепловых двигателей, работающих на неустановившихся режимах. Методика и алгоритм расчета предусматривает исследование работоспособности трибосопряжения на промежуточных режимах работы двигателя от режима холостого хода до номинального. При этом на каждом промежуточном режиме работы предусмотрен пересчет индикаторной диаграммы, сил, действующих на подшипник скольжения, набор гидромеханических характеристик, а также протяженность зоны и величина износа поверхности трения. Применение программы позволяет оценить ресурс трибосопряжения на различных режимах его работы. При этом учитываются как механические, так и тепловые нагрузки на трибосопряжение, свойства конструкционных и смазочных материалов, геометрия поверхностей трения и контактное взаимодействие между ними. Программа содержит расчет гидромеханических характеристик узла трения, определение траектории движения центра шипа относительно подшипника, выявление зоны и величины изнашивания, определение режима трения. Особенностью программы является возможность учета временного нарушения режима жидкостной смазки сопряжения. Программа может быть использована для расчета подшипников скольжения различных типов тепловых двигателей.

Тип реализующей ЭВМ: IBM PC - совмест. ПК

Язык программирования: Fortran

Вид и версия операционной системы: Windows XP/Vista/7

Объем программы для ЭВМ: 286 Кб

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



RU 2018616032

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ

ГОСУДАРСТВЕННАЯ РЕГИСТРАЦИЯ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ

Номер регистрации (свидетельства): 2018616032 Дата регистрации: 21.05.2018 Номер и дата поступления заявки: 2017663882 27.12.2017 Дата публикации и номер бюллетеня: 21.05.2018 Бюл. № 6	Автор(ы): Леванов Игорь Геннадьевич (RU), Мурзин Владимир Станиславович (RU), Герцев Василий Васильевич (RU) Правообладатель(и): Российская Федерация, от имени которой выступает Министерство промышленности и торговли Российской Федерации (Минпромторг России) (RU)
--	---

Название программы для ЭВМ:

«Моделирование изнашивания шатунных вкладышей подшипников коленчатого вала поршневого двигателя «Wear.V1»

Реферат:

Программа предназначена для построения диаграммы износа вкладышей шатунного подшипника коленчатого вала поршневого двигателя «Wear.V1». Область применения: определение и контроль параметров износа вкладышей шатунного подшипника коленчатого вала поршневого двигателя «Wear.V1», расчет величины максимального износа вкладыша за цикл нагружения, скорости изнашивания вкладыша, времени работы (ресурс) до предельного износа, определение ресурса шатунного вкладыша до предельного износа. Функциональные возможности программы: загрузка данных с программы для ЭВМ «Моделирование изнашивания шатунных вкладышей подшипников коленчатого вала поршневого двигателя «Wear.V1», их обработка, построение диаграмм.

Язык программирования: Fortran

Объем программы для ЭВМ: 958 Кб

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



RU2020665296

ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ
ГОСУДАРСТВЕННАЯ РЕГИСТРАЦИЯ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ

Номер регистрации (свидетельства):
2020665296

Дата регистрации: 26.11.2020

Номер и дата поступления заявки:
2020664772 23.11.2020

Дата публикации и номер бюллетеня:
26.11.2020 Бюл. № 12

Контактные реквизиты:
нет

Автор(ы):

Леванов Игорь Геннадьевич (RU),
Задорожная Елена Анатольевна (RU),
Исламов Александр Наилевич (RU),
Ещиганов Михаил Олегович (RU),
Дорохова Ольга Олеговна (RU)

Правообладатель(и):

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего
образования «Южно-Уральский
государственный университет (национальный
исследовательский университет)» (ФГАОУ ВО
«ЮУрГУ (НИУ)») (RU)

Название программы для ЭВМ:

Программа моделирования изнашивания и прогнозирования ресурса гидродинамических подшипников скольжения поршневых и роторных машин

Реферат:

Программа предназначена для моделирования процесса изнашивания поверхностей трения подшипников скольжения. Результатом являются: набор гидромеханических характеристик подшипника, скорости изнашивания поверхностей и максимальные контактные давления, изменённая геометрия цапфы и втулки. Программа создана с целью повышения качества проектирования подшипников на ранних этапах и позволяет: обоснованно выбрать конструктивные параметры подшипника с учётом характера нагружения; построить диаграмму Герси-Штрибека и оценить условия работы, при которых в подшипнике происходит смена вида смазки с жидкостной на граничную; получить данные для прогнозирования ресурса подшипника. В программе реализована математическая модель смазочного слоя, учитывающая зависимость вязкости смазочного материала от скорости сдвига, давления и температуры, наличие полимолекулярного граничного слоя на поверхностях трения. Тип ЭВМ: IBM PC-совмест. ПК; ОС: Windows XP/Vista/7/10.

Язык программирования: Fortran

Объем программы для ЭВМ: 510 МБ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**RU 2018616040**ФЕДЕРАЛЬНАЯ СЛУЖБА
ПО ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ СОБСТВЕННОСТИ**ГОСУДАРСТВЕННАЯ РЕГИСТРАЦИЯ ПРОГРАММЫ ДЛЯ ЭВМ**

Номер регистрации (свидетельства): 2018616040 Дата регистрации: 21.05.2018 Номер и дата поступления заявки: 2017663876 27.12.2017 Дата публикации и номер бюллетеня: 21.05.2018 Бюл. № 6	Автор(ы): Леванов Игорь Геннадьевич (RU), Мурзин Владимир Станиславович (RU), Герцев Василий Васильевич (RU) Правообладатель(и): Российская Федерация, от имени которой выступает Министерство промышленности и торговли Российской Федерации (Минпромторг России) (RU)
--	---

Название программы для ЭВМ:
Моделирование изнашивания сопряжения «шатунная шейка коленчатого вала - вкладыш» поршневого двигателя «Wear.V2»

Реферат:

Программа предназначена для построения диаграммы износа шатунного подшипника коленчатого вала поршневого двигателя «Wear.V2». Область применения: определение и контроль параметров износа шатунного подшипника коленчатого вала поршневого двигателя «Wear.V2», расчет величин максимального износа вкладышей и шатунной шейки вала за цикл нагружения, скорости изнашивания шейки и вкладышей, времени работы шатунного подшипника в целом (ресурс) до предельного износа. Функциональные возможности программы: загрузка данных с программы для ЭВМ «Моделирование изнашивания сопряжения «шатунная шейка коленчатого вала - вкладыш» поршневого двигателя «Wear.V2», их обработка, построение диаграмм.

Язык программирования: Fortran

Объем программы для ЭВМ: 958 Кб

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2021666405

**Комплекс прикладных программ расчёта
гидродинамических подшипников скольжения
«ОРБИТА-Ресурс»**

Правообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» (RU)*

Авторы: *Леванов Игорь Геннадьевич (RU), Задорожная Елена Анатольевна (RU), Никитин Денис Николаевич (RU), Ещиганов Михаил Олегович (RU)*

Заявка № 2021665841

Дата поступления 14 октября 2021 г.

Дата государственной регистрации

в Реестре программ для ЭВМ 14 октября 2021 г.



*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

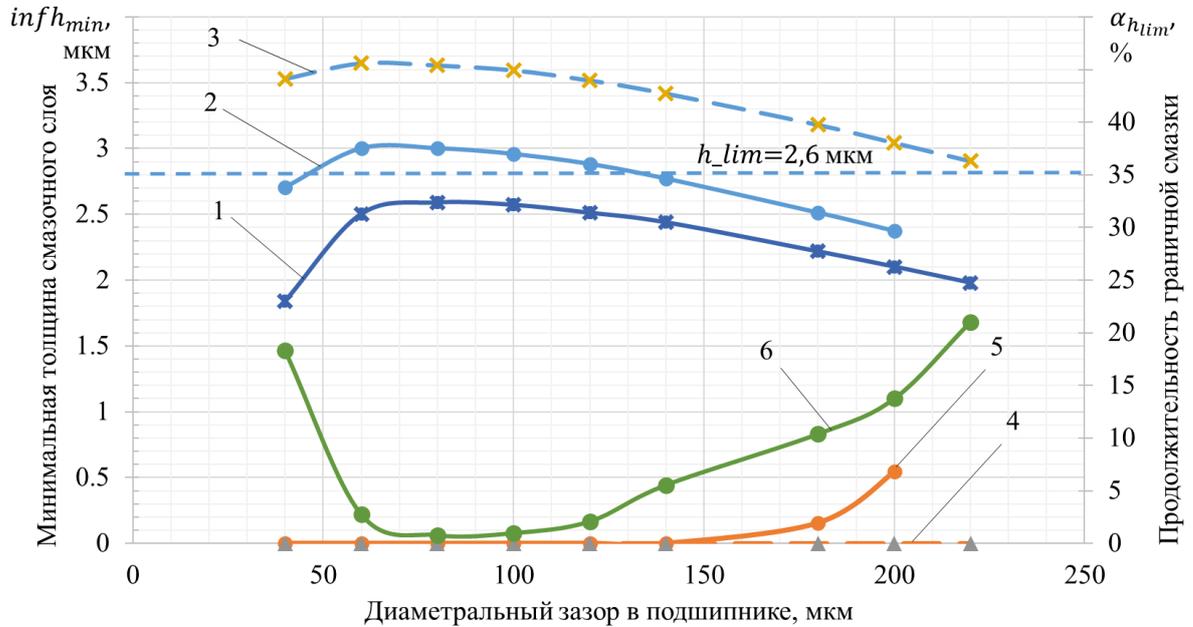
Г.П. Налиев

Приложение 5

Результаты расчётной оценки ресурса подшипников

Шатунный подшипник двигателя 8Ч10/9,5 (ЗИЛ – 130)

Результаты оценки предельно допустимого зазора

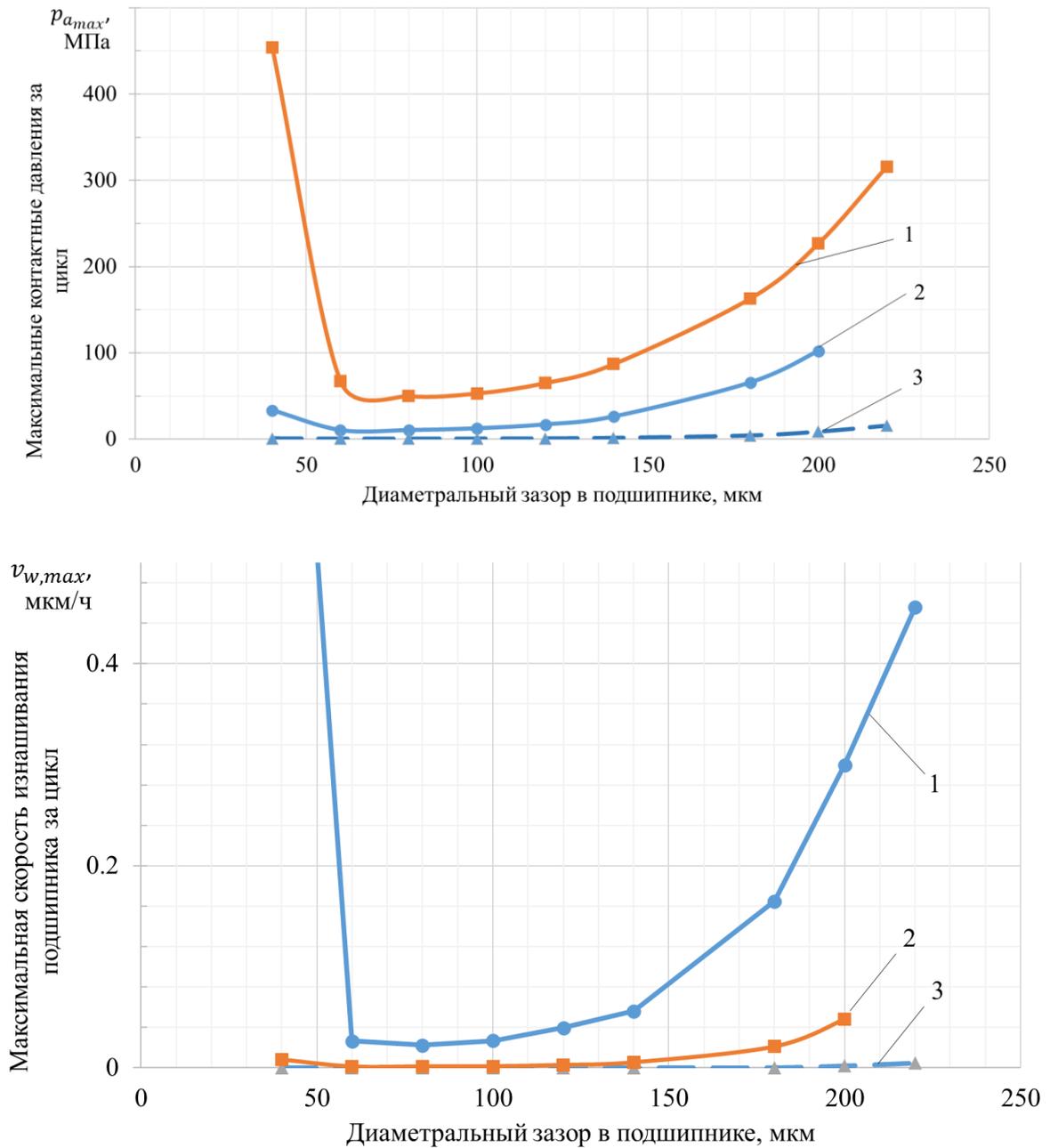


1, 6 – без учёта противоизносных свойств масла;

2, 5 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3, 4 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок П.5.1 – Минимальная толщина смазочного слоя в шатунном подшипнике (1, 2, 3) и продолжительность граничной смазки (4, 5, 6) в зависимости от диаметрального зазора



1 – без учёта противоизносных свойств масла;

2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок П.5.2 – Максимальные контактные давления и скорости изнашивания в шатунном подшипнике двигателя ЗИЛ-130 в зависимости от диаметрального зазора

Результаты расчётов показывают, что для шатунных подшипников двигателя ЗИЛ-130 предельно допустимая величина диаметрального зазора находится в диапазоне от 140 мкм до 230 мкм в зависимости от противоизносных свойств применяемого моторного масла. В литературе встречаются различные значения предельно допустимого зазора в шатунном подшипнике двигателя ЗИЛ-130. А именно, установленное заводом значение составляет 100 мкм [190], в другом источнике в качестве предельного значения указан зазор 350 мкм. Максимальный износ шатунных шеек может достигать 102 мкм [258].

Расчётная диаграмма Герси-Штрибека для шатунного подшипника двигателя ЗИЛ-130

На рисунках П.5.3 и П.5.4 обозначено: 1 – без учёта противоизносных свойств масла; 2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$; 3 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 43$ нм, $n=0,99$; 4 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,974$; 5 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 100$ нм, $n=0,94$.

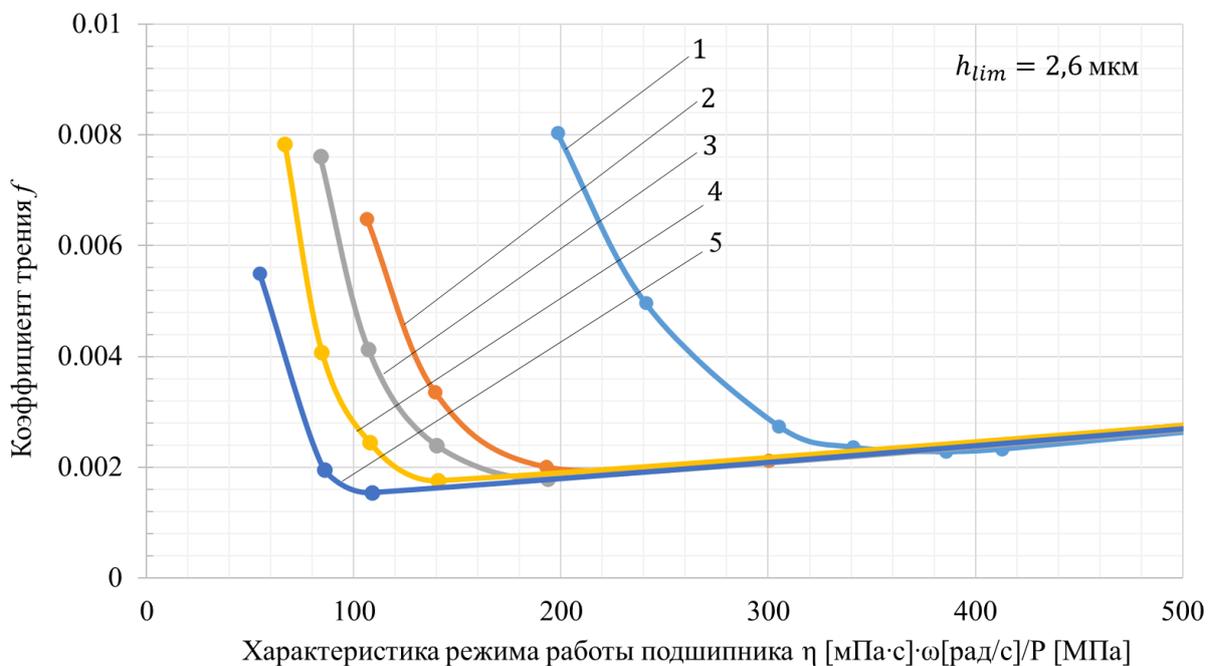


Рисунок П.5.3 – Расчётные диаграммы Герси-Штрибека для шатунного подшипника двигателя ЗИЛ-130

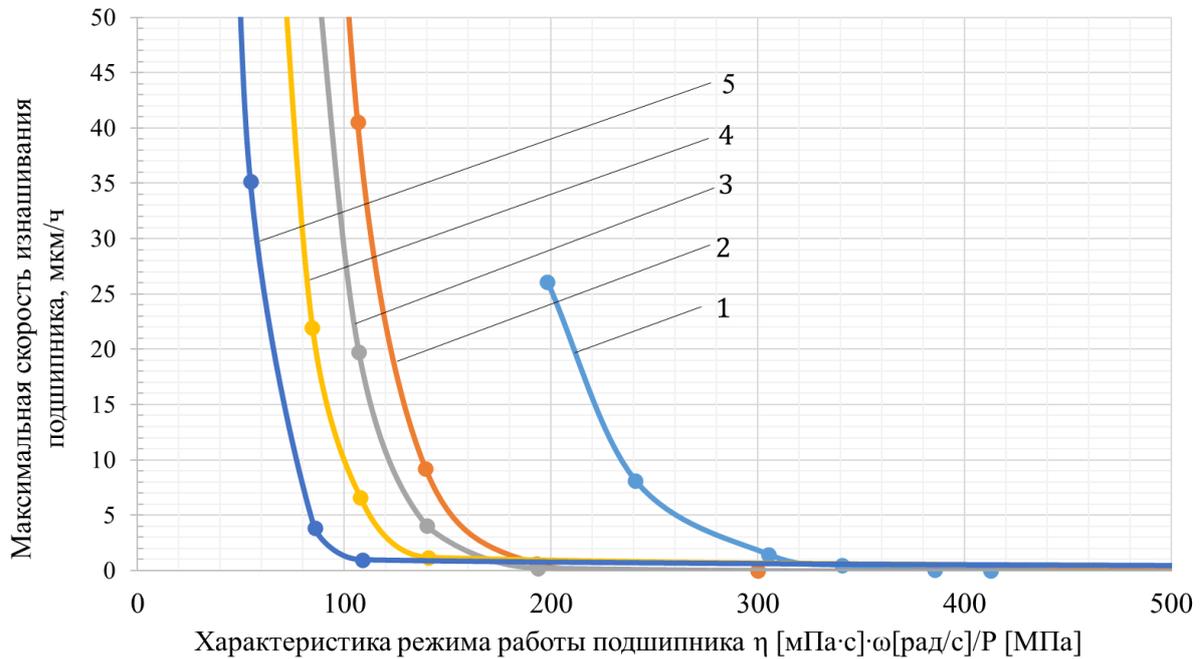


Рисунок П.5.4 – Расчётные скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя ЗИЛ-130 при различном уровне противоизносных свойств моторного масла

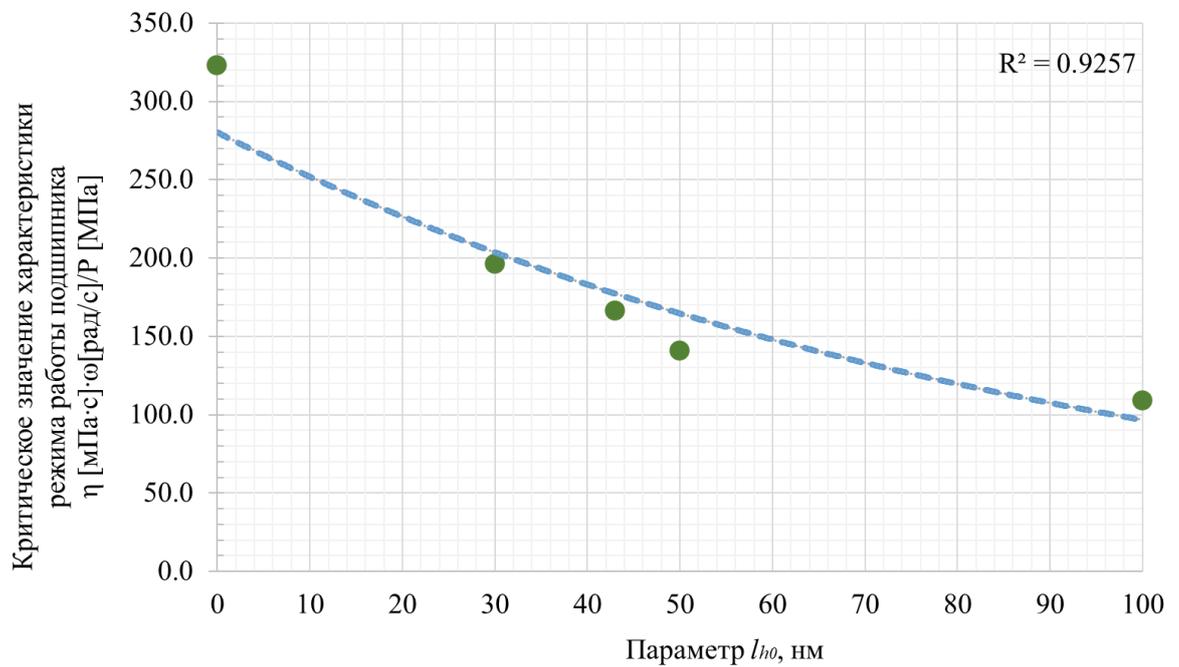
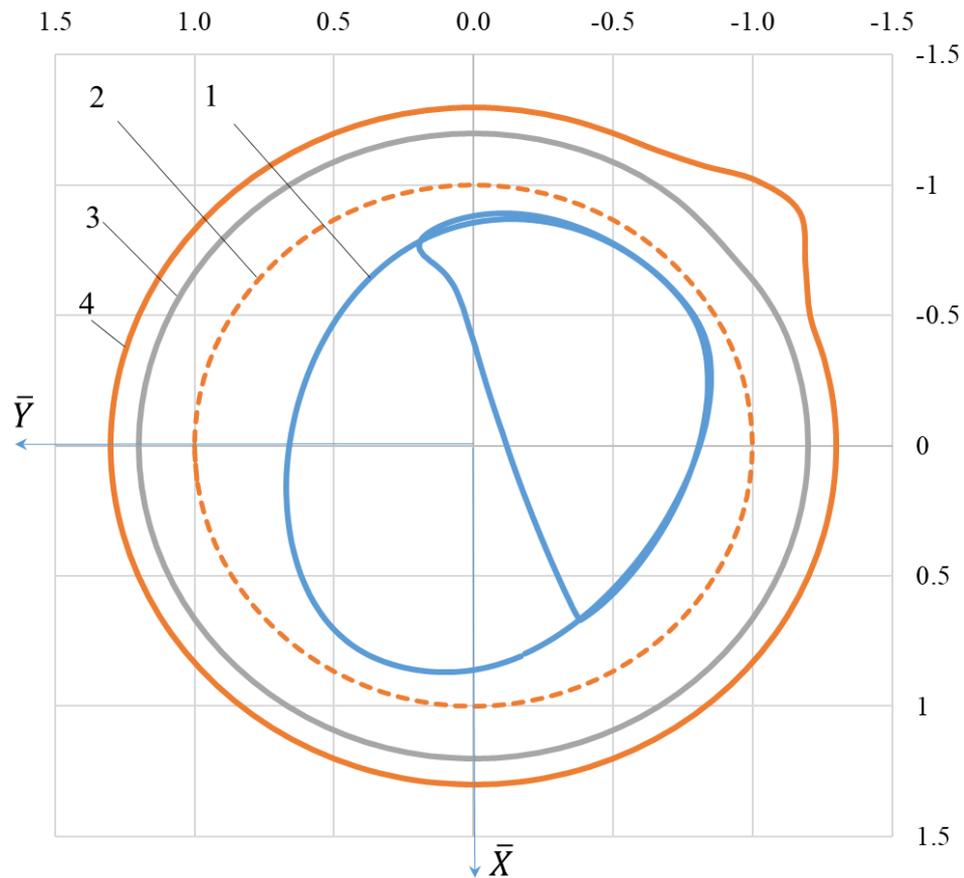


Рисунок П.5.5 – Зависимость критической характеристики режима работы шатунного подшипника двигателя ЗИЛ-130 от уровня противоизносных свойств масла

Для шатунного подшипника двигателя ЗИЛ-130 коэффициенты в зависимости (5.1) имеют значения $a = 280,25$ и $b = -0,011$.

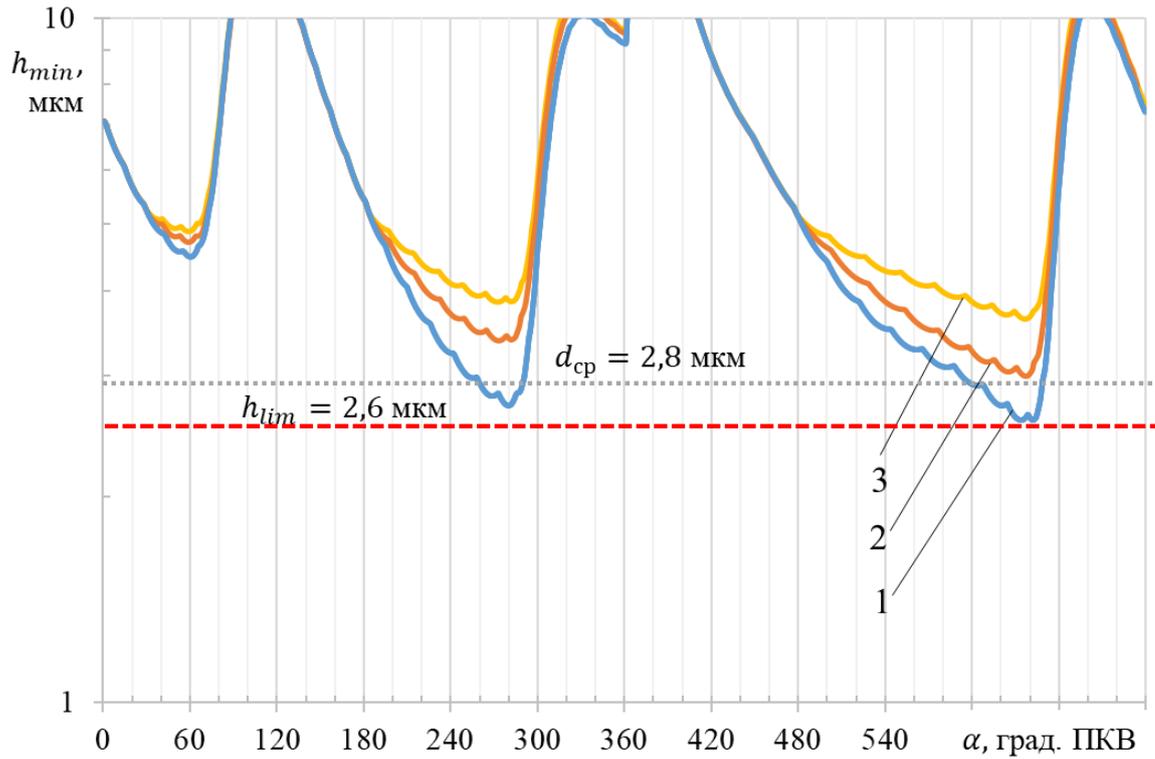
Результаты оценки ресурса шатунных подшипников двигателя ЗИЛ-130

Для расчётной оценки ресурса в качестве предельно допустимого радиального зазора в зоне износа принять значение в 70 мкм, что соответствует диаметральному зазору в 140 мкм.



- 1 – траектория движения центра шатунной шейки вала в подшипнике;
 2 – единичная окружность; 3 – диаграмма износа шатунной шейки; 4 – диаграмма износа вкладышей

Рисунок П.5.6 – Траектория движения центра шатунной шейки и диаграммы износа шейки и вкладышей (с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$, режим N_{\max})

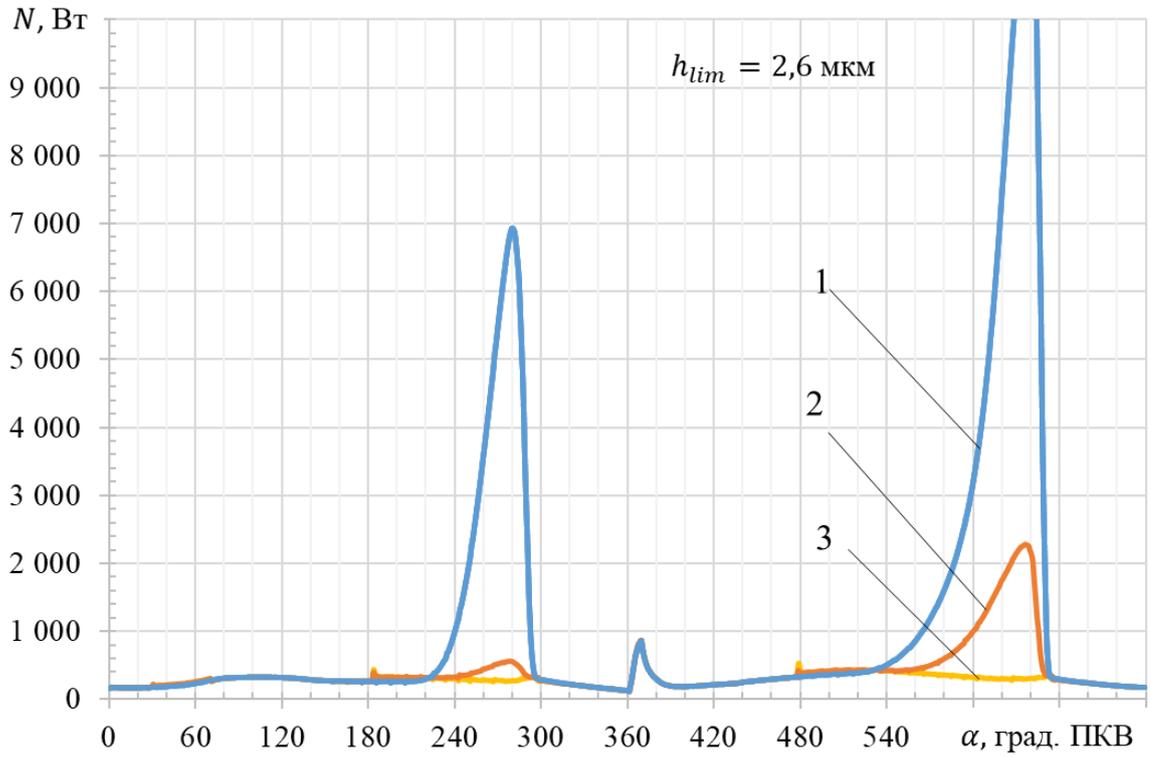


1 – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$;

2 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок П.5.7 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя от угла поворота коленчатого вала при различном уровне противоизносных свойств масла



1 – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0 \text{ нм}$, $\mu_S=0$;

2 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30 \text{ нм}$, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50 \text{ нм}$, $n=0,99$

Рисунок П.5.8 – Зависимость потерь мощности на трение в шатунном подшипнике двигателя ЗИЛ-130 от угла поворота коленчатого вала при различном уровне противоизносных свойств масла

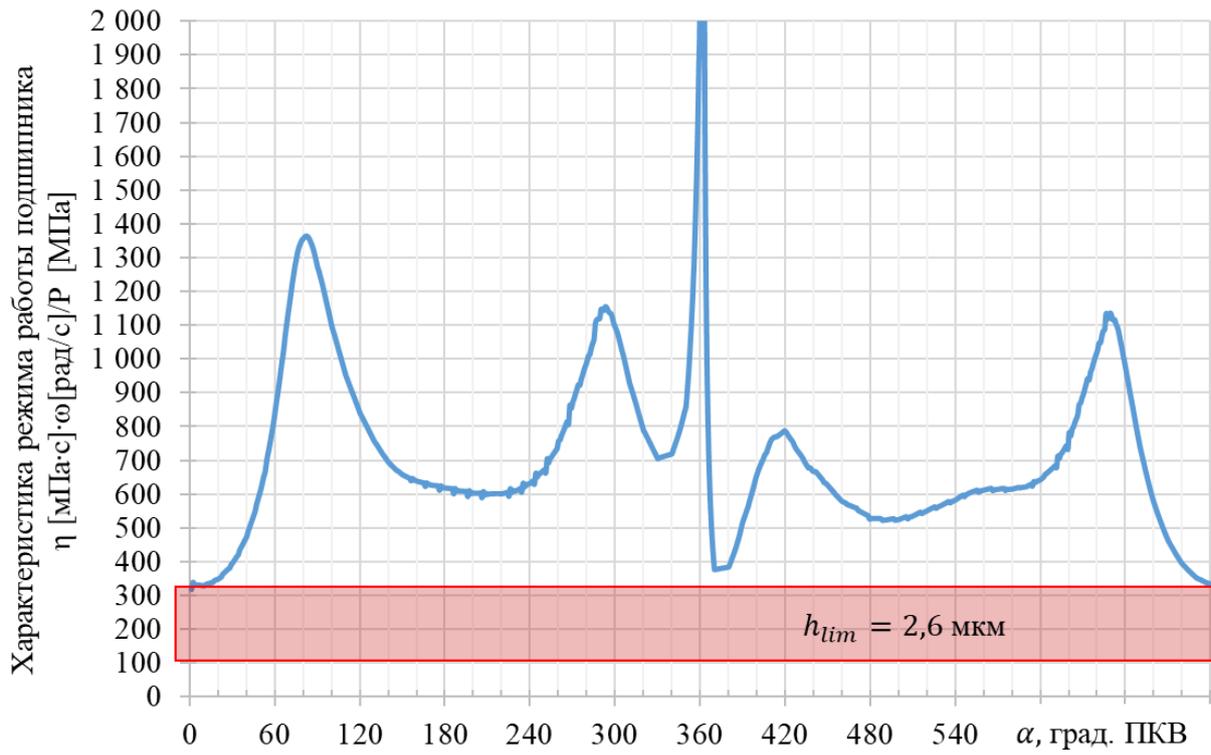
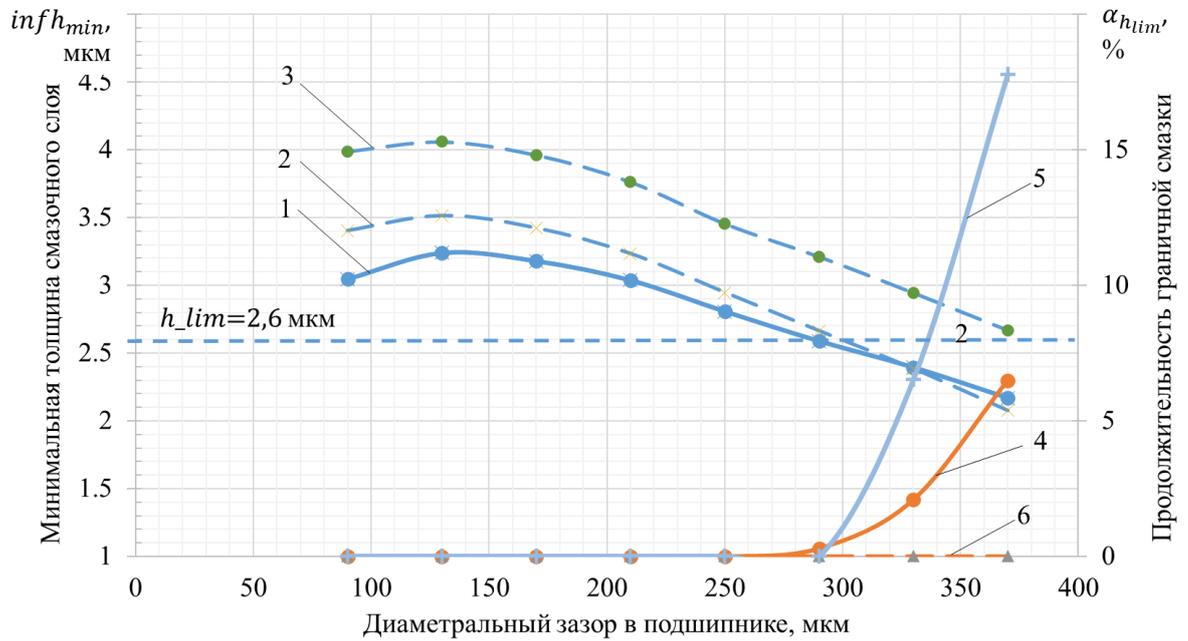


Рисунок П.5.9 – Зависимость характеристики режима работы шатунного подшипника двигателя ЗИЛ-130 от угла поворота коленчатого вала

Шатунный подшипник двигателя 8ЧН 21/21 (8ДМ-21)

Результаты оценки предельно допустимого зазора

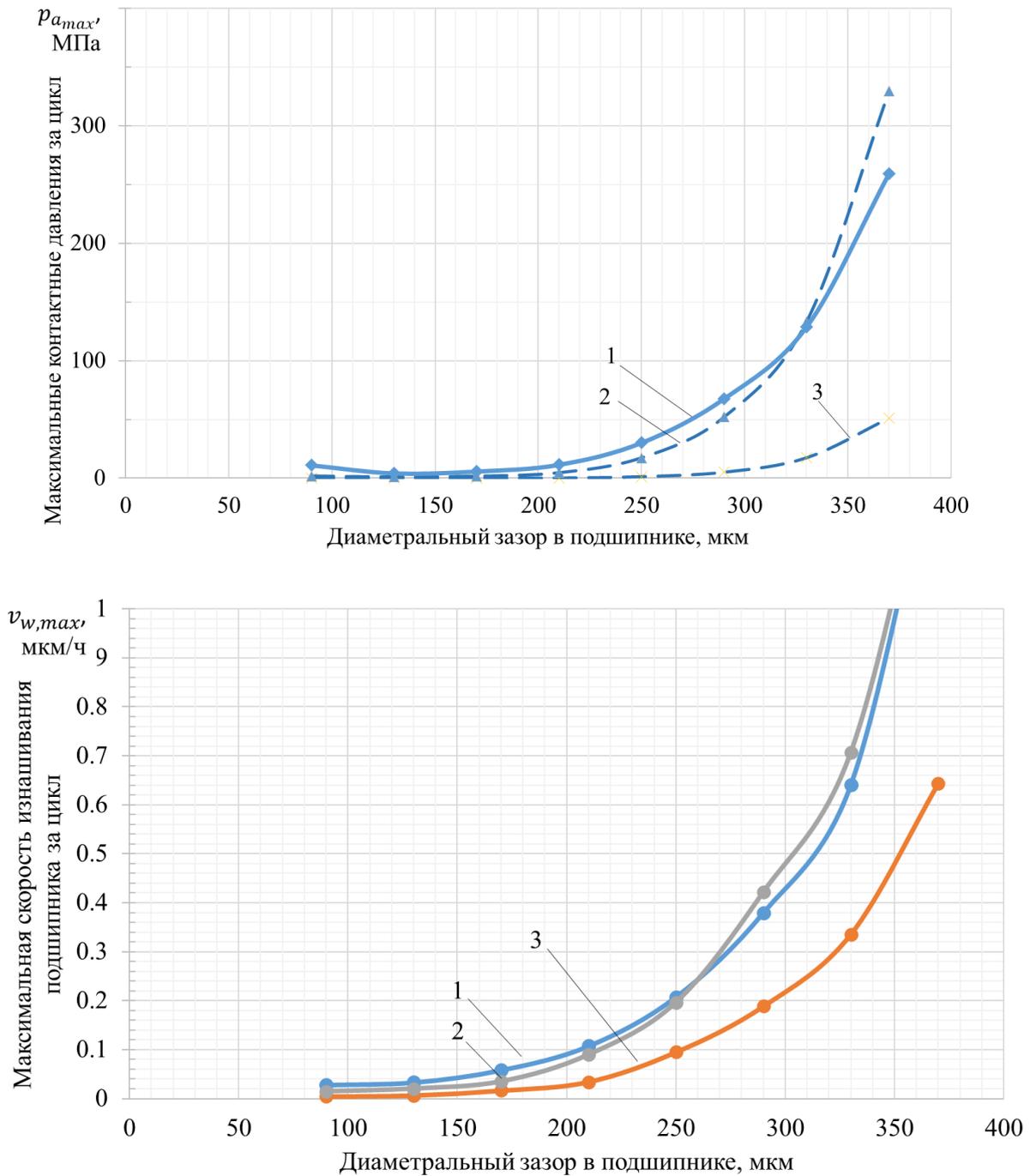


1, 4 – без учёта противоизносных свойств масла;

2, 5 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3, 6 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок П.5.10 – Минимальная толщина смазочного слоя в шатунном подшипнике двигателя 8ДМ-21 (1, 2, 3) и продолжительность граничной смазки (4, 5, 6) в зависимости от диаметрального зазора



1 – без учёта противоизносных свойств масла;

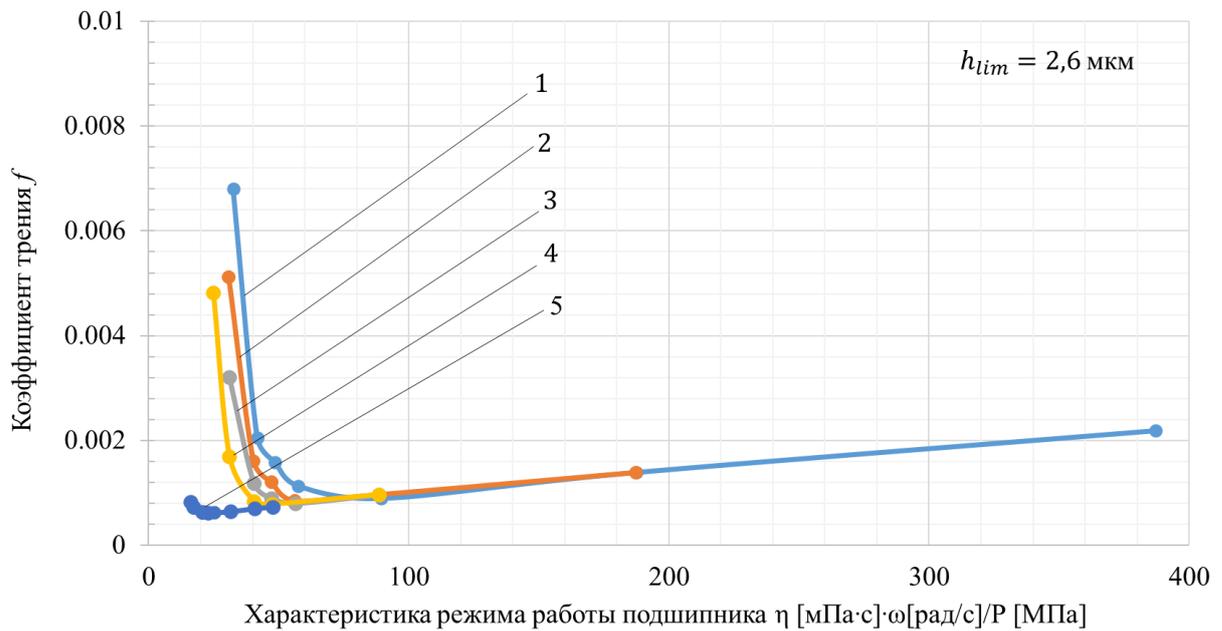
2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок П.5.11 – Максимальные контактные давления и скорости изнашивания в шатунном подшипнике двигателя 8ДМ-21 в зависимости от диаметрального зазора

По результатам расчёта предельным зазором следует считать 280...290 мкм. В соответствии с руководством по эксплуатации двигателя 8ДМ-21 предельно допустимое значение зазора в шатунном подшипнике составляет 260 мкм.

Расчётная диаграмма Герси-Штрибека для шатунного подшипника двигателя 8ДМ-21



- 1 – без учёта противоизносных свойств масла;
- 2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;
- 3 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 43$ нм, $n=0,99$;
- 4 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,974$;
- 5 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 100$ нм, $n=0,94$.

Рисунок П.5.12 – Расчётные диаграммы Герси-Штрибека для шатунного подшипника двигателя 8ДМ-21

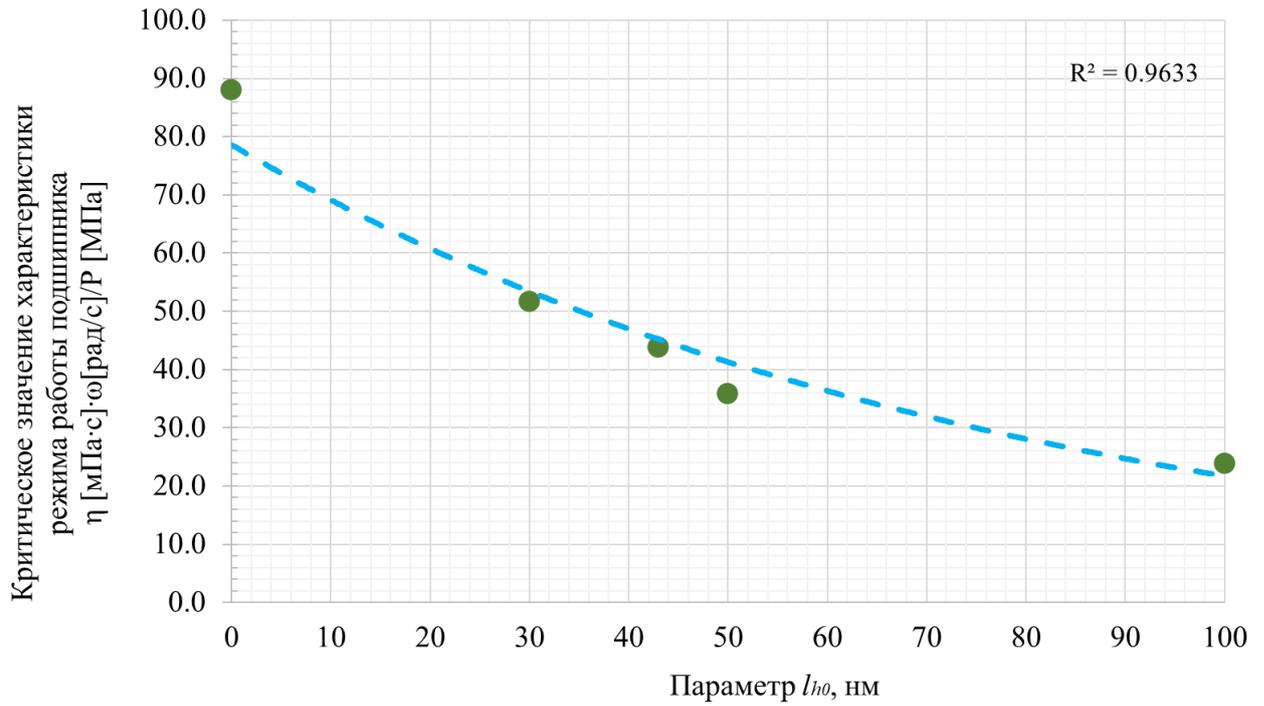
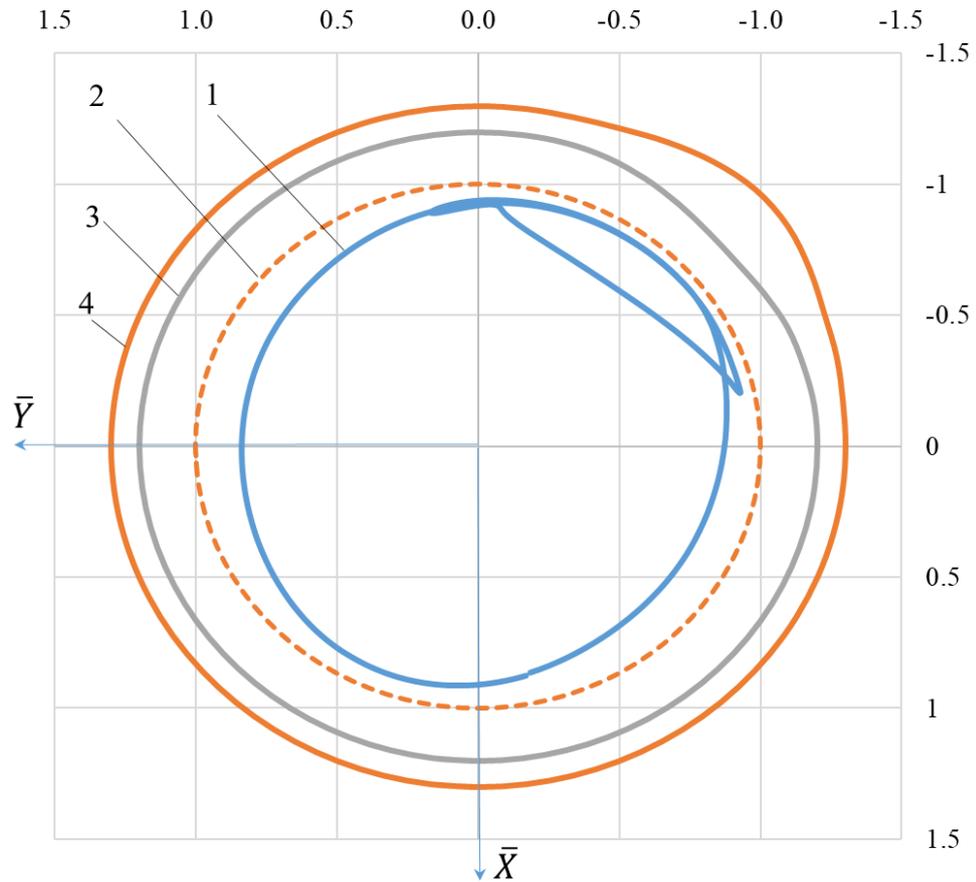


Рисунок П.5.13 – Зависимость критической характеристики режима работы шатунного подшипника двигателя 8ДМ-21 от уровня противоизносных свойств масла

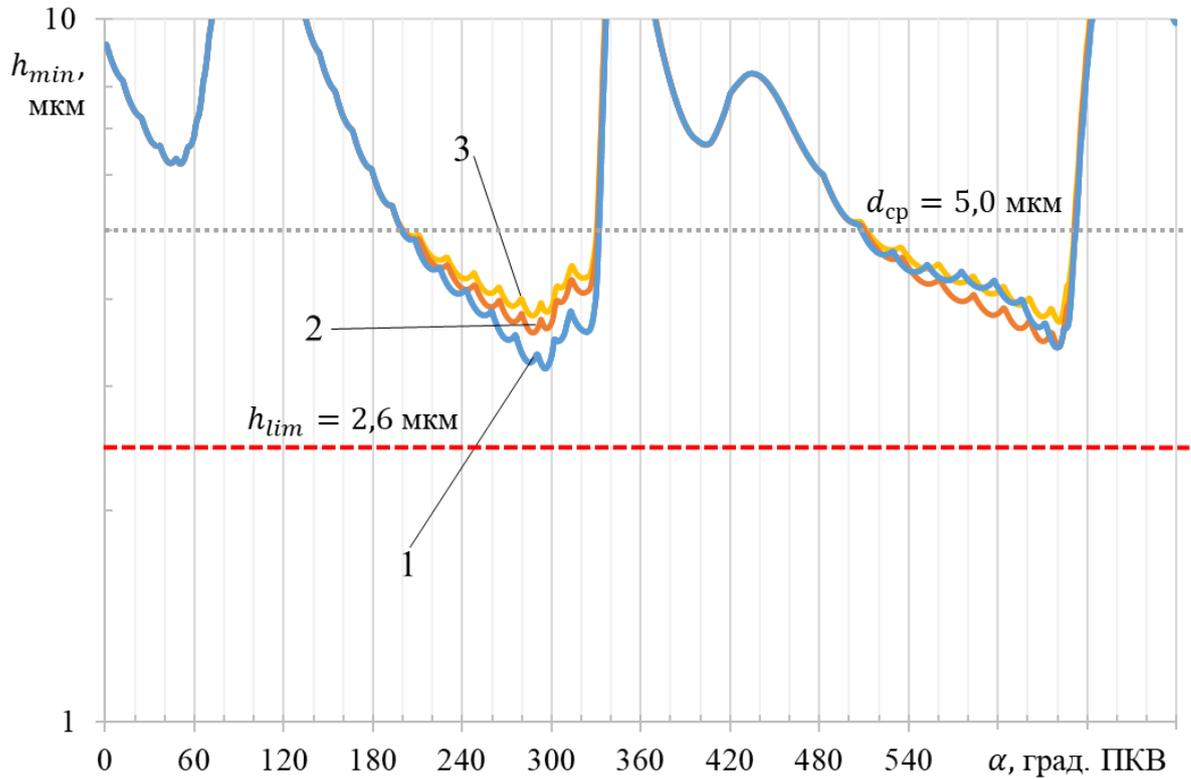
Для шатунного подшипника двигателя 8ДМ-21 коэффициенты в зависимости (5.1) имеют значения $a = 78,62$ и $b = -0,013$.

Результаты оценки ресурса шатунных подшипников двигателя 8ДМ-21



- 1 – траектория движения центра шатунной шейки вала в подшипнике;
 2 – единичная окружность; 3 – диаграмма износа шатунной шейки; 4 – диа-
 грамма износа вкладышей

Рисунок П.5.14 – Траектория движения центра шатунной шейки и диаграммы износа шейки и вкладышей двигателя 8ДМ-21 (с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$, режим N_{\max})

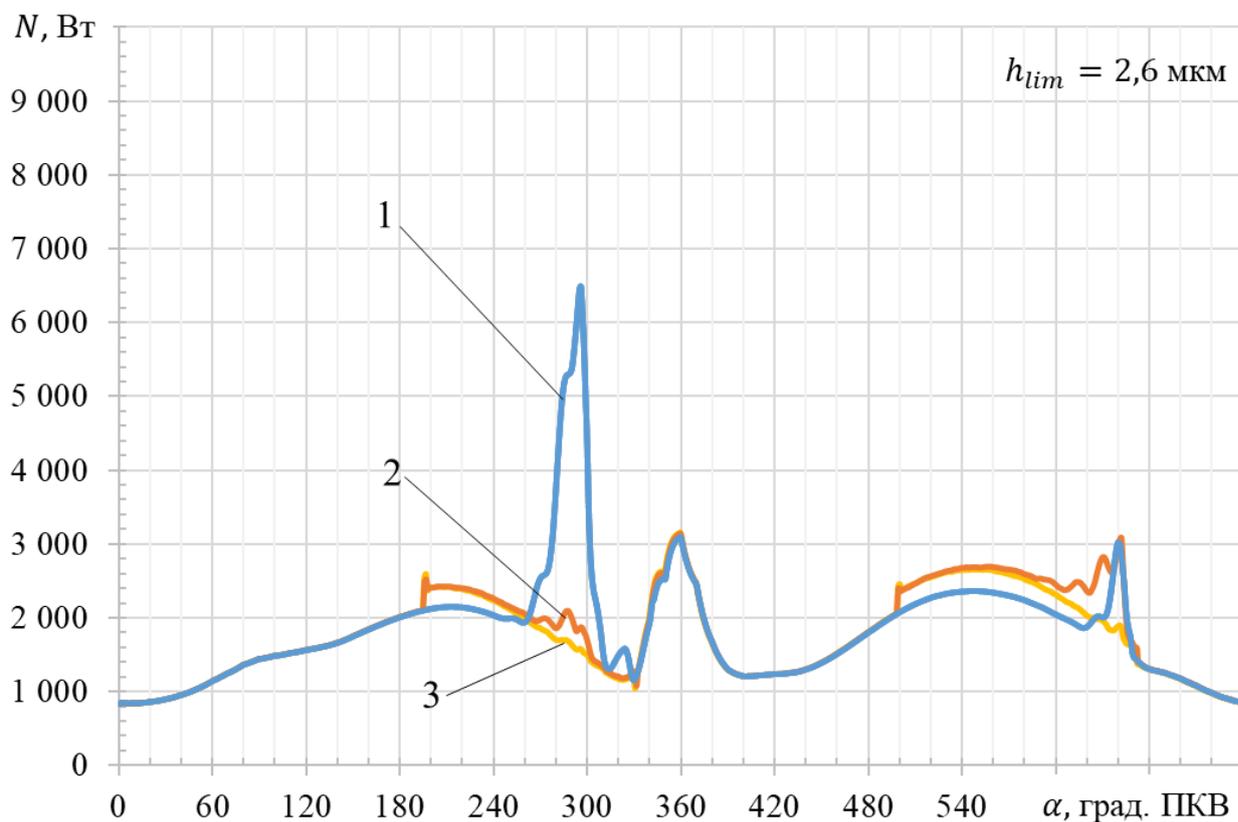


1 – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$;

2 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок П.5.15 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя в шатунном подшипнике двигателя 8ДМ-21 от угла поворота коленчатого вала при различном уровне противоизносных свойств масла



1 – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0 \text{ нм}$, $\mu_S=0$;

2 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30 \text{ нм}$, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50 \text{ нм}$, $n=0,99$

Рисунок 5.16 – Зависимость потерь мощности на трение в шатунном подшипнике двигателя 8ДМ-21 от угла поворота коленчатого вала при различном уровне противоизносных свойств масла

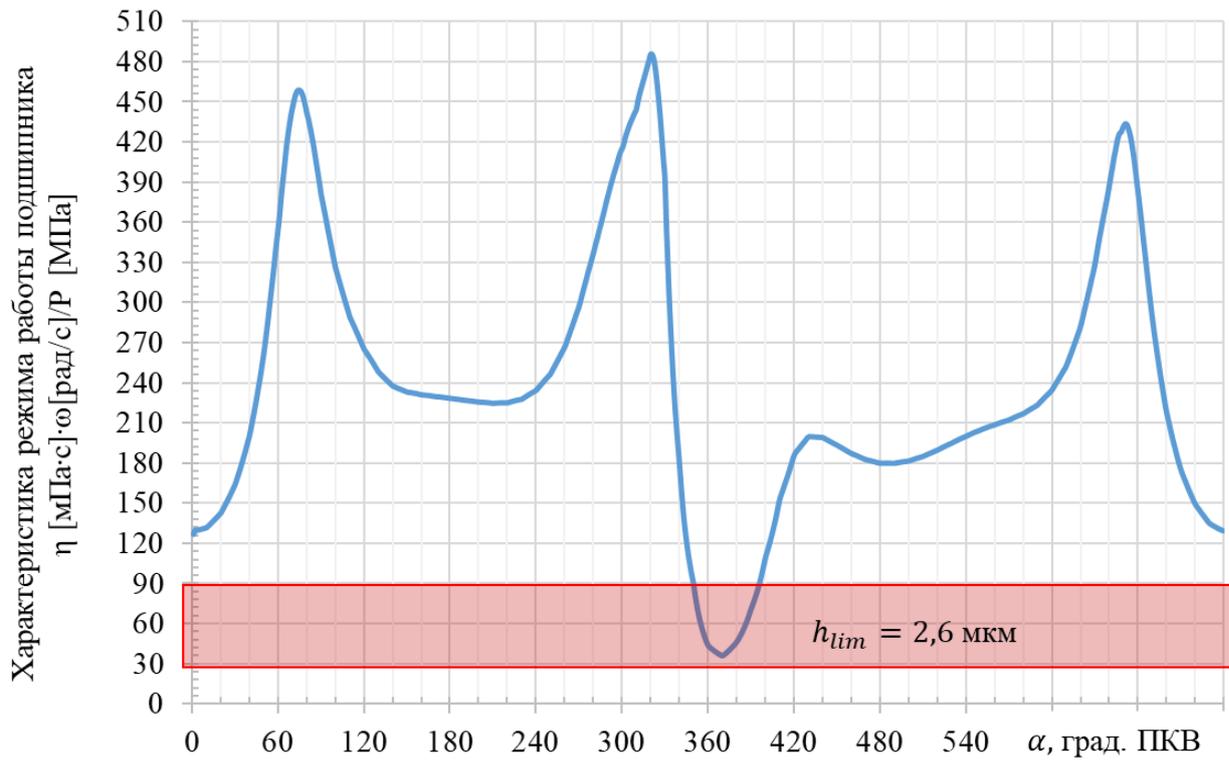
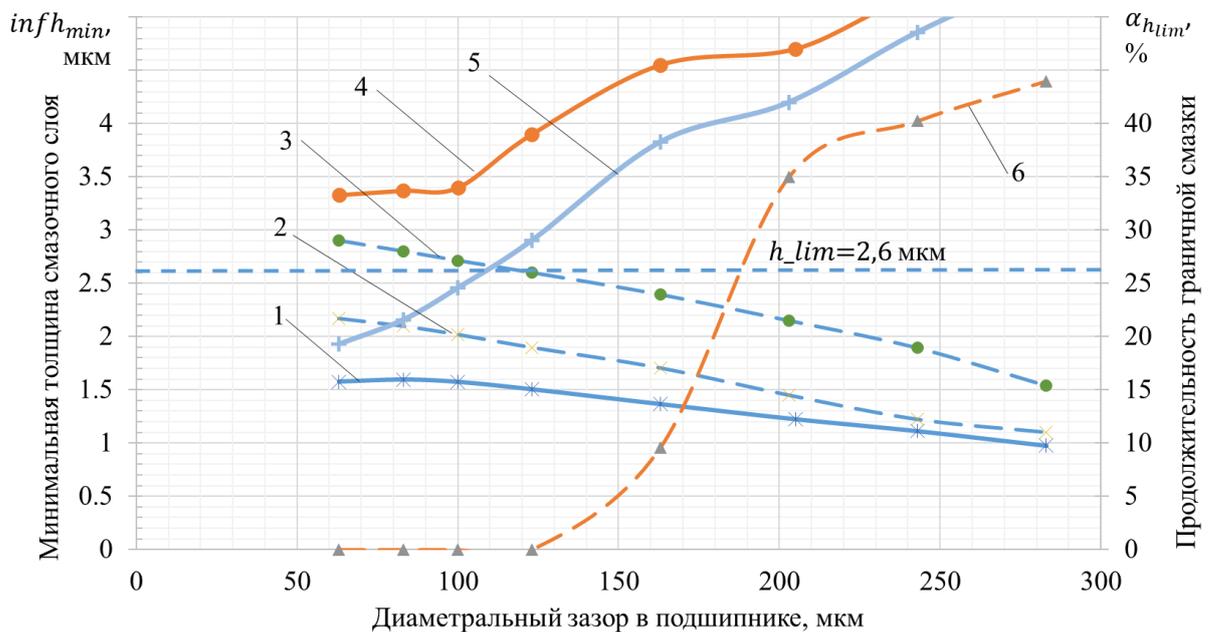


Рисунок П.5.17 – Зависимость характеристики режима работы шатунного подшипника двигателя 8ДМ-21 от угла поворота коленчатого вала

Шатунный подшипник двигателя ДМ-185 (12ЧН18,5/21,5)

Нагрузки на шатунный подшипник двигателя ДМ-185 получены на основе расчётных индикаторных диаграмм, предоставленных В.Г. Камалтдиновым, профессором кафедры ДВС ФГАОУ ВО «ЮУрГУ(НИУ)».

Результаты оценки предельно допустимого зазора для шатунного подшипника двигателя ДМ-185

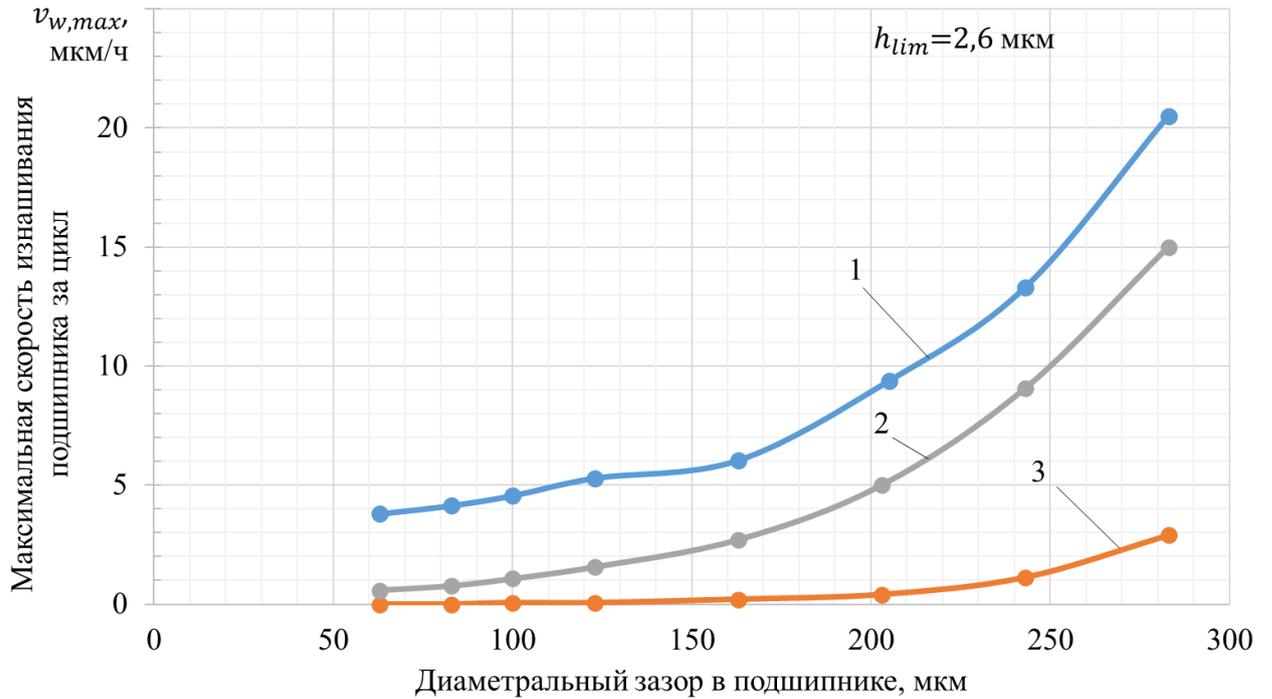
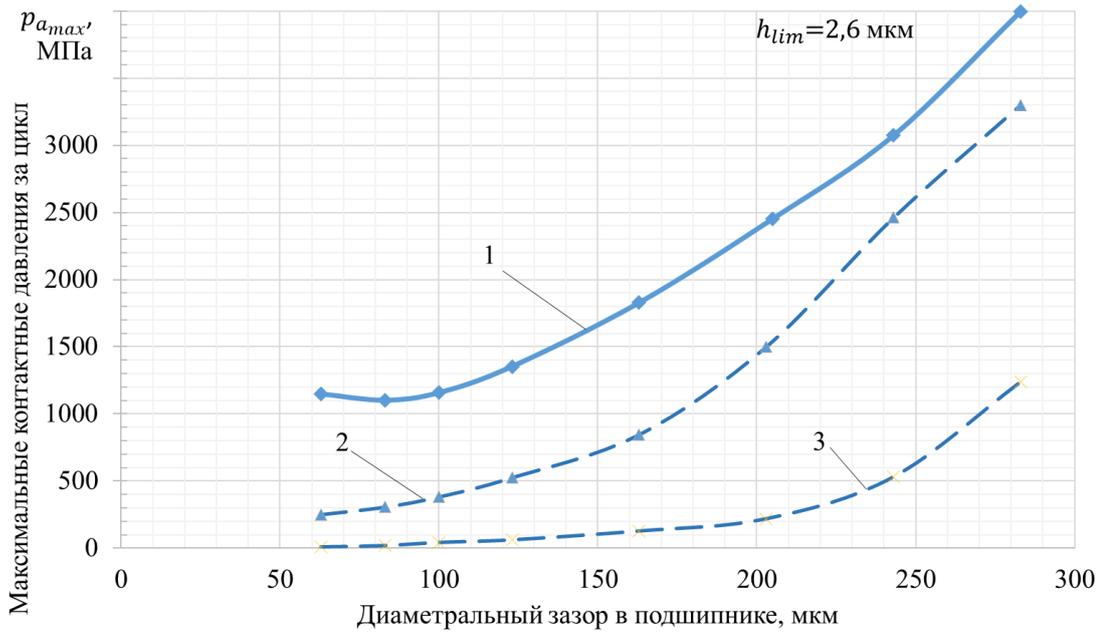


1, 4 – без учёта противоизносных свойств масла;

2, 5 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3, 6 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок П.5.18 – Минимальная толщина смазочного слоя в шатунном подшипнике двигателя ДМ-185 (1, 2, 3) и продолжительность граничной смазки (4, 5, б) в зависимости от диаметрального зазора



1 – без учёта противоизносных свойств масла;

2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок П.5.19 – Максимальные контактные давления и скорости изнашивания в шатунном подшипнике двигателя ДМ-185 в зависимости от диаметрального зазора

Расчётная диаграмма Герси-Штрибека для шатунного подшипника двигателя ДМ-185

На рисунках П.5.20 и П.5.21 обозначено: 1 – без учёта противоизносных свойств масла; 2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$; 3 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 43$ нм, $n=0,99$; 4 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,974$; 5 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 100$ нм, $n=0,94$.

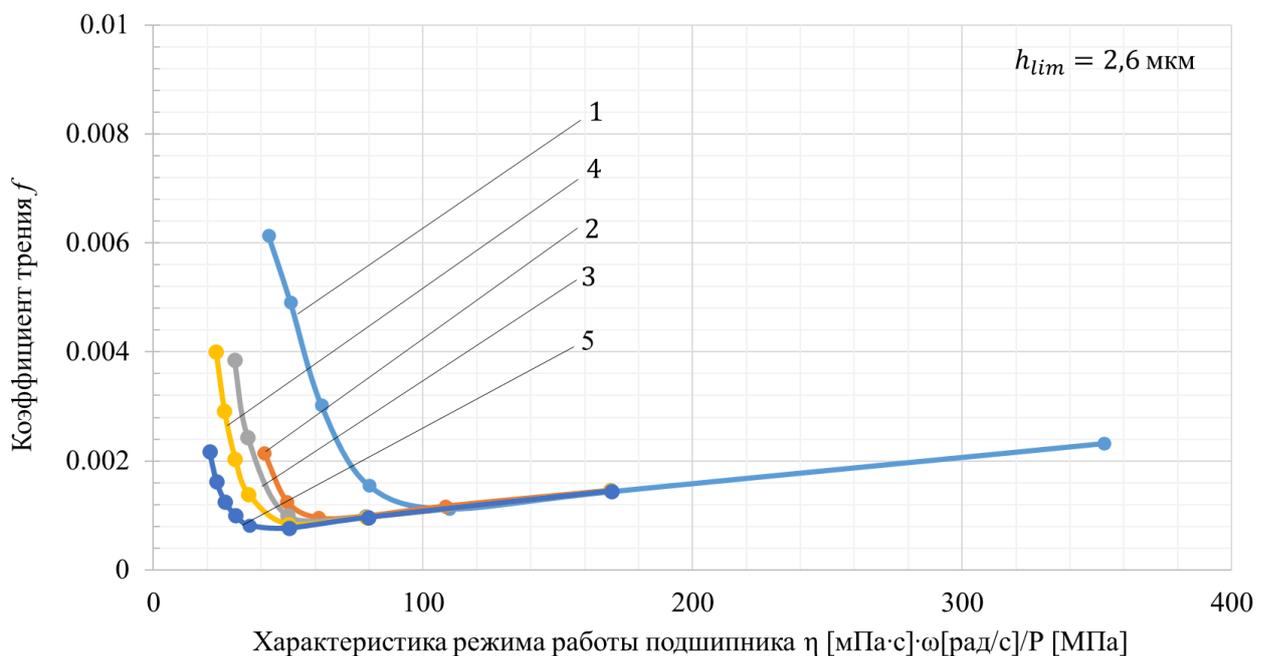


Рисунок П.5.20 – Расчётные диаграммы Герси-Штрибека для шатунного подшипника двигателя ДМ-185

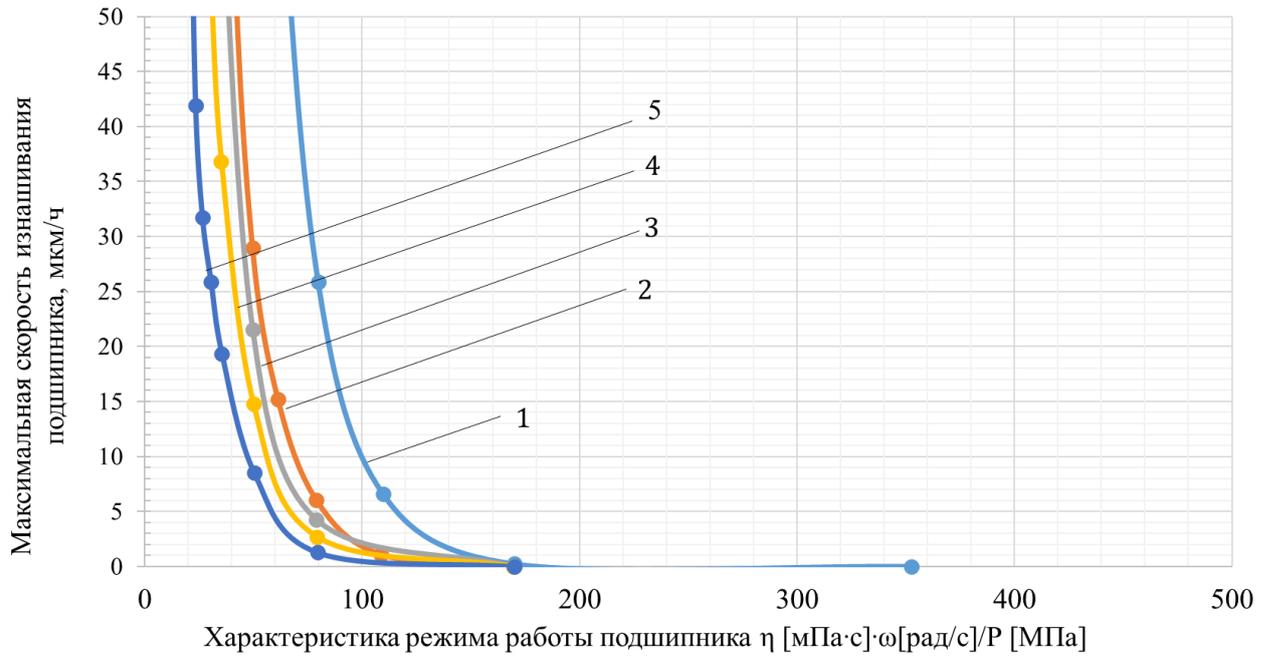


Рисунок П.5.21 – Расчётные скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя ДМ-185 при различном уровне противоизносных свойств моторного масла

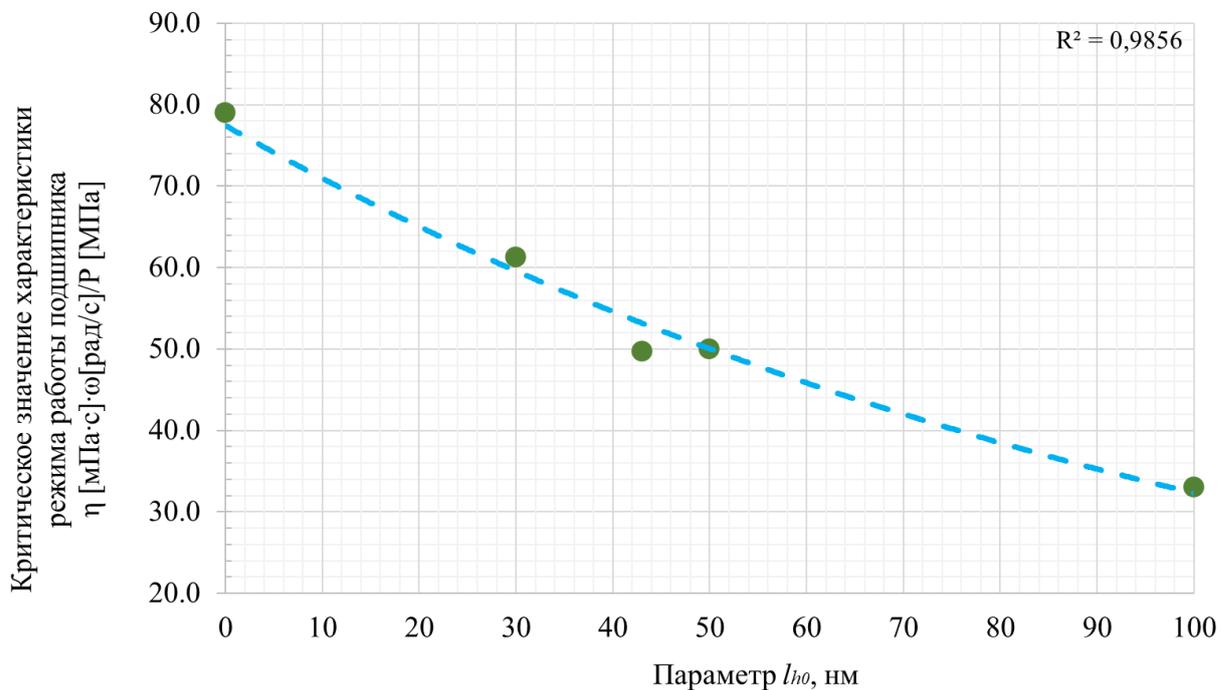
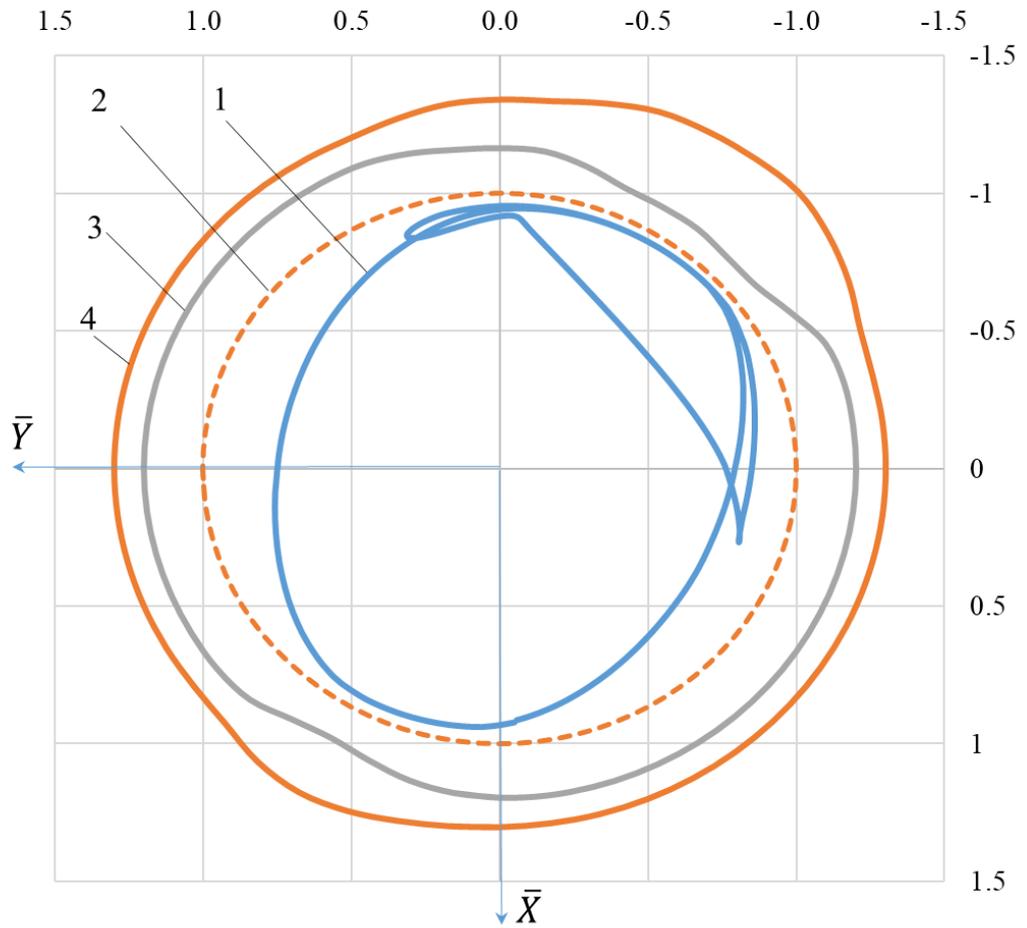


Рисунок П.5.22 – Зависимость критической характеристики режима работы шатунного подшипника двигателя ДМ-185 от уровня противоизносных свойств масла

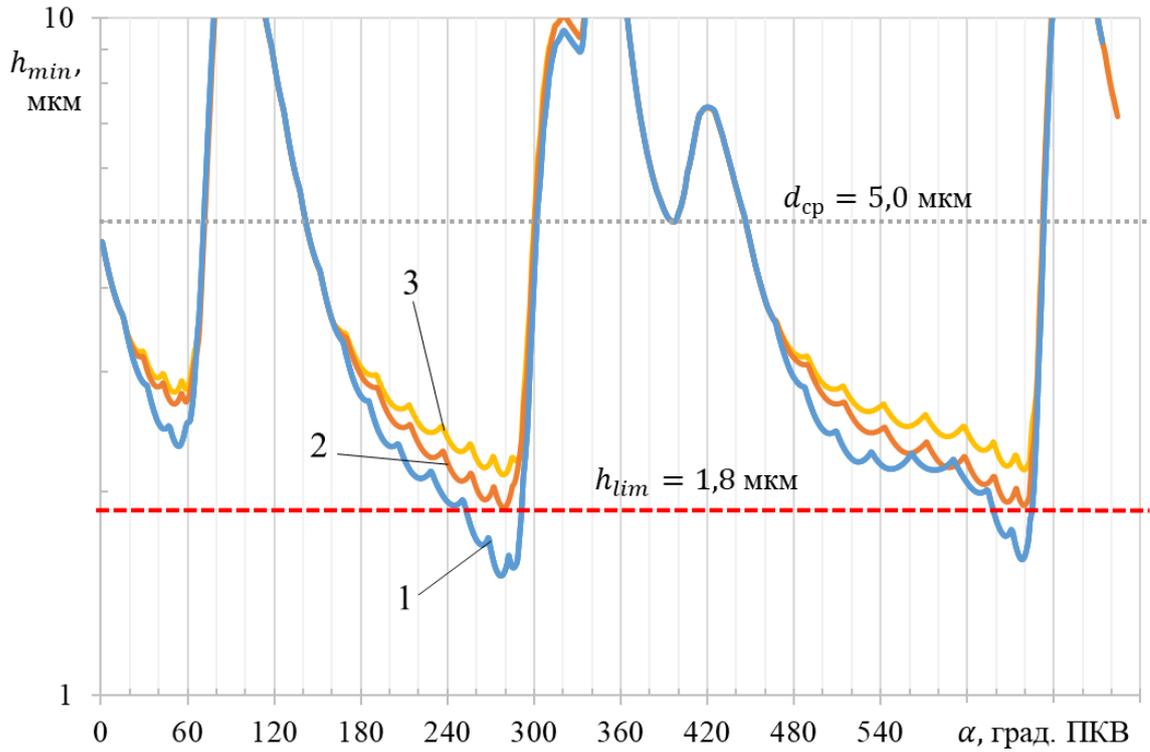
Для шатунного подшипника двигателя ДМ-185 коэффициенты в зависимости (5.1) имеют значения $a = 77,44$ и $b = -0,009$.

Результаты оценки ресурса шатунных подшипников двигателя ДМ-185



- 1 – траектория движения центра шатунной шейки вала в подшипнике;
 2 – единичная окружность; 3 – диаграмма износа шатунной шейки; 4 – диа-
 грамма износа вкладышей

Рисунок П.5.22 – Траектория движения центра шатунной шейки и диаграммы износа шейки и вкладышей двигателя ДМ-185 (с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$, режим N_{\max})

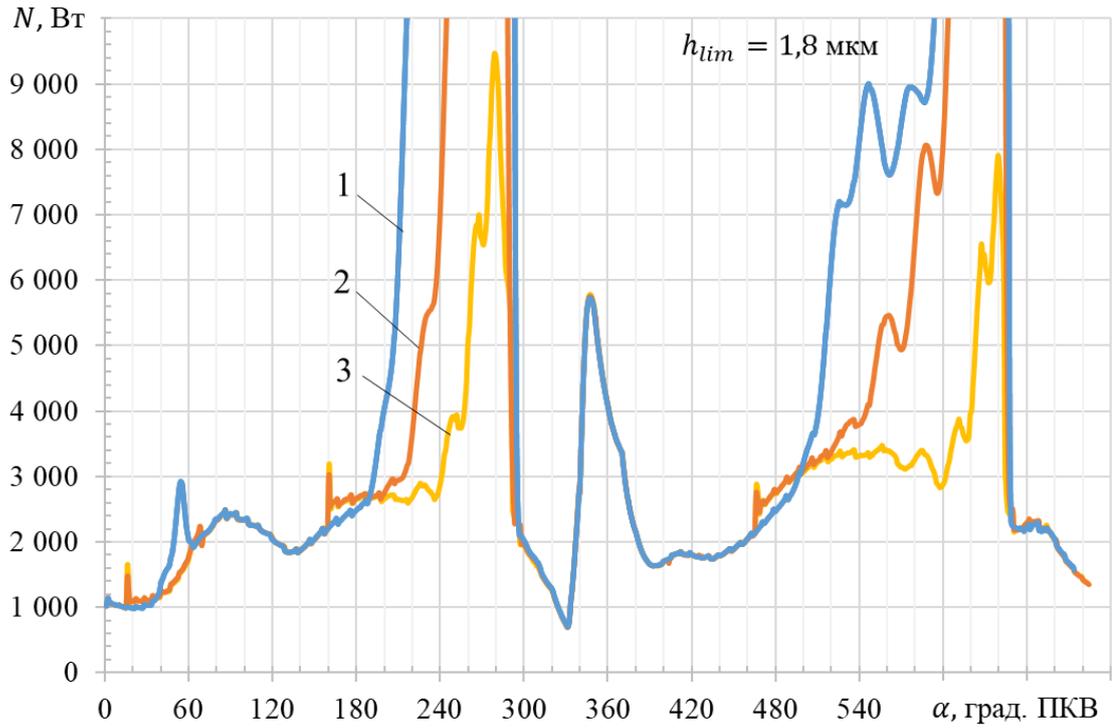


1 – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_s=0$;

2 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок П.5.23 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя в шатунном подшипнике двигателя ДМ-185 от угла поворота коленчатого вала при различном уровне противоизносных свойств масла



1 – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0 \text{ нм}$, $\mu_S=0$;

2 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30 \text{ нм}$, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50 \text{ нм}$, $n=0,99$

Рисунок П.5.24 – Зависимость потерь мощности на трение в шатунном подшипнике двигателя ДМ-185 от угла поворота коленчатого вала при различном уровне противоизносных свойств масла

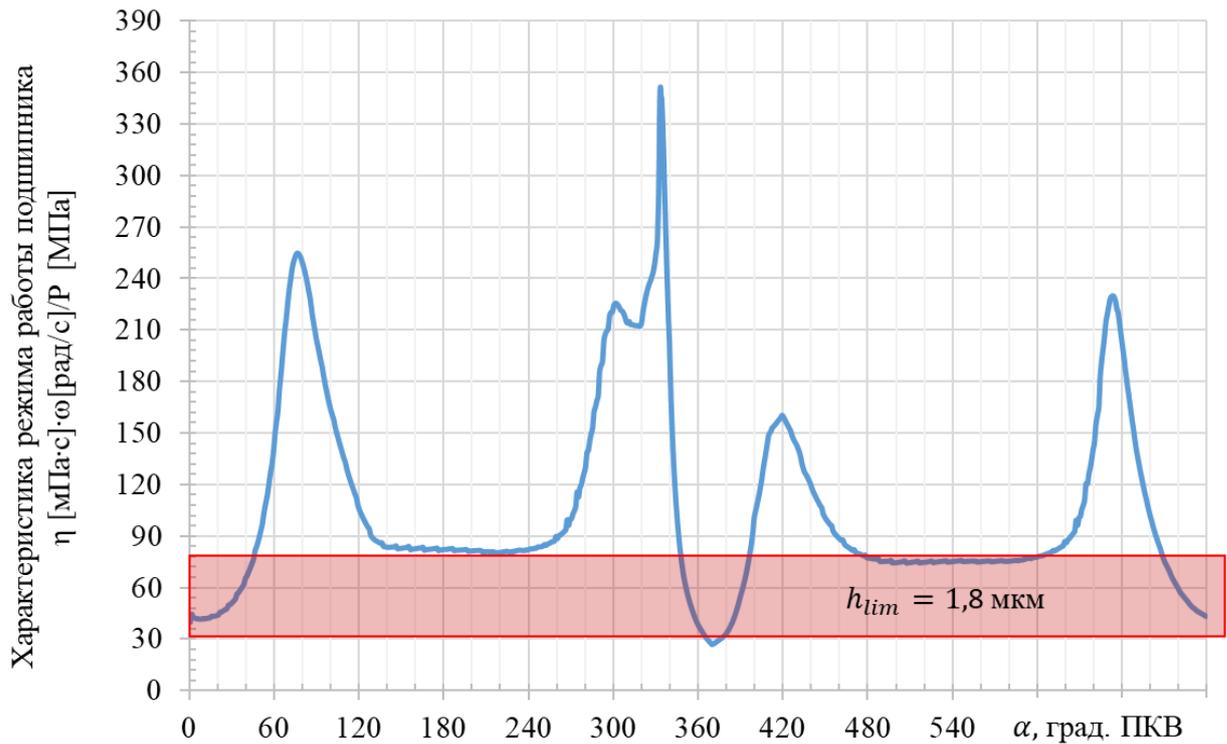


Рисунок П.5.25 – Зависимость характеристики режима работы шатунного подшипника двигателя ДМ-185 от угла поворота коленчатого вала

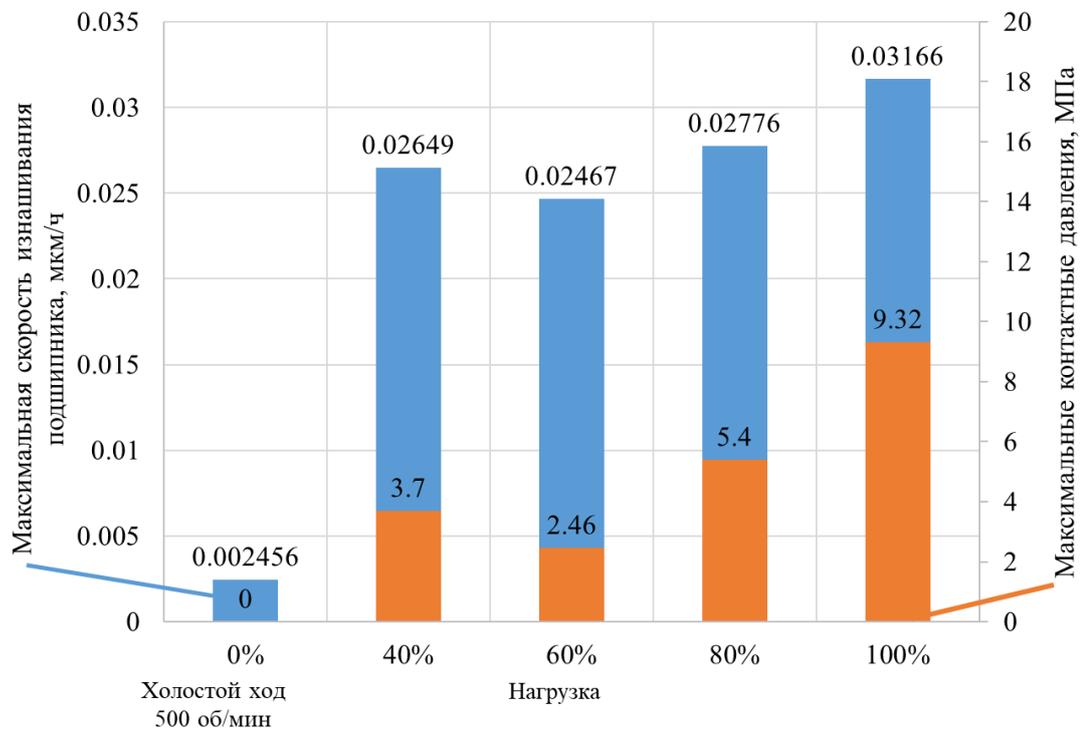


Рисунок П.5.26 – Максимальная скорость изнашивания и контактные давления в шатунном подшипнике ДМ-185 при различных уровнях нагружения на номинальной частоте вращения и на холостом ходу при частоте вращения 500 об/мин

Из рисунка П.5.26 видно, что при номинальной частоте вращения скорость изнашивания и максимальные контактные давления меняются незначительно при изменении нагрузки от 40 до 100%.

*Рекомендации по повышению ресурса шатунных подшипников двигателя
ДМ-185*

Шатунный подшипник двигателя ДМ-185 на режиме номинальной мощности работает преимущественно при жидкостной смазке. Продолжительность граничной смазки определяется уровнем противоизносных свойств моторного масла и чистотой обработки поверхностей трения. Преобладающим является износ в результате фрикционного контакта поверхностей (фрикционная усталость поверхностей) В качестве рекомендаций по повышению надёжности работы подшипника и его ресурса для текущих материалов шейки вала и вкладышей отметим следующее.

Повышение класса чистоты обработки поверхности шатунной шейки и вкладышей для обеспечения критической толщины смазочного слоя не выше 1,5 мкм. Поскольку шатунный подшипник около 50% цикла нагружения работает вблизи критических значений характеристики режима работы, то необходимо также снизить тонкость отсева масляного фильтра. Однако, на скорость изнашивания подшипника чистота поверхностей шейки и вкладыша оказывает большее влияние, чем тонкость отсева системы фильтрации. Предварительно, снижение тонкости отсева в системе фильтрации до 5 мкм способствует снижению скорости изнашивания на 8%. В то время как понижение критической толщины смазочного слоя (связана с величиной шероховатостей поверхностей) с 2,6 мкм до 1,8 мкм приводит к снижению скорости изнашивания подшипника в 8-11 раз в зависимости от уровня противоизносных свойств масла. В связи с этим важно обеспечить постоянство класса шероховатостей поверхностей трения в процессе эксплуатации для обеспечения ресурса.

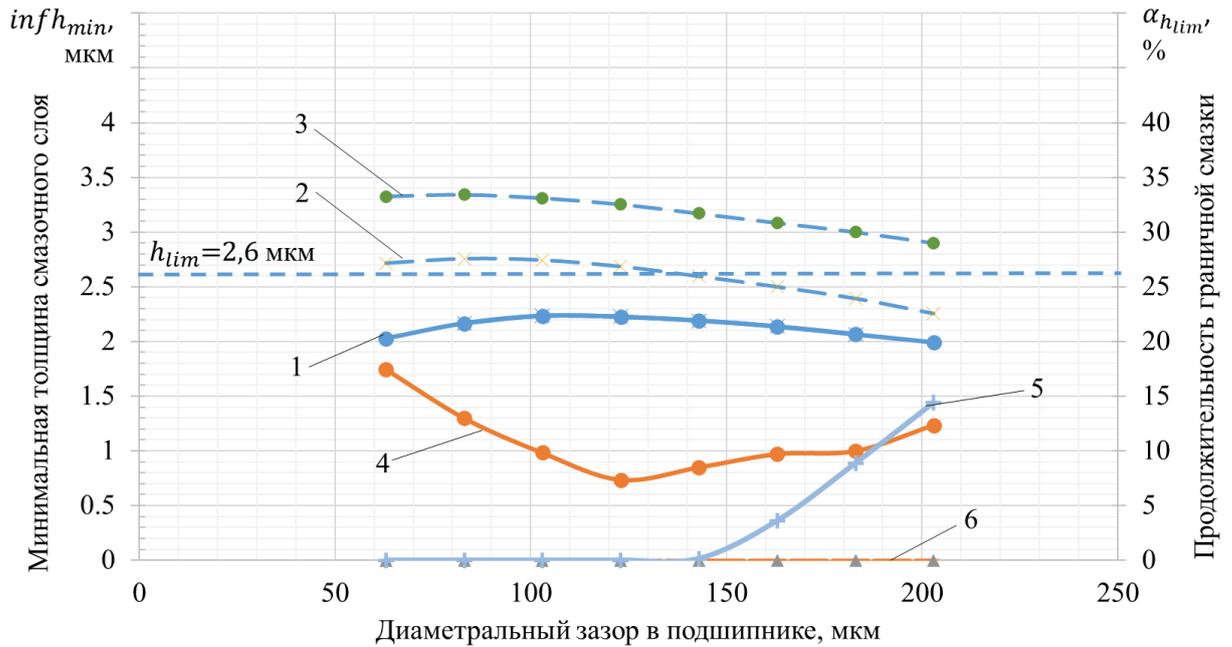
Снижение концентрации активных абразивных частиц в масле с 0,015 % до 0,0015 приводит к снижению скорости изнашивания на 8%, аналогично снижению

тонкости отсева. Представляет практический интерес оценка предельной концентрации активных абразивных частиц в масле, при которой резко возрастает интенсивность абразивного изнашивания.

Для повышения ресурса подшипников необходимо применять моторные масла, обеспечивающие толщину адсорбционного граничного слоя на уровне 1 мкм.

Шатунный подшипник двигателя 4ЧН13/15 (4Т371)

Результаты оценки предельно допустимого зазора для шатунного подшипника двигателя 4Т371

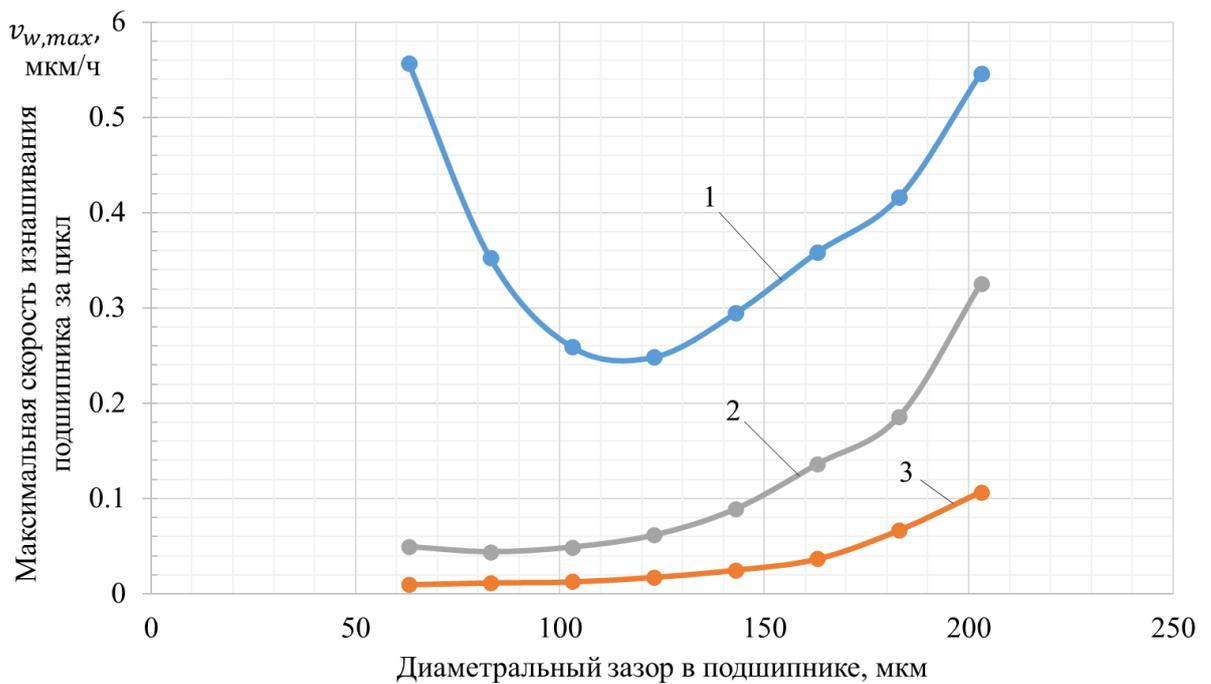
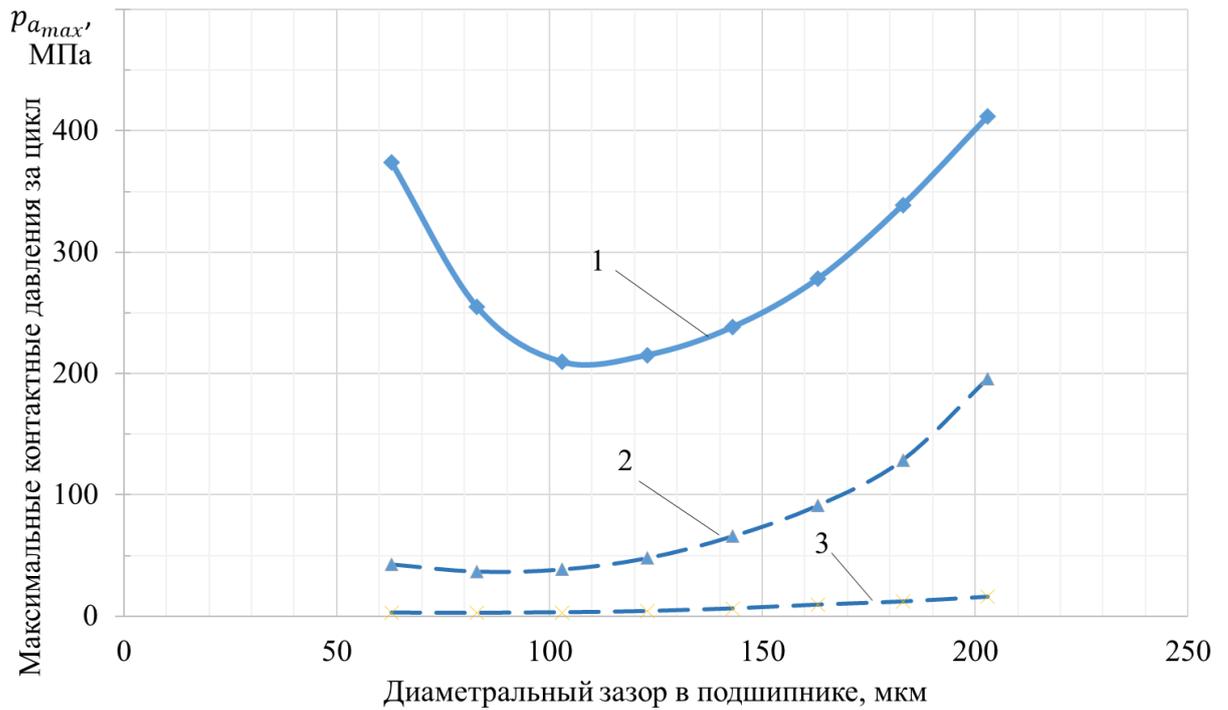


1, 4 – без учёта противоизносных свойств масла;

2, 5 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3, 6 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок П.5.27 – Минимальная толщина смазочного слоя в шатунном подшипнике двигателя 4Т371 (1, 2, 3) и продолжительность граничной смазки (4, 5, 6) в зависимости от диаметрального зазора



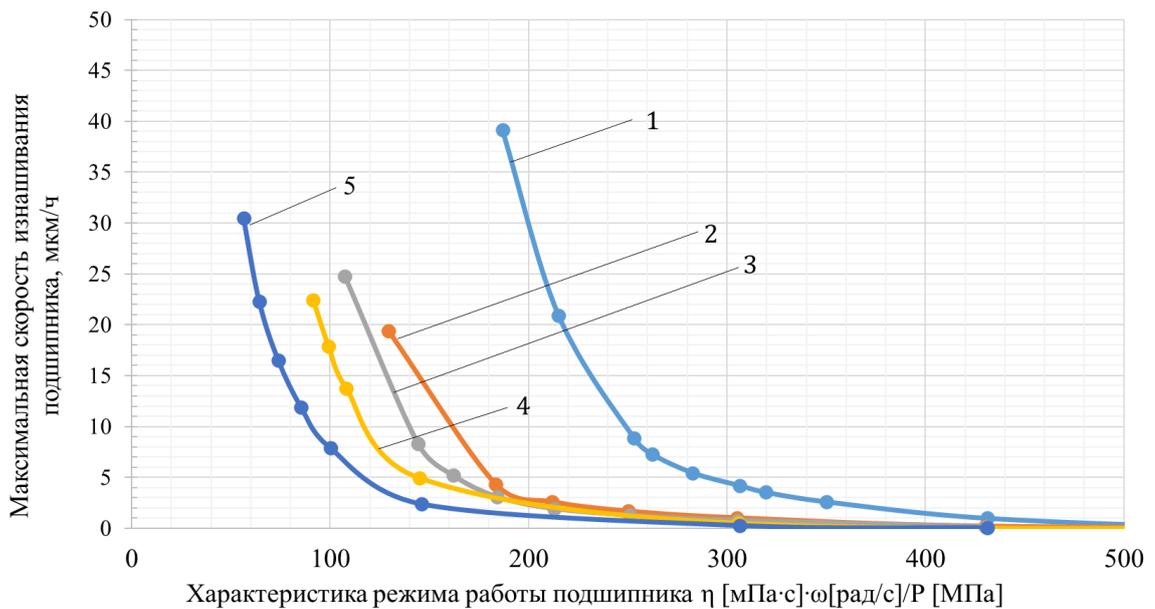
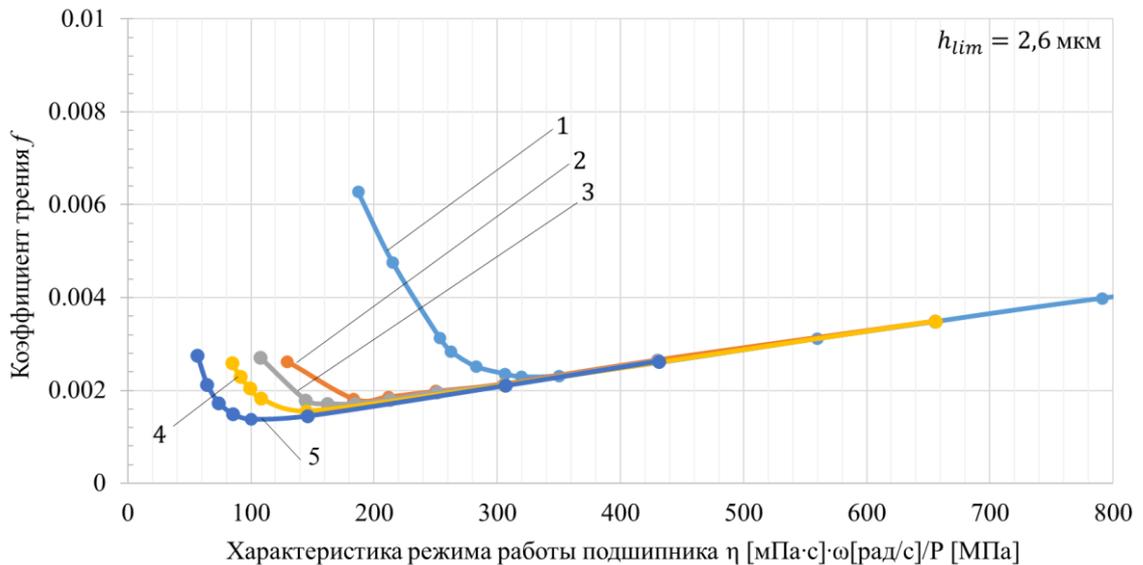
1 – без учёта противоизносных свойств масла;

2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок П.5.28 – Максимальные контактные давления и скорости изнашивания в шатунном подшипнике двигателя 4Т371 в зависимости от диаметрального зазора

Расчётная диаграмма Герси-Штрибека для шатунного подшипника двигателя 4Т371



1 – без учёта противоизносных свойств масла; 2 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$; 3 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 43$ нм, $n=0,99$; 4 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,974$; 5 – с учётом противоизносных свойств масла при $l_{h_0} = 100$ нм, $n=0,94$.

Рисунок П.5.29 – Расчётные диаграммы Герси-Штрибека и скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя 4Т371

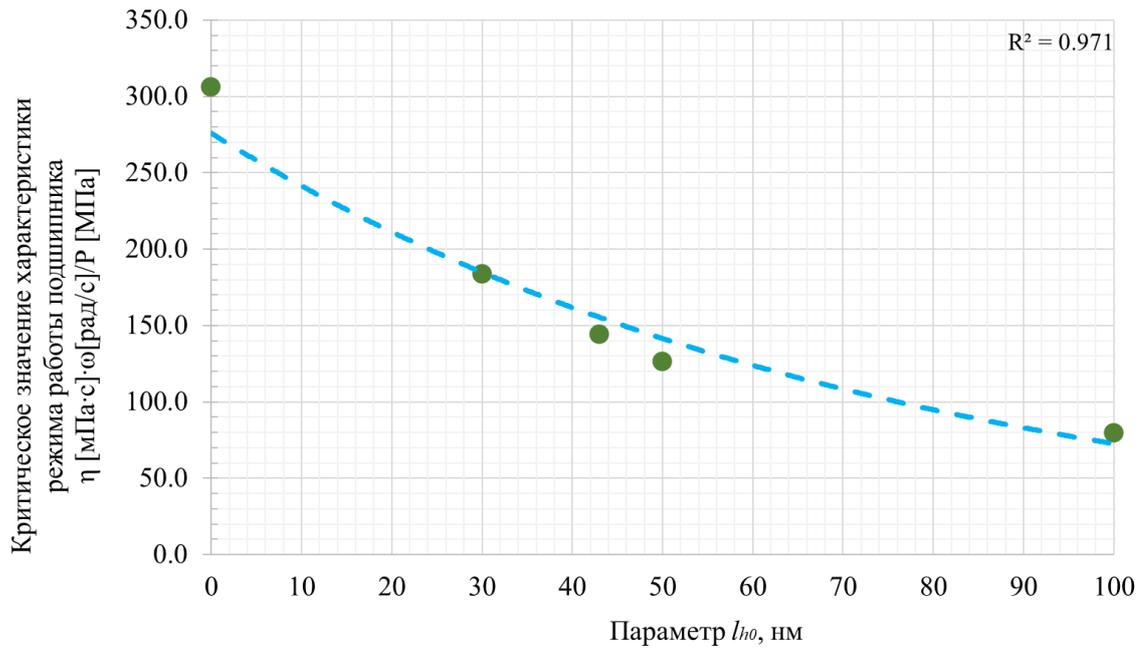
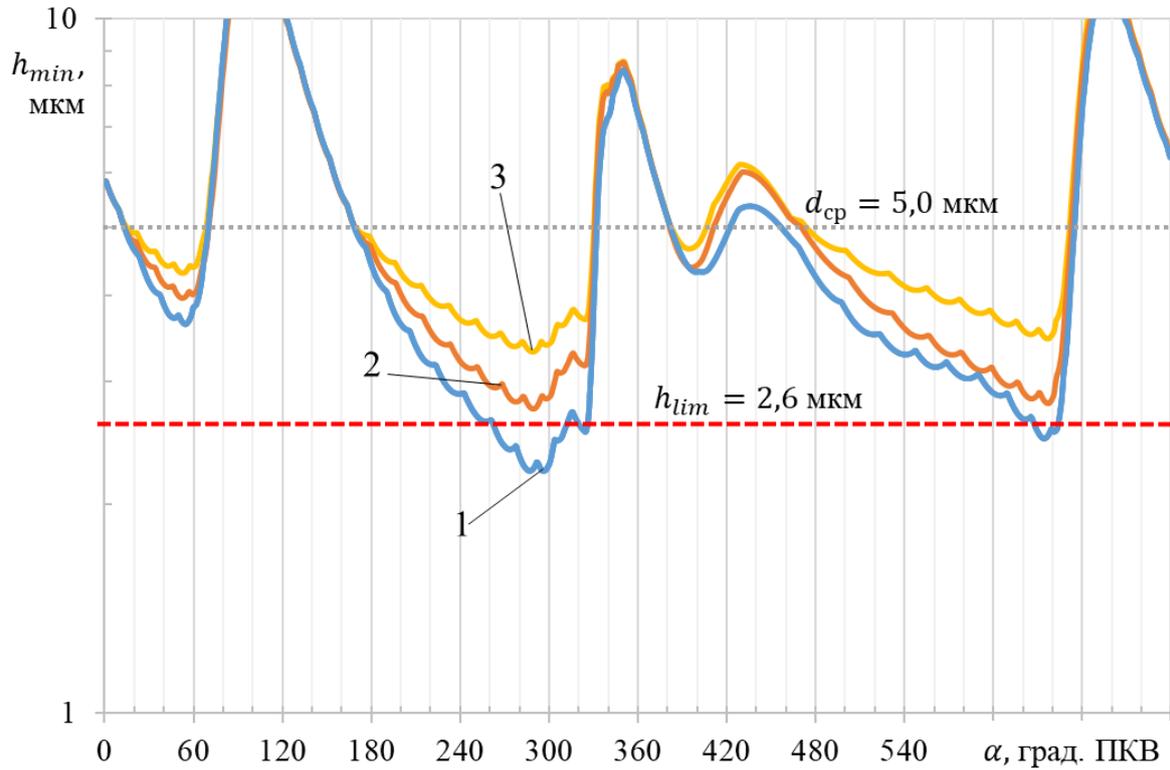


Рисунок П.5.30 – Зависимость критической характеристики режима работы шатунного подшипника двигателя 4Т371 от уровня противоизносных свойств масла

Для шатунного подшипника двигателя 4Т-371 коэффициенты в зависимости (5.1) имеют значения $a = 275,92$ и $b = -0,013$.

Результаты оценки ресурса шатунных подшипников двигателя 4Т371

При расчётной оценке ресурса предельно допустимый радиальный зазор принят 105 мкм.

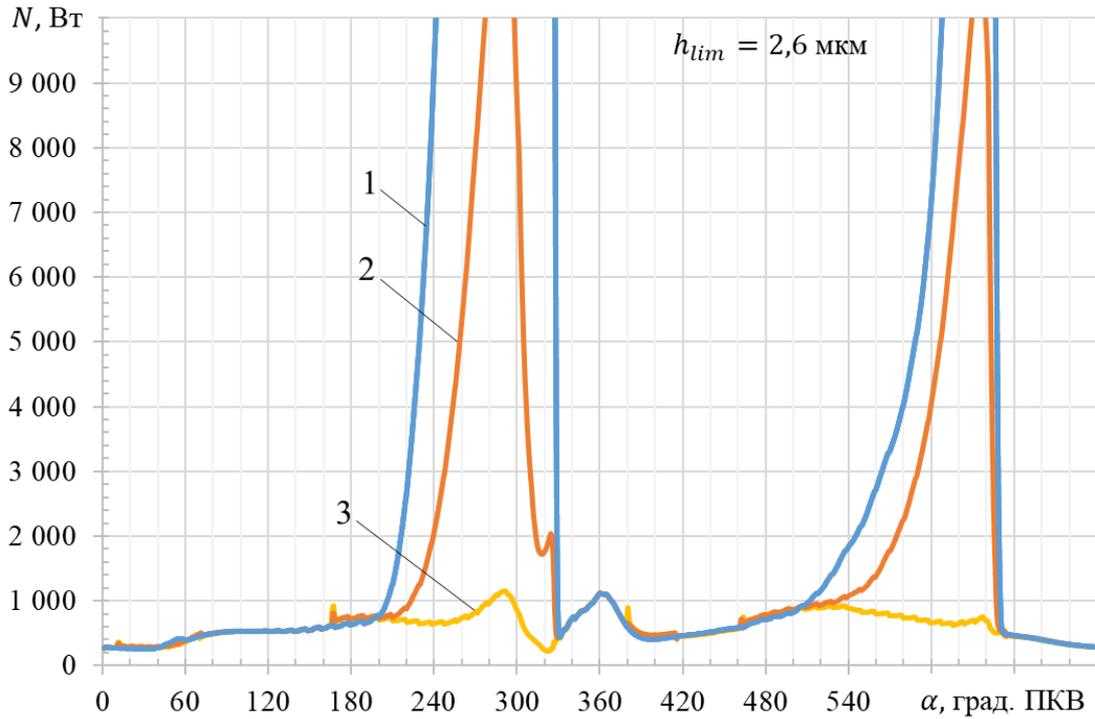


1 – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0$ нм, $\mu_S=0$;

2 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30$ нм, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50$ нм, $n=0,99$

Рисунок П.5.31 – Зависимость минимальной толщины смазочного слоя в шатунном подшипнике двигателя 4Т371 от угла поворота коленчатого вала при различном уровне противоизносных свойств масла



1 – без учёта противоизносных свойств масла, $l_{h_0} = 0 \text{ нм}$, $\mu_S=0$;

2 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 30 \text{ нм}$, $n=0,99$;

3 – с учётом противоизносных свойств масла, при $l_{h_0} = 50 \text{ нм}$, $n=0,99$

Рисунок П.5.32 – Зависимость потерь мощности на трение в шатунном подшипнике двигателя 4Т371 от угла поворота коленчатого вала при различном уровне противоизносных свойств масла

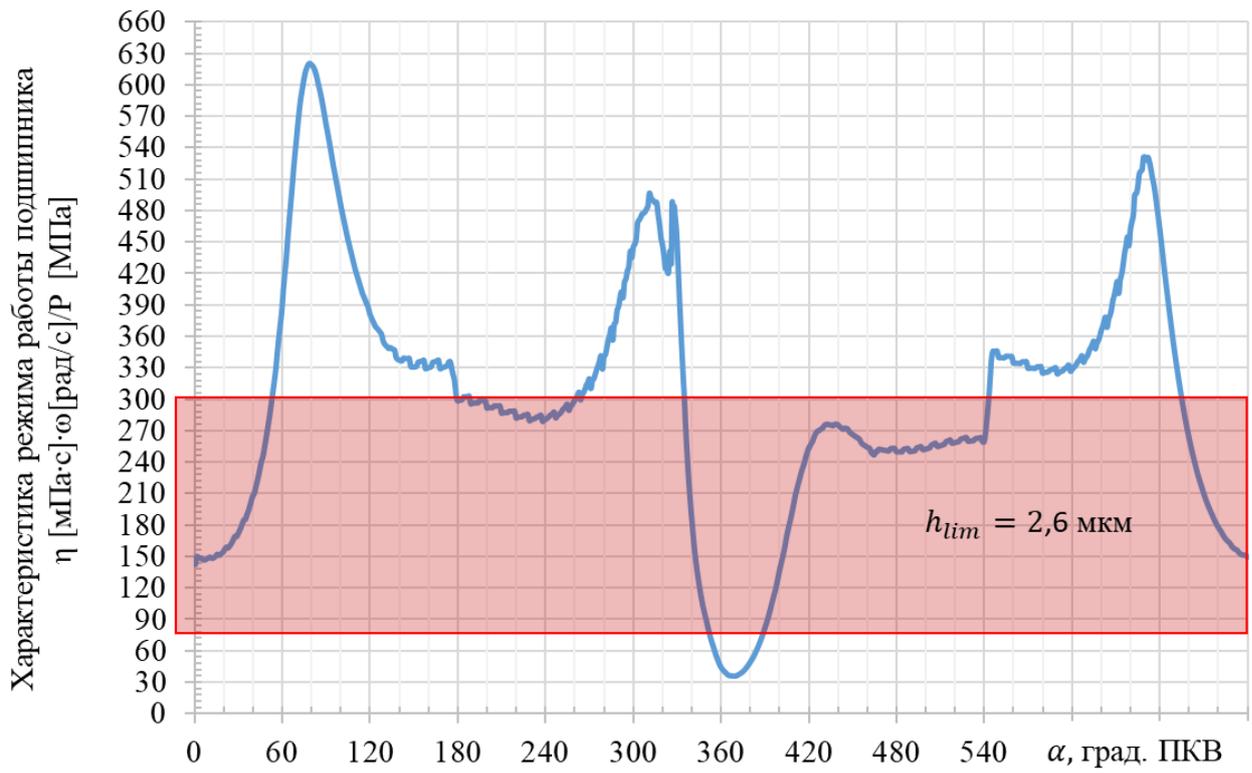


Рисунок П.5.32 – Зависимость характеристики режима работы шатунного подшипника двигателя 4Т371 от угла поворота коленчатого вала

Приложение 6

Акты, подтверждающие использование и внедрение результатов научно-исследовательской работы

Акт

использования результатов научно-исследовательской работы

На основании соглашения о сотрудничестве между АО СОК «Дружба» и лабораторией «Триботехника» кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета в период с 2018 по 2019 годы И.Г. Левановым и И.В. Мухортовым была проведена научно-исследовательская работа в области синтеза и испытания перспективных присадок к смазочным материалам для легковых и грузовых автомобилей, мототехники. В результате были разработаны и успешно прошли лабораторные испытания несколько образцов присадок на основе олеатов олова, меди, цинка, а также несколько образцов моторных и трансмиссионных масел, обладающих улучшенными противоизносными свойствами.

Испытания проводились на модернизированной машине трения ИИ-5018 с применением модельного подшипника скольжения и автономной системы смазывания.

Результаты работы позволили изготовить под маркой «GR7» опытные партии моторных масел классов вязкости SAE 5W-40, 10W-40, трансмиссионного масла класса вязкости SAE 80W-90, которые прошли успешные испытания на легковых и легких коммерческих автомобилях.

Заместитель Генерального Директора
по производству АО СОК «Дружба»



Кокшаров А.В.

«01» декабря 2021 г.

Утверждаю

Директор – главный конструктор

ГСКБ «Трансдизель»

Мурзин В.С.

2011 г.



**Акт использования результатов
научно-исследовательской работы**

Настоящим документом подтверждено, что в ГСКБ «Трансдизель» используется методическое, алгоритмическое и программное обеспечение для анализа динамики и гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников скольжения поршневых и роторных машин, разработанное на кафедре «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» и в Вузовско-академической лаборатории «Триботехника» Южно-Уральского государственного университета. Исполнители: Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А., Леванов И.Г., Мухортов И.В.

Предложенная методика и программное обеспечение позволяют на ранней стадии проектирования сложнонагруженных гидродинамических подшипников скольжения оценивать влияние на их рабочие характеристики конструктивных и режимных факторов, в том числе реологических свойств смазочного материала. С помощью пакетов программ «Ньютон-II», «Микрореология» выполнена оценка комплексного влияния ньютоновских свойств моторных масел на динамику и гидромеханические характеристики шатунных и коренных подшипников коленчатого вала двигателя ЧН 13/15, а также выбран наиболее подходящий класс вязкости масла (10W-40).

Работа выполнена на достаточно высоком научном уровне и позволяет улучшить качество НИОКР, сократить сроки доводки и совершенствования конструкции подшипников скольжения поршневых и роторных машин.

Ведущий инженер-конструктор
ГСКБ «Трансдизель»,
Ученый секретарь
НТС, к.т.н.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Maslov', is written over a horizontal line.

А.П. Маслов



**Акт внедрения
Результатов научно-исследовательских работ**

Настоящим документом подтверждено, что в ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» используется методическое, алгоритмическое и программное обеспечение для анализа динамики и гидромеханических характеристик сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и роторных машин, разработанное на кафедре «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» и в Вузовско- академической лаборатории «Триботехника» Южно-Уральского государственного университета. Исполнители: Рождественский Ю.В., Бояршинова А.К., Караваев В.Г., Гаврилов К.В., Иванов Д.Ю., Леванов И.Г., Мухортов И.В., Усольцев Н.А., Фишер А.С., Хозенюк Н.А., Мыльников А.А., Дойкин А.А., Чернейко С.В., Макарихин М.А.

Предложенные методики и программное обеспечение позволяют на ранней стадии проектирования сложнонагруженных гидродинамических трибосопряжений оценивать влияние на их рабочие характеристики конструктивных, технологических, эксплуатационных и режимных факторов, сократить сроки доводки и совершенствования конструкции трибоспряжений поршневых и роторных машин.

Помощник директора
ООО «СКБ «ДСМ»,
ученый секретарь НТС
ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», к.т.н.

 Г. П. Мицин

ООО "ЧТЗ-УРАЛТРАК"
 Главное специализированное
 конструкторское бюро "Трансдизель"
 (ГСКБД)
 с. Мозлибинск
 Т. 391 54 775 1-65
 29.01.15г. № 01/11-48

УТВЕРЖДАЮ
 Начальник ГСКБД – главный конструктор
 по двигателям ООО "ЧТЗ-УРАЛТРАК"

 /М.А.Старунский/
 - 2015г.

АКТ

использования результатов научно-исследовательских работ

Настоящим документом подтверждено, что на предприятии ООО "ЧТЗ-УРАЛТРАК" при разработке узлов трения роторов турбокомпрессора систем наддува тепловых двигателей используется программное обеспечение для расчета гидромеханических характеристик радиальных и упорных подшипников скольжения. Программное обеспечение разработано на кафедре «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» и в Вузовско-академической лаборатории «Триботехника» Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета) в ходе выполнения научно-исследовательских работ.

Исполнители: Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А., Хозешук Н.А., Леванов И.Г., Гаврилов К.В., Чернейко С.В., Курочкин М.И., Мыльников А.А.

Используемое программное обеспечение предназначено для расчета гидродинамических процессов, протекающих в тонких смазочных слоях многослойных радиальных и упорных подшипников роторов турбомашин. В программах предусмотрена возможность расчета различных конструкций промежуточных элементов и подпятников, в том числе с наклонными и текстурированными сегментами. Результатом решения является распределение гидродинамического давления в смазочном слое, которое используется для оценки предельной несущей способности, потерь мощности на трение, расходов смазки в окружном и радиальном направлениях, реакций смазочного слоя.

Перечень используемого программного обеспечения.

1. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения гибкого ротора, смазываемых неньютоновскими жидкостями «Гибкий ротор II». Свидетельство № 2010612189.
2. Программа для ЭВМ «Динамика многослойного подшипника». Свидетельство № 2010617227
3. Программа расчета несущей способности и гидромеханических характеристик упорных гидродинамических подшипников роторных машин «Подпятник». Свидетельство № 2011618913.


 Утверждаю
 Технический директор
 ООО "Уральский дизель-моторный завод"
 С.А. Журавлев
 «_____» _____ 2019 г.

Акт использования научно-исследовательской работы

Настоящим документом подтверждено, что в ООО "Уральский дизель-моторный завод" при разработке нового семейства дизельных двигателей используются методическое и программное обеспечения анализа динамики сложнагруженных гидродинамических трибосопряжений (ГСТС), разработанные в вузовско-академической лаборатории «Триботехника» Южно-Уральского государственного университета. Исполнители: Рождественский Ю.В., Гаврилов К.В., Задорожная Е.А., Хозенюк Н.А., Леванов И.Г., Дойкин А.А., Иззатуллоев М.А., Суровцев С.В., Гриценко П.С.

Разработанные методики позволяют определять поля гидродинамических давлений в смазочном слое ГСТС с регулярной макро- и микрогеометрией поверхностей трения на основе применения алгоритма сохранения массы с учетом неньютоновских свойств современных смазочных материалов.

Использование разработанных методик позволяет более достоверно оценить гидромеханические характеристики (ГМХ), определяющие теплонапряженность, износостойкость трибосопряжений «шейка коленчатого вала-вкладыш», «направляющая поршня-гильза цилиндра».

Расчет и оценка работоспособности ресурсопределяющих трибосопряжений дизельных двигателей с помощью разработанного программного обеспечения позволяет значительно сократить объемы стендовых испытаний при исследовании и доводке дизелей, а также на основе многопараметрической оптимизации определить конструктивные макро- и микрогеометрические параметры ГСТС дизельных двигателей.

Работа выполнена на высоком научном уровне, позволяет повысить качество исследовательских и проектных работ, сократить сроки доводки и совершенствования конструкций ГСТС. Разработанные методики использованы в процессе расчета конструктивных параметров трибосопряжений, в том числе, для перспективных дизельных двигателей серии ДМ-185.

Главный конструктор ДМ-185
 ООО "Уральский дизель-моторный завод"


 Мальцев В.В.

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 181065

Двухступенчатый масляный фильтр

Патентообладатель: *федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)" (ФГАОУ ВО "ЮУрГУ (НИУ))" (RU)*

Авторы: *Рулевский Александр Дмитриевич (RU), Рыбаков Василий Петрович (RU), Леванов Игорь Геннадьевич (RU)*

Заявка № 2017140688

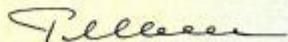
Приоритет полезной модели 22 ноября 2017 г.

Дата государственной регистрации в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 04 июля 2018 г.

Срок действия исключительного права на полезную модель истекает 22 ноября 2027 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

 Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 185104

Масляный фильтр с сигнальным устройством

Патентообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)" ФГАОУ ВО "ЮУрГУ (НИУ)" (RU)*

Авторы: *Рулевский Александр Дмитриевич (RU), Рыбаков Василий Петрович (RU), Леванов Игорь Геннадьевич (RU)*

Заявка № 2018129351

Приоритет полезной модели 09 августа 2018 г.

Дата государственной регистрации в
Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 21 ноября 2018 г.

Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает 09 августа 2028 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев



1700

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 192999

Разборный масляный фильтр

Патентообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)" ФГАОУ ВО "ЮУрГУ (НИУ)" (RU)*

Авторы: *Рулевский Александр Дмитриевич (RU), Леванов Игорь Геннадьевич (RU), Рыбаков Василий Петрович (RU)*

Заявка № 2019119644

Приоритет полезной модели 24 июня 2019 г.

Дата государственной регистрации в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 09 октября 2019 г.

Срок действия исключительного права на полезную модель истекает 24 июня 2029 г.

Руководитель Федеральной службы по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев



192999

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 192311

Масляный фильтр с сигнальным устройством

Патентообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)" ФГАОУ ВО "ЮУрГУ (НИУ)" (RU)*

Авторы: *Рулевский Александр Дмитриевич (RU), Рыбаков Василий Петрович (RU), Леванов Игорь Геннадьевич (RU)*

Заявка № 2019110495

Приоритет полезной модели 08 апреля 2019 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре полезных

моделей Российской Федерации 12 сентября 2019 г.

Срок действия исключительного права

на полезную модель истекает 08 апреля 2029 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев Г.П. Ивлиев



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 204510**Сигнальное устройство загрязнения масляного фильтра**

Патентообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)» (RU)*

Авторы: *Рулевский Александр Дмитриевич (RU), Рыбаков Василий Петрович (RU), Леванов Игорь Геннадьевич (RU)*

Заявка № 2020141467

Приоритет полезной модели 16 декабря 2020 г.

Дата государственной регистрации в Государственном реестре полезных моделей Российской Федерации 28 мая 2021 г.

Срок действия исключительного права на полезную модель истекает 16 декабря 2030 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ильин



Приложение 8

Протоколы технических совещаний

ООО «ЭЛЕМЕНТ»

г. Челябинск, ул. Свердловский тракт, д. 5, тел. (351) 211-27-72

ИНН 7448121882
КПП 744801001
Банк: Челябинское ОСБ №8597 в г. Челябинск,
БИК 047501602
корр.сч. 30101810700000000602,
р/с 40702810072000027464.

№ 139
от «2» сентября 2021г.

Протокол технического совещания специалистов ООО «Элемент»
и сотрудников кафедры «Автомобили и автомобильный сервис» ЮУрГУ

Присутствовали: С.А. Зюзин, А.Д. Рулевский, И.Г. Леванов

Тема: О рассмотрении серии перспективных масляных фильтров и сигнального устройства загрязнённости масляного фильтра, предложенных сотрудниками кафедры автомобилей и автомобильного сервиса Южно-Уральского государственного университета.

На совещании рассмотрена возможность практического использования серии патентов РФ на перспективные конструкции масляных фильтров и сигнальное устройство загрязнённости масляного фильтра: № 181065, № 185104, № 192999, № 192311, № 204510.

По результатам совещания принято решение:

1. Серия рассмотренных патентов на перспективные конструкции масляных фильтров и сигнальное устройство загрязнённости масляного фильтра представляет несомненный практический интерес для завода автомобильных компонентов ООО «Элемент»;

2. Техническим службам предприятия совместно с разработчиками патентов в срок до 27.12.2021 г. разработать рабочую конструкторскую документацию для изготовления опытной партии масляных фильтров и сигнального устройства и последующих испытаний в лаборатории ООО «Элемент»;

3. Продолжить совместные работы, направленные на исследования рабочих процессов в масляных фильтрах автомобильных двигателей, создание и испытание перспективных конструкций фильтров.

Директор ООО «Элемент»

Заведующий кафедрой
автомобилей и автомобильного сервиса
ЮУрГУ, к.т.н.

Доцент кафедры
автомобилей и автомобильного сервиса
ЮУрГУ, к.т.н.



/С.А. Зюзин

/А.Д. Рулевский

/И.Г. Леванов