

На правах рукописи



Никитин Денис Николаевич

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДОТКАЗНОГО СОСТОЯНИЯ
СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ
РАСЧЁТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ МЕТОДАМИ**

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

Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2022

Работа выполнена на кафедре «Автомобильный транспорт»
ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: **Задорожная Елена Анатольевна** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск

Официальные оппоненты: **Калимуллин Руслан Флюрович** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры автомобильного транспорта ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет», г. Оренбург

Корнеев Андрей Юрьевич – кандидат технических наук, доцент, декан факультета среднего профессионального образования ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева», г. Орёл

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», г. Ростов-на-Дону

Защита состоится «22» июня 2022 г., в 13:00 на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)» по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В. И. Ленина, 76, ауд. 1001. Тел/факс (351)267-93-06, e-mail: D212.298.09@mail.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте Южно-Уральского государственного университета:

<https://www.susu.ru/ru/dissertation/d-21229809/nikitin-denis-nikolaevich>

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

Автореферат разослан «___» ___мая 2022 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.298.09,
доктор технических наук, доцент



А.А. Абызов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Современное машиностроение характеризуется повышенными требованиями к качеству, техническому уровню и надежности изделий. Конкуренция на рынке стимулирует необходимость систематического сокращения сроков проведения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ с повышенной точностью проведенных расчётов, при параллельной модернизации конструкции новых машин и технологического процесса их изготовления.

Проблема повышения надёжности и долговечности машин вместе с другими задачами машиностроения относится к первоочередным. При проектировании машин, как правило, конструктор проводит расчёты на прочность её деталей, считая, что разрушение деталей может быть причиной выхода из строя. В то же время известно, что наиболее часто машины выходят из строя не по причине разрушения деталей, а по причине износа ресурсопределяющих деталей и их сопряжений. В результате износа возникают функциональные отказы, снижается производительность и эффективность машины, нарушается точность кинематических связей в механизмах, появляются дополнительные вибрационные нагрузки и шум. При назначении ресурсных показателей машины конструктор полагается в основном на опыт эксплуатации аналогичных машин. Такой подход не может быть использован при создании принципиально новых конструкций машин, не имеющих аналогов. А поскольку долговечность машин закладывается на этапе проектирования, то ускоренные темпы создания новых машин требуют комплексного подхода к развитию расчётных методов, методов проектирования отдельных ресурсопределяющих сопряжений, к которым относятся и гидродинамические подшипники скольжения (ПС). Одной из актуальных задач является оценка предельного и предотказного состояния подшипников скольжения на ранних этапах проектирования машин.

Отказ – центральное понятие теории надёжности. В соответствии с ГОСТ 27.002-2015 отказ – это событие, заключающееся в нарушении работоспособного состояния объекта. Работоспособным является состояние объекта, в котором он способен выполнять требуемые функции. предотказным состоянием называется состояние объекта, характеризующее повышенным риском его отказа. Оно может возникнуть как в результате внутренних процессов, так и внешних воздействий на объект в процессе его функционирования.

Степень разработанности темы. Процессам, происходящим в подшипниках скольжения, посвящено множество работ отечественных и зарубежных исследователей. Значительный вклад в разработку методик расчёта подшипников скольжения внесли многие отечественные и зарубежные исследователи: А.К. Дьячков, С.М. Захаров, В.Г. Караваев, М.В. Коровчинский, В.Н. Прокопьев, О.И. Рабецкая, Ю.В. Рождественский, Л.А. Савин, В.И. Суркин, И.А. Тодер, Д.И. Фёдоров, Н.Н. Типей, Т.В. Bates, J.F. Booker, P.K. Goenka, B.A. Gecim, S.D. Gulwadi, D.R. Chen, R.S. Paranjpe, H.K. Hirani и др.

Физические основы функционирования гидродинамических подшипников скольжения достаточно хорошо освещены в научно-технической литературе. Благодаря ряду достоинств, подшипники скольжения получили широкое распространение и применение в сопряжениях двигателей внутреннего сгорания (ДВС), компрессоров, прессов, турбин и т.п. Типичным представителем сложнонагруженных подшипников являются шатунные и коренные подшипники ДВС. Сложнонагруженные подшипники скольжения машин представляют собой опорные сопряжения, работающие в условиях переменных по величине и направлению механических нагрузок, и при этом испытывают значительные тепловые нагрузки. В процессе эксплуатации эти сопряжения подвергаются различного рода изнашиванию, в результате которого исходная геометрия поверхностей трения постепенно изменяется, а сопряжение в целом достигает такого состояния, при котором дальнейшая его эксплуатация становится невозможной. Наступает, так называемый, отказ сопряжения. Своевременное определение или предотвращение такого момента было и остается актуальной и до конца не решённой задачей современного машиностроения.

Цель исследования: разработка комплексной методики определения предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения на основе расчётно-экспериментального моделирования изнашивания поверхностей трения, позволяющей при проектировании машин и механизмов на ранних этапах оценивать условия возникновения отказа.

Задачи исследования сформулированы следующим образом:

1. Разработать критерии оценки предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения на основе расчётного моделирования изнашивания поверхностей трения.
2. Разработать алгоритм оценки предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения с учётом изменения геометрии поверхностей шейки вала и вкладышей.
3. Исследовать реологические и вязкостно-температурные свойства свежего и работавшего моторного масла класса вязкости SAE 5W-50, влияние концентрации абразивных частиц на работоспособность подшипника скольжения.
4. Провести параметрические исследования работоспособности сложнонагруженных подшипников скольжения на примере расчёта динамики шатунных подшипников двигателей типа 6ЧН10,5/12,8 и 12ЧН18,5/21,5 и определить критерии их предотказного состояния.

Объекты исследования. Процессы, происходящие при взаимодействии поверхностей трения сложнонагруженного гидродинамического подшипника скольжения.

Предмет исследования. Зависимость гидромеханических характеристик сложнонагруженных ПС от внешних и внутренних факторов.

Методы исследования. Методы гидродинамической теории смазки, численные методы решения дифференциальных уравнений в частных производных, экспериментальные методы исследования свойств смазочных материалов, содержащих абразивные частицы.

Научная новизна:

1. Разработана методика определения предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения, комплексно учитывающая влияние вязкостно-температурных и реологических свойств масла, концентрации активных абразивных частиц, а также изменения геометрической формы шейки вала и вкладышей на скорость их изнашивания.

2. Предложены критерии оценки предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения на основе расчётного моделирования изнашивания поверхностей трения.

3. Получены параметры степенного закона, описывающие реологическое поведение свежего и работавшего моторного масла класса вязкости SAE 5W-50.

4. Установлен характер влияния концентрации абразивных частиц в моторном масле класса вязкости SAE 5W-50 на положение диаграммы Герси-Штрибека и работоспособность подшипника скольжения.

5. Разработан алгоритм расчёта динамики сложнонагруженных гидродинамических подшипников скольжения, с учётом изменения геометрии шейки вала и вкладышей в результате изнашивания.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Создано алгоритмическое и программное обеспечение, позволяющее при проектировании сложнонагруженных гидродинамических подшипников скольжения оценивать и учитывать изменение геометрии поверхностей трения при различных видах изнашивания. При этом возможна оценка влияния на их гидромеханические характеристики свойств смазочных материалов, наличия свободных абразивных частиц в пространстве зазора, конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов. В Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам (РОСПАТЕНТ) зарегистрирован разработанный при участии автора комплекс программ «Орбита-Ресурс», предназначенный для оценки предотказного состояния и анализа гидромеханических характеристик сложнонагруженных подшипников скольжения, параметры которых изменяются в процессе эксплуатации.

С помощью разработанных алгоритмов и созданного на их основе программного комплекса были проведены параметрические исследования работоспособности сложнонагруженных подшипников скольжения на примере расчета динамики шатунных подшипников двигателей типа 6ЧН10,5/12,8 и 12ЧН18,5/21,5. Были сформулированы критерии оценки предотказного состояния подшипника скольжения.

Реализация. Разработанные методическое и программное обеспечение рекомендовано к использованию при разработке транспортных средств на АО «Автомобильный завод «УРАЛ» (Челябинская обл., г. Миасс), внедрен в применяемую систему расчета современной и перспективной продукции ПАО «Автодизель» (г. Ярославль), а также используется в учебном курсе «Триботехника» при подготовке магистров по направлению подготовки 23.04.03, ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)».

Апробация работы. Содержание основных результатов работы докладывалось и обсуждалось на ежегодных научно-технических конференциях, проводимых в ЮУрГУ (Челябинск, 2018–2022 гг.); на 10-й Международной конференции по трибологии BALKANTRIB '20 (Белград, Сербия, 20 – 22 мая 2021), Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение: Наука и образование 2020 (MMESE 2020)» (Санкт-Петербург, СПбПУ, 2020); на 13-й Международной конференции по Трибологии БУЛТРИБ '18 (25-27 октября, 2018, София, Болгария); на 16-й Международной конференции по Трибологии SERBIATRIB '19 (15-17 мая, 2019, Крагуевац, Сербия).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 4 научные работы, включая 3 статьи в научных сборниках рекомендованных ВАК РФ, получено 1 свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ.

На защиту выносятся следующие научные результаты.

1. Методика определения предотказного состояния сложнагруженных подшипников скольжения, учитывающая влияние вязкостно-температурных и реологических свойств смазочного материала, концентрации активных абразивных частиц, а также возможные изменения геометрической формы шейки вала и вкладышей на скорость их изнашивания.

2. Критерии оценки предотказного состояния сложнагруженных подшипников скольжения, полученные на основе расчётного моделирования изнашивания поверхностей трения.

3. Результаты экспериментальных исследований реологических и вязкостно-температурных свойств свежего и работавшего моторного масла класса вязкости SAE 5W-50, на основе которых установлен характер влияния концентрации абразивных частиц в моторном масле класса на положение диаграммы Герси-Штрибека и работоспособность подшипника скольжения.

4. Результаты параметрических исследований шатунного подшипника теплового двигателя, полученные с помощью уравнений регрессии для ключевых параметров, характеризующих предотказное состояние трибосопряжения.

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 авторов.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения и 5 приложений, изложена на 177 страницах машинописного текста, включая 65 иллюстраций, 17 таблиц, 45 формул и библиографический список, содержащий 164 наименования.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, показана научная новизна и практическая значимость работы, приведены сведения об апробации, реализации и структуре диссертации.

В первой главе рассмотрены основные направления развития исследований в области подшипников скольжения. Описаны основные виды изнашивания и отказы подшипников скольжения, а также сформулированы цель и задачи исследования.

В результате изнашивания рабочих поверхностей шейки вала и втулки происходит изменение геометрической формы зазора, изменяются условия образования несущего смазочного слоя. Таким образом, предотказное состояние ПС характеризуется определённой геометрической формой его поверхностей трения, при которой ухудшается несущая способность смазочного слоя. Так как в результате этого в подшипнике увеличивается доля граничного режима смазки, который является весьма неустойчивым и может привести к резкому повышению тепловыделения, то повышается риск возникновения отказа.

Известно, что при изготовлении коленчатого вала его шейки имеют отклонения от правильной формы как в осевом, так и в радиальном направлениях. Кроме того, наличие овальностей шейки и подшипника приводит как к уменьшению минимальной толщины смазочного слоя, так и к её увеличению. Овальность шатунного подшипника в пределах допусков в целом не приводит к нарушению жидкостного режима смазки.

В зависимости от условий функционирования, в ПС наибольшее распространение получил абразивный износ. Однако, это не снижает степень влияния других видов изнашивания на работоспособность подшипников. На рисунке 1 представлено процентное распределение видов изнашивания ПС коленчатого вала ДВС.

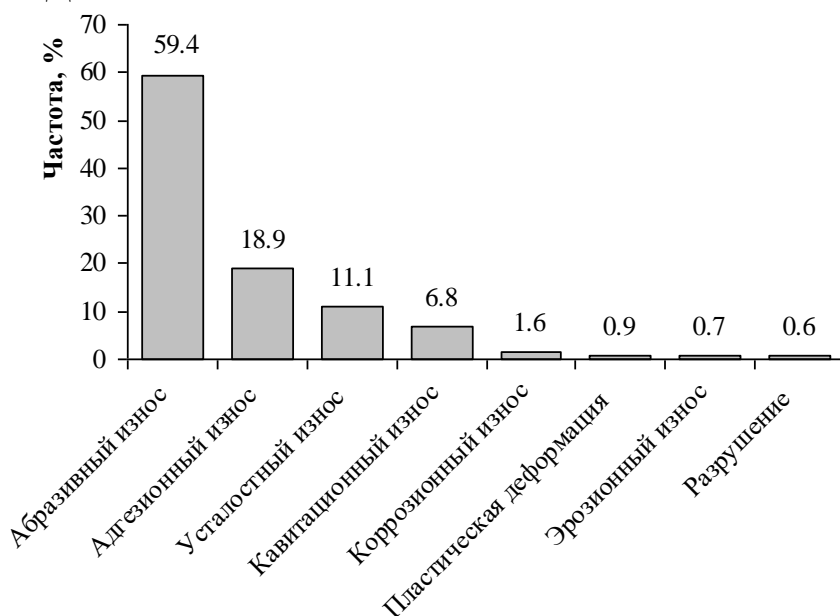


Рисунок 1. Процентное распределение видов изнашивания ПС коленчатого вала ДВС

Большинство видов изнашивания проявляются в комбинации с другими видами. Поэтому по внешним признакам, полученным в процессе работы реального узла трения, не удается сделать окончательные выводы о преимущественном влиянии какого-либо вида износа. Но при этом можно оценить степень предотказного состояния узла трения

и спрогнозировать время работы подшипника до достижения предельного значения величины износа.

В обзоре также указано, что неравномерную форму износа вкладышей и шеек коленчатого вала необходимо рассматривать с позиции гидродинамической теории смазки. Для более адекватной оценки работоспособности ПС коленчатого вала ДВС, учета изменения геометрии зазора, вызванного абразивным износом, необходимо более подробно изучать параметры смазочного слоя. При этом особое внимание необходимо уделять совершенствованию методов расчёта гидромеханических характеристик и траекторий центра шеек коленчатого вала в пространстве зазора.

Математической зависимости, которая включала бы в себя все механизмы износа, не существует, однако существует множество моделей, каждая из которых применяется для конкретного механизма изнашивания. Самой известной и наиболее распространенной моделью, используемой для описания эрозии при непрерывном износе, является модель Арчарда. Г.Фляйшер разработал энергетическую теорию износа, основанную на гипотезе, которая гласит, что энергия, поступающая в исходный материал, через непосредственный контакт поверхностей, начинает накапливаться. Затем, при превышении определенного уровня энергии появляются частицы износа.

Экспериментальные исследования подшипников скольжения проводят для решения ряда задач: получения триботехнических характеристик конструкционных и смазочных материалов подшипника, необходимых для обоснования выбора материалов при проектировании; исследования закономерностей трения и изнашивания элементов подшипника; получения исходных данных для расчётов и моделирования подшипников; оценки надёжности и безопасности подшипников и других задач. Экспериментальным измерениям характеристик сложнонагруженных подшипников скольжения (подшипников коленчатого вала ДВС) посвящены работы С.М. Захарова, Ю.В. Рождественского, В.Н. Проккопьева, В.И. Суркина, В.Н. Никишина и других.

Моделирование изнашивания подшипников скольжения базируется на решении взаимосвязанных задач: гидродинамической и контактной. Контактное взаимодействие описывается с помощью моделей Арчарда, Гринвуда-Триппа.

Прогнозирование износа подшипников основано на методе имитационного моделирования. 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.

На основании выполненного обзора отечественных и зарубежных источников научно-технической информации, ПО для моделирования ПС, а также экспериментального оборудования поставлены цель и задачи исследования.

Вторая глава диссертационной работы посвящена описанию расчётной методики определения предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения.

В предлагаемой методике особое внимание сфокусировано на учёте влияния концентрации абразивных частиц в смазочном материале на работоспособность подшипника скольжения, а также разработке критерия оценки предотказного состояния сложнагруженных ПС на основе расчётного моделирования изнашивания поверхностей трения. Это обосновано тем, что смазочный материал, содержащий свободно перемещающиеся твёрдые частицы, рассматривается как один из определяющих факторов, влияющих на интенсивность изнашивания поверхностей трения сложнагруженного подшипника скольжения, что в свою очередь определяет его износостойкость и, как следствие, ресурс.

Представленный алгоритм для определения износа и ресурса сложнагруженных трибосопряжений включает следующие шаги:

1. на основе решения гидродинамической задачи определяют гидромеханические характеристики подшипника скольжения;
2. определяются положение и продолжительность зоны контактного взаимодействия составных элементов трибосопряжения;
3. определяется величина износа вала и втулки в зоне их контакта;
4. построение диаграмм износа;
5. расчёт ресурса трибосопряжения до достижения предельного зазора;
6. построение кривой износа.

Проблематика теории гидродинамических трибосопряжений характеризуется совокупностью методов решения трёх взаимосвязанных задач:

1. Определение условий устойчивости и параметров нелинейных перемещений вала на смазочном слое, расчёт траекторий его движения.
2. Расчёт поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем поверхности трения шипа и подшипника.
3. Расчёт температуры смазочного слоя и теплонапряжённости трибосопряжения в целом.

Для расчёта динамики сложнагруженного ПС рассматриваются дифференциальные уравнения движения второго порядка, результатом решения которых являются координаты центра шипа в пространстве зазора. Для решения уравнений движения был использован хорошо зарекомендовавший себя метод, базирующийся на применении формул дифференцирования назад 2-го порядка. Наиболее распространённым уравнением для решения задачи о давлении является уравнение Рейнольдса в комбинации с граничными условиями Свифта-Штибера. Для оценки теплового состояния сложнагруженного трибосопряжения был использован изотермический подход.

Учитывая, что в процессе функционирования на поверхностях трения возникают зоны с повышенной скоростью изнашивания, было выдвинуто предположение, что эти области располагаются в наиболее нагруженных областях поверхности трения и могут быть смоделированы простыми примитивами в виде овалов, окружностей или секторов. Параметры указанных примитивов необходимо определять через заданное количество циклов нагружения и в дальнейших расчетах учитывать их в виде изменённого зазора между шипом и вкладышем.

На основе анализа физики отказов подшипников скольжения, определение их предотказного состояния на этапе проектирования может предполагать решение следующих задач по определению предельных значений:

1. Зазора в подшипнике.
2. Вязкости масла.
3. Овальности шейки вала и вкладышей.
4. Концентрации активных абразивных частиц в смазочном материале.

Важнейшей частью методики является экспериментальное определение вязкостно-температурных и реологических свойств масел, а также определение

интенсивности изнашивания поверхностей втулки и шейки вала при граничном режиме смазки.

На рисунке 2. представлено среднее по оси Z_1 поперечное сечение некруглоцилиндрического сопряжения. Смазочный слой ограничен поверхностями трения подшипника S_1 и шипа S_2 . Для круглоцилиндрической поверхности, принятой за поверхность отсчёта S_0 , радиус r_0 принимает произвольные значения.

Толщина смазочного слоя в этом случае выражается следующим образом

$$h(\varphi, t) = h^*(\varphi, t) - e \cos(\varphi - \delta), \quad (1)$$

где $h^*(\varphi, t)$ – толщина смазочного слоя при центральном положении

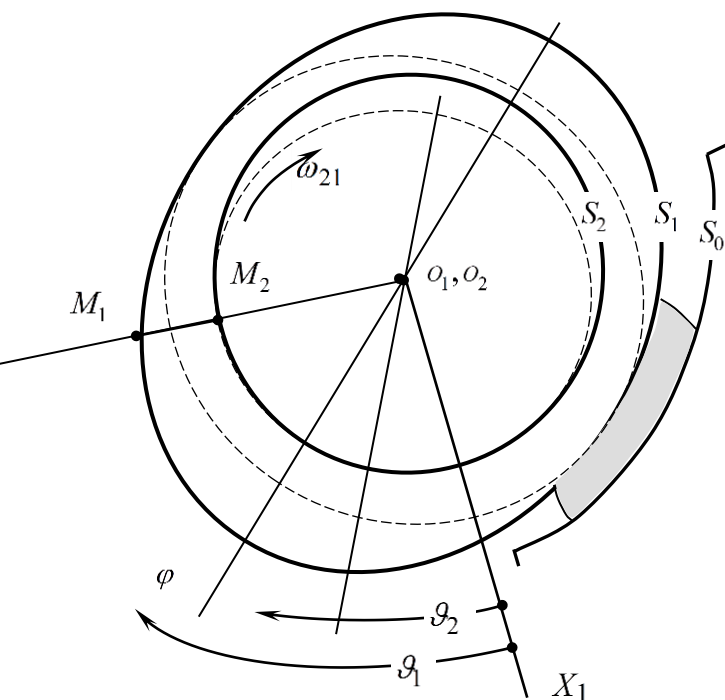


Рисунок 2. Схема подшипника при центральном положении цапфы с элементарными некруглостями в виде овалов

шипца, когда $e(t) = 0$, находится из соотношения

$$h^*(\varphi, t) = \Delta_0 + \Delta_1(\varphi) - \Delta_2(\varphi, t), \quad (2)$$

где $\Delta_0 = (r_{10} - r_{20})$.

Отклонения Δ_i поверхностей подшипника и шипца от базовых радиусов $r_{0i} = b_i$ записываем в виде

$$\Delta_i = b_i \left\{ \nu_i \left[\nu_i^2 - (\nu_i^2 - 1) \cos^2(\varphi - \vartheta_i) \right]^{-0,5} - 1 \right\}, \quad (3)$$

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

Функция, определяющая распределение толщины смазочного слоя по угловой координате ПС в каждый момент времени, является основополагающей за-

висимость для определения расположения и продолжительности зоны контактного взаимодействия поверхностей трения. Абразивные частицы, свободно перемещающиеся в пространстве зазора, определяют уровень контактных давлений p_{abr} . В общем случае контактные давления зависят от: среднего диаметра частиц; количества частиц, свободно перемещающихся в зазоре; внешней нагрузки; глубины внедрения микрочастиц.

Для определения зоны контактного взаимодействия поверхностей трения подшипника скольжения была использована теория Гринвуда-Триппа.

Износ поверхностей трения в зоне их контактного взаимодействия последовательно вычисляется на каждом шаге интегрирования уравнения движения. Общий износ сопряжения определяется простым суммированием мгновенных износов за весь цикл нагружения. Для определения интенсивности изнашивания при граничном трении усталостного характера разрушения поверхности шипа за счёт пластической деформации была использована оригинальная зависимость У.А. Икрамова:

$$I_h = \frac{2 \cdot 10^{-6} \cdot h_1^2 \cdot \left(R - \frac{1}{3}h_1\right) \cdot n_a}{a \cdot n_{p1} \cdot A_{a1}}, \quad (4)$$

где h_1 – глубина внедрения абразивной частицы, присутствующих в пространстве зазора, в поверхность вала, мкм; R – средний радиус абразивной частицы; n_a – количество абразивных частиц, свободно перемещающихся в зазоре и участвующих в процессе изнашивания; a – геометрический размер пятна контакта в направлении скольжения, 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 , находящихся в пространстве зазора, определяем по формуле

$$n_a = \frac{\varepsilon_{cp} \cdot Q_{п} \cdot \gamma_{м} \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot l}{3 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot d_{cp}^3 \cdot \gamma_a \omega \cdot r_1}, \quad (5)$$

где ε_{cp} – средняя концентрация активных абразивных частиц, находящихся в смазочном материале, %; $Q_{п}$ – расход смазочного материала через подшипник, м³/ч; $\gamma_{м}$ – плотность смазочного материала, кг/м³; K_1 – коэффициент, учитывающий число частиц, соизмеримых с величиной зазора подшипника; K_2 – коэффициент, который учитывает содержание в смазочном материале частиц, обладающих повышенной твердостью, которая 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.

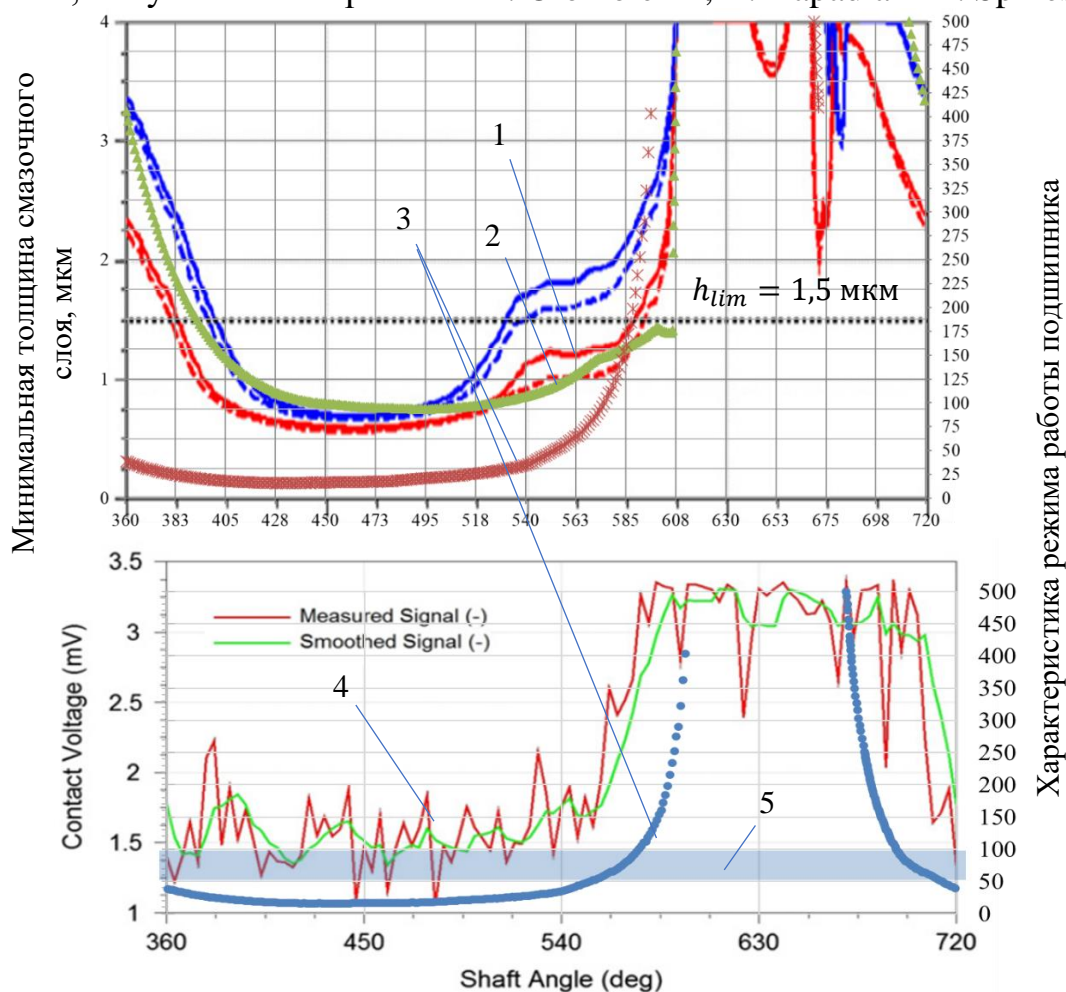
Для определения ресурса ПС достаточно определить время работы этого подшипника до момента, когда достигается предельное значение радиального

зазора в зоне максимального износа. Расчетные мгновенные значения величины износа суммируются на протяжении всего цикла нагружения ПС при выбранном характерном режиме работы механизма. 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:

$$v_{w,max} = \frac{\Delta h_{w,max}}{T_c} \cdot 3600 \text{ мкм/ч}, \quad (6)$$

где $T_c = 2\pi/\omega_1$ – время цикла нагружения, с.

Для верификации разработанной модели изнашивания было выполнено сравнение с результатами, полученными другими исследователями. На рисунке 3 представлено сравнение результатов расчёта минимальной толщины смазочного слоя и характеристики режима работы подшипника скольжения с результатами, полученными в работах Y. Olomolehin, R. Karadia и H. Spikes.



1 – минимальная толщина смазочного слоя; 2 – минимальная толщина смазочного слоя (автор); 3 – характеристика режима работы подшипника (автор); 4 – падение напряжения на контакте, характеризующее наличие смазочного слоя; 5 – расчётный диапазон критических значений характеристики работы подшипника

Рисунок 3. Результаты решения тестовой задачи

Из рисунка видно, что минимальная толщина смазочного слоя имеет хорошее качественное и количественное совпадение, а зависимость характеристики режима работы подшипника от угла поворота вала имеет характер, аналогич-

ный падению напряжения в контакте. 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 расчётные значения (кривая 2) критической характеристики режима работы для данного подшипника, хорошо согласуются с экспериментальными данными.

При определении предотказного состояния ПС важно учесть изменение геометрической формы поверхностей трения, поскольку это влияет на контактные параметры и скорость изнашивания. Предлагаемый алгоритм основан на подходе изменения геометрии через определённый шаг по времени, называемый шагом износа. Считается, что процесс моделирования работы ПС и расчёт гидромеханических характеристик осуществляется с учётом скачкообразного изменения геометрии подшипника в результате изнашивания за определённый шаг износа (рисунок 4). Алгоритм расчёта приведен на рисунке 5.

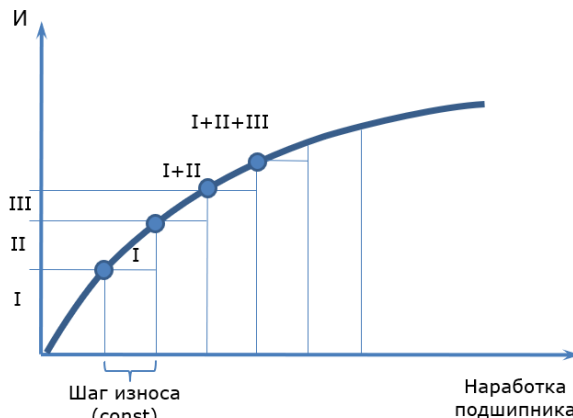


Рисунок 4. К определению предотказного состояния подшипника с учётом изменения геометрии поверхностей

Задаётся режим работы подшипника (нагрузка, угловая скорость, температура масла на входе). Поверхности подшипника имеют либо идеально круглую форму, либо начальные отклонения в виде элементарных некруглостей.

Расчёт ГМХ подшипника, определение зон контактного взаимодействия. Расчёт величин износа шейки вала и вкладышей за определённое время работы (шаг износа). В результате текущего шага износа определяются отклонения формы для последующего шага износа (I).

Полученные на предыдущем шаге расчёта по износу отклонения шейки вала и вкладышей (I) принимаются в качестве исходной геометрии для следующего шага расчёта ГМХ, определения зон контактного взаимодействия. В результате второго шага с начальной геометрией (I) определяются следующие отклонения формы в результате износа (II).

Сумма отклонений (I+II) используется в качестве начальных условий для следующего шага расчёта износа. В результате расчёта вычисляются отклонения формы III, которые после суммирования с предыдущими берутся в качестве начальных условий для последующего шага.

Суммирование шагов повторяется и в результате рассчитывается кривая износа шейки вала и вкладышей. Расчёт прекращается в случае резкого ухудшения ГМХ, повышения продолжительности граничной смазки.

Рисунок 5. Алгоритм расчёта

Тестовые расчёты с применением данного алгоритма показали, что шаг износа необходимо корректировать в зависимости от величины скорости изнашивания. При высокой скорости изнашивания шаг износа следует уменьшать та-

ким образом, чтобы приращение максимального износа было в диапазоне 1...2 мкм. При более высоких значениях приращений за шаг износа нарушается устойчивость вычислительных процедур.

Третья глава посвящена экспериментальным исследованиям подшипников скольжения. Цель экспериментальных исследований заключалась в оценке реологических и вязкостно-температурных свойств свежего и работавшего моторного масла класса вязкости SAE 5W-50, оценке влияния концентрации абразивных частиц на работоспособность подшипника скольжения, оценке изменения параметров шероховатости вкладышей после приработки.

Для измерения вязкости масел был использован сертифицированный комплекс Rheotest 4.1N, представляющий из себя ротационный вискозиметр с компьютерным управлением.

В качестве результатов были получены зависимости вязкости свежего (позиция 1) и работавшего (позиция 2) моторного масла Mobil 5W-50 от скорости сдвига при трёх уровнях температуры (40 °С, 100 °С, 150 °С), а также их аппроксимации по степенному закону. Для примера на рисунке 6 приведена зависимость вязкости моторного масла от скорости сдвига при температуре 150 °С.

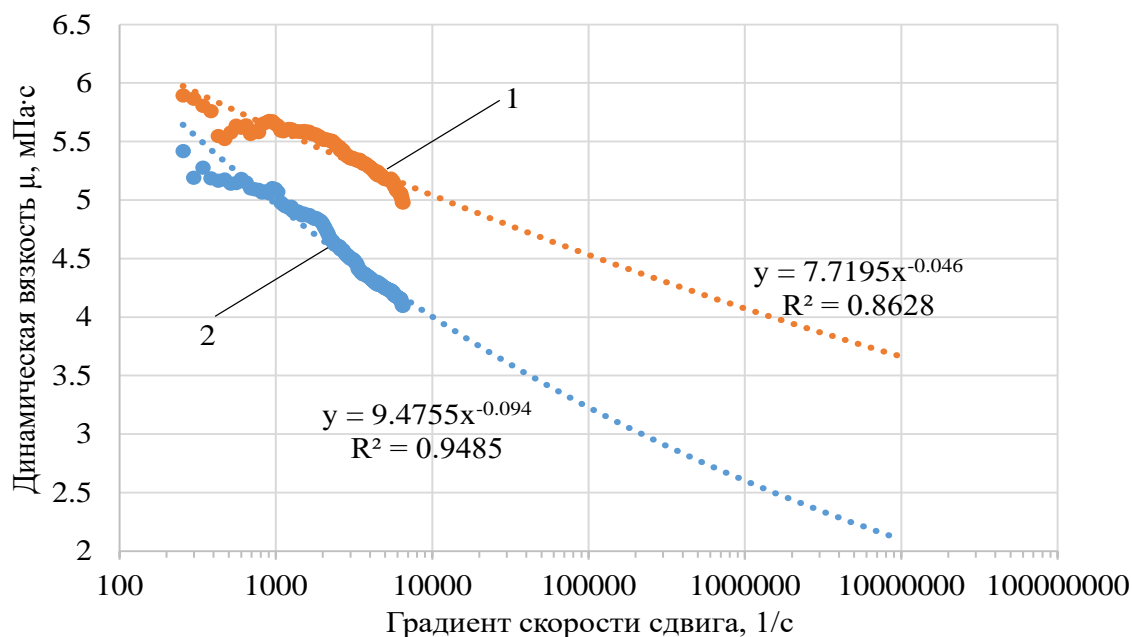


Рисунок 6. Зависимость вязкости моторного масла Mobil 5W-50 от скорости сдвига при температуре 150 °С

Вязкостно-температурные и реологические свойства свежего масла Mobil 1 FS X1 5W-50 значительно отличаются от свойств работавшего масла. В частности, снижение вязкости (в %) при изменении скорости сдвига от 10^2 с^{-1} до $6,58 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ при температуре 100 °С для свежего масла составляет 11,2%, а для работавшего – 21,9%, а при температуре 150 °С падение вязкости возрастает до 24,4% для свежего и до 33,8% для работавшего масла. Вязкость работавшего масла при скорости сдвига 10^2 с^{-1} меньше вязкости свежего масла на 3,5-7% в зависимости от температуры. Также существенно снижается сдвиговая стабильность работавшего масла по сравнению со свежим.

Экспериментальные исследования ПС проводились на базе серийной машины трения ИИ-5018, которая была дооборудована автономной смазочной системой с возможностью регулирования температуры подачи масла. Корпус модельного ПС был изготовлен из шатуна бензинового автомобильного двигателя (объёмом 1,5 литра). Экспериментальные исследования ПС заключались в получении диаграммы Герси-Штрибека. Учитывая наш опыт работы с машиной трения ИИ-5018 и её технические особенности, был выбран способ построения диаграммы изменением внешней нагрузки на подшипник при фиксированной угловой скорости вращения шипа. Вязкость масла пересчитывалась с учётом температуры, измеряемой на входе в подшипник и на корпусе подшипника, по трёхконстантной формуле Фогеля на основе измеренных ранее вязкостно-температурных характеристик масел.

Предварительно в НОЦ «Нанотехнологии» ЮУрГУ были проведены исследования абразивного порошка, который использовался в качестве искусственного загрязнителя. Для определения среднего размера частиц был использован анализатор размера частиц Microtrac S3500. Средний размер частиц составил 1,16 мкм. В целом диапазон размеров до 100 мкм. Форма частиц представлена на рисунке 7.

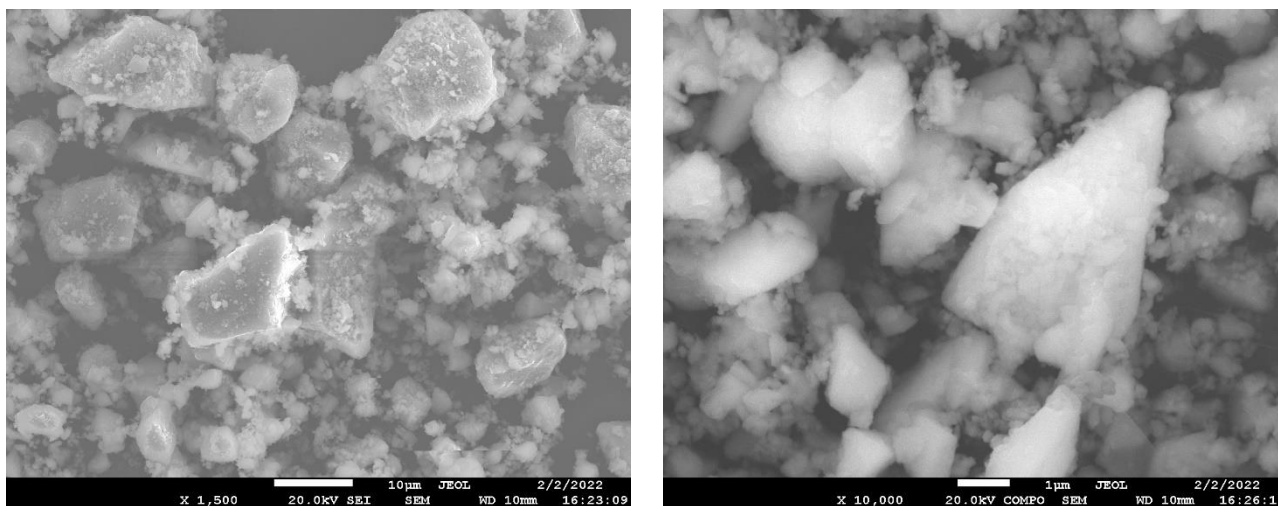
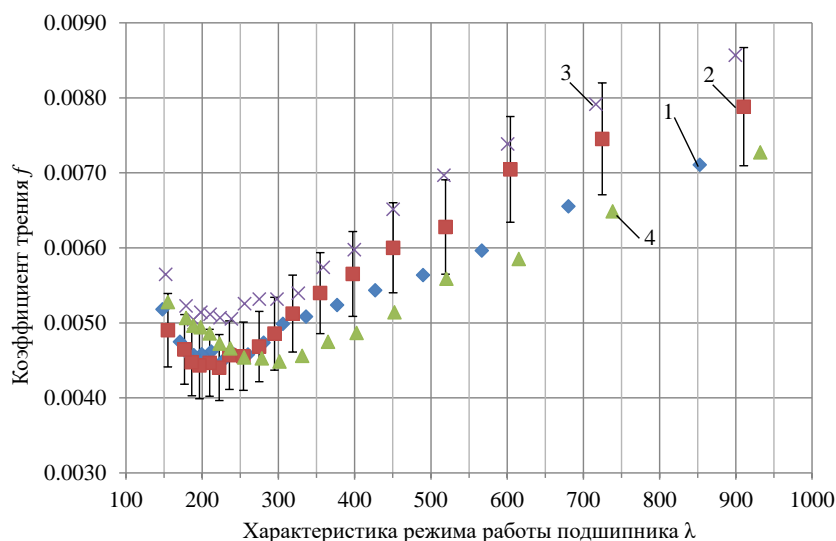


Рисунок. 7. Изображения абразивных частиц, полученные на электронном микроскопе JSM-7001F

В качестве результатов были получены диаграммы Герси-Штрибека для рассматриваемого модельного ПС (рисунок 8). Из рисунка следует один из важных выводов проводимых экспериментальных исследований подшипника – повышение концентрации абразивных частиц в моторном масле приводит к смещению диаграммы Герси-Штрибека от начала координат, смена режима смазки в подшипнике происходит при менее «жёстких» условиях работы.

Измерение потери массы вкладышей после работы на свежем и работавшем масле представлены на рисунке 9.



- 1 – работавшее масло Mobil 5W-50;
- 2 – работавшее масло Mobil 5W-50+0,05% абразива;
- 3 – работавшее масло Mobil 5W-50+0,1% абразива;
- 4 – работавшее масло Mobil 5W-50+0,5% абразива

Рисунок 8. Диаграмма Герси-Штрибека для модельного ПС при работе на работавшем моторном масле Mobil 5W-50 при различных концентрациях абразивных частиц

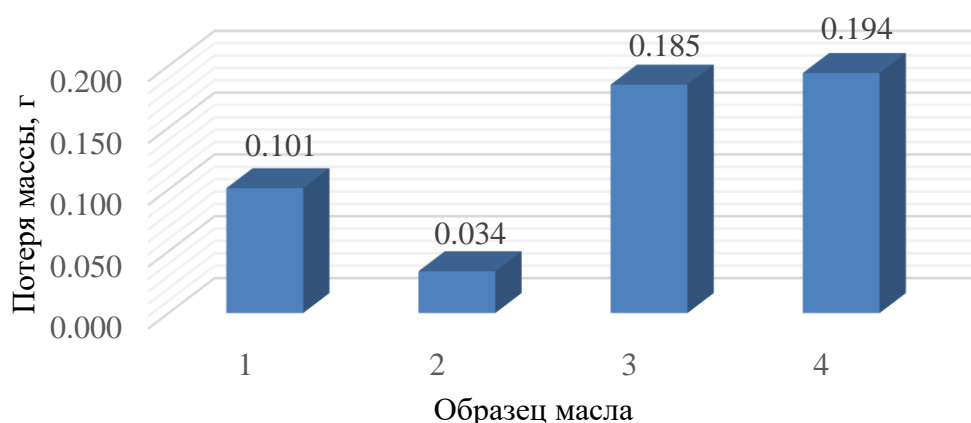
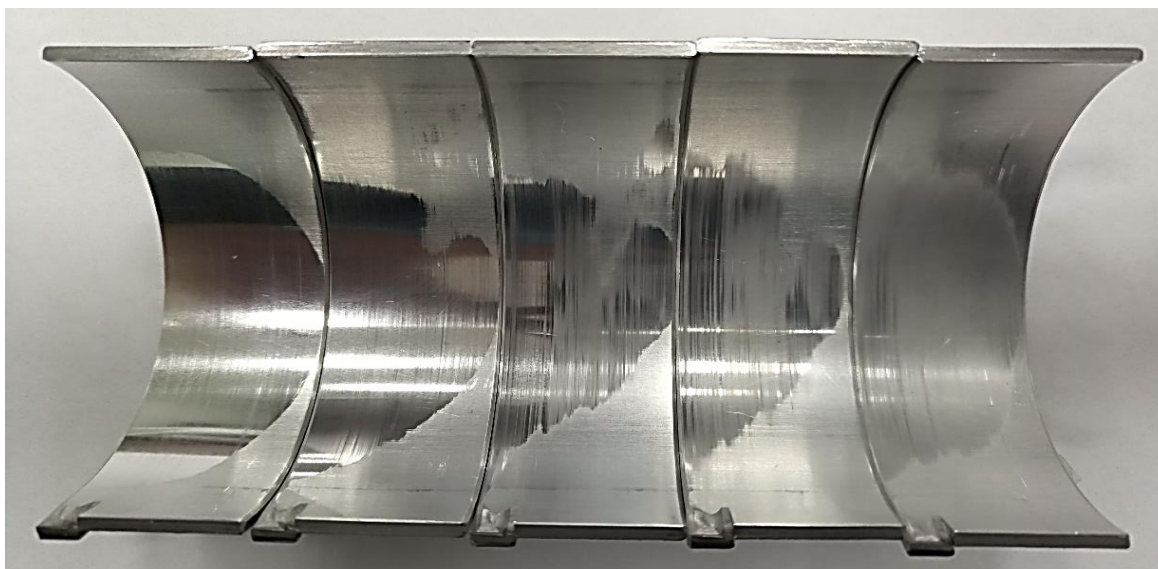


Рисунок 9. Потеря массы вкладышей при работе на свежем (образец 1) и работавшем масле (образец 2), работавшем масле с добавлением абразива (образцы 3, 4)

Состояние рабочих поверхностей вкладышей после работы на свежем и работавшем масле приведены на рисунке 10.

Повышение концентрации абразивных частиц в масле приводит к повышению параметров шероховатости рабочей поверхности вкладышей, что, в свою очередь, влияет на значение критической толщины смазочного слоя. В частности, в условиях эксперимента при повышении концентрации абразивных частиц в масле с 0,05% до 0,5% происходит снижение класса шероховатости поверхности вкладыша с 12 до 10. Это обстоятельство также необходимо учитывать при моделировании предотказного состояния подшипников скольжения, поскольку оно будет оказывать влияние на скорость изнашивания подшипника



После работы на свежем масле После работы на работавшем масле После работы на работавшем масле +0,05 % абразива После работы на работавшем масле +0,1 % абразива После работы на работавшем масле +0,5 % абразива

Рисунок 10. Состояние рабочих поверхностей вкладышей

В четвертой главе выполнены расчётные исследования сложнонагруженных подшипников скольжения, приведены примеры практического применения разработанных моделей и методов.

Разработанные методика моделирования и алгоритмы изнашивания подшипников были реализованы в комплексе прикладных программ «ОРБИТА-Ресурс» [5], который позволяет решать широкий круг задач в процессе проектирования машин, имеющих в своём составе гидродинамические подшипники скольжения. Параметрические исследования были проведены на примере расчета динамики шатунных подшипников двигателей типа 6ЧН10,5/128 и 12ЧН18,5/21,5.

На первом этапе было исследовано влияние диаметрального зазора в подшипнике на минимальную толщину смазочного слоя и продолжительность граничного режима смазки в подшипнике, максимальную скорость изнашивания и расход масла, максимальные контактные давления.

Влияние вязкости масла на минимальную толщину смазочного слоя и продолжительность граничного режима смазки, максимальную скорость изнашивания и максимальные контактные давления в подшипнике (режим N_{max}) представлено на рисунке 11.

Заметное влияние на продолжительность граничного режима смазки в шатунном подшипнике оказывает и отклонение поверхностей шейки вала и втулки (вкладышей) от правильной геометрической формы. Наибольшее ухудшение работы подшипника происходит при появлении эллиптичности шейки вала. Эллиптичность вкладышей более 5 мкм является недопустимой для рассматриваемого подшипника, поскольку при более высоких значениях продолжительность граничного режима смазки превышает значение 25%.

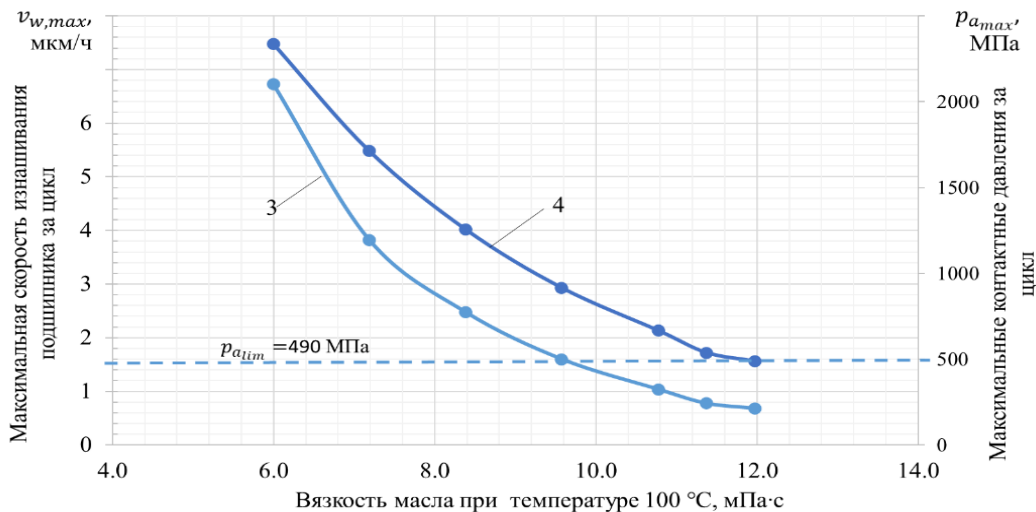
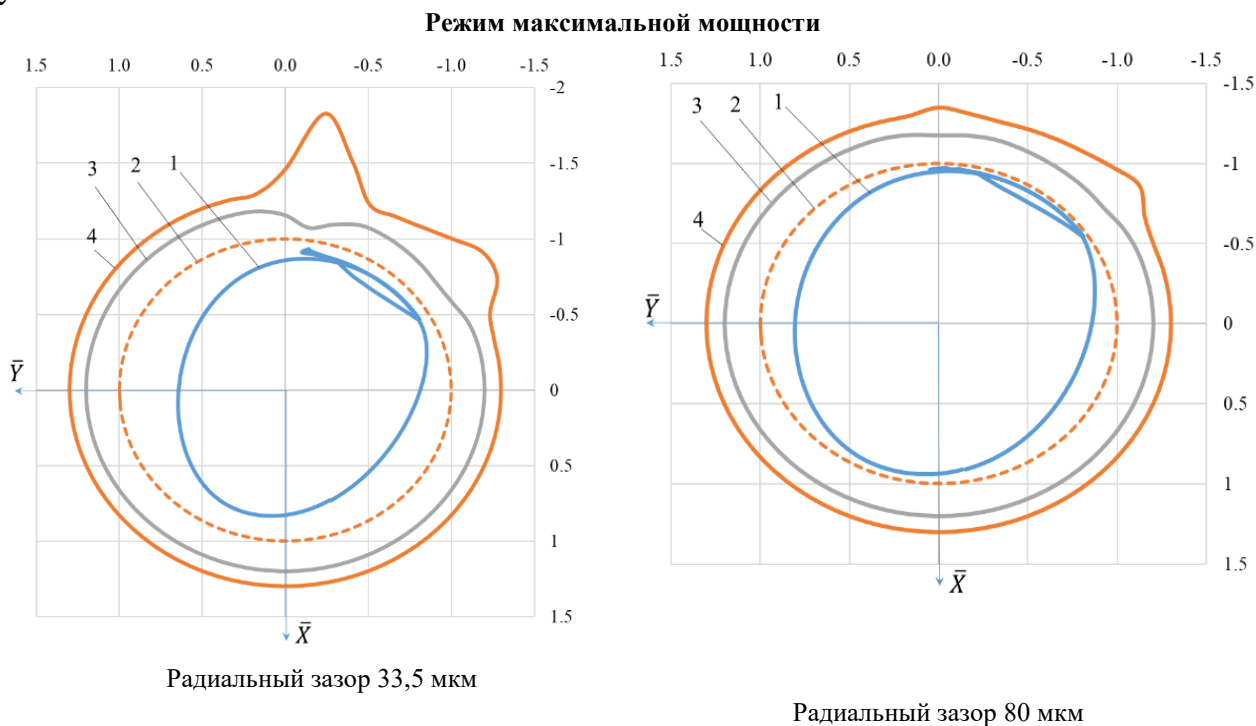


Рисунок 11. Влияние вязкости масла на максимальную скорость изнашивания (3) и максимальные контактные давления (4)

Траектории движения центра шатунной шейки и диаграммы износа шейки и вкладышей двигателя 6ЧН10,5/12,8 на различных режимах представлены на рисунке 12.



1 – траектория движения центра шатунной шейки вала в подшипнике; 2 – единичная окружность; 3 – диаграмма износа шатунной шейки; 4 – диаграмма износа вкладышей

Рисунок 12. Траектория движения центра шатунной шейки и диаграммы износа шейки и вкладышей двигателя 6ЧН10,5/12,8

Результаты расчёта свидетельствуют о том, что режим максимального крутящего момента для рассматриваемого шатунного подшипника является наиболее нагруженным. Высокие значения контактных давлений (2500...3000 МПа) и скорости изнашивания подшипника (5...6 мм/ч) характеризуют повышенный

риск отказа. Продолжительность граничного режима смазки в шатунном подшипнике составляет около 20 % на рассматриваемых режимах работы двигателя. При увеличении диаметрального зазора в подшипнике до 90-120 мкм продолжительность граничного режима смазки составляет более 25%, что является уже недопустимым для ПС. Отсюда следует, что при эксплуатации двигателя с такими величинами зазоров в шатунных подшипниках необходимо минимизировать продолжительность работы на соответствующих режимах.

На рисунке 13 представлена зависимость скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя 6ЧН10,5/12,8, работающего на режиме номинальной мощности, от концентрации в масле активных абразивных частиц.

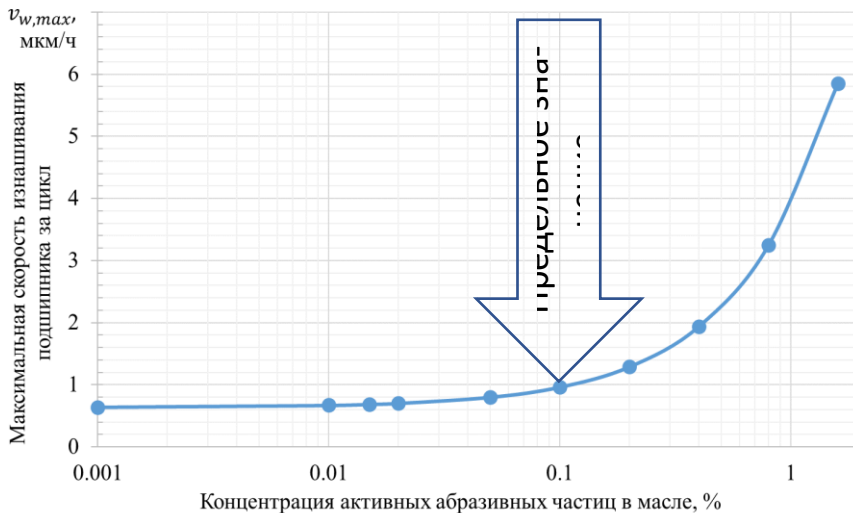
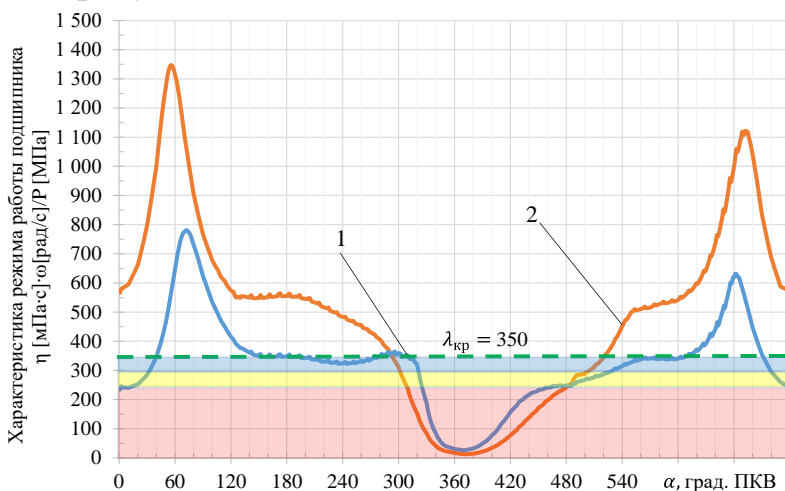


Рисунок 13. Влияние концентрации активных абразивных частиц в масле на скорость изнашивания шатунного подшипника двигателя 6ЧН10,5/12,8

Массовая концентрация активных абразивных частиц в масле более 0,1 % приводит к резкому повышению максимальной скорости изнашивания подшипника, и данную концентрацию следует считать предельной с точки зрения его предотказного состояния.

Для оценки «глубины» граничного

режима смазки в шатунном подшипнике были сделаны дополнительные расчёты (рисунок 14).



1 – режим N_{max} ; 2 – режим M_{max}

Рисунок 14. Зависимость характеристики режима работы подшипника от угла поворота коленчатого вала

«Глубину граничного режима смазки» $\gamma_{зр}$ в подшипнике предлагается определять аналогично понятию коэффициента надёжности ПС по формуле:

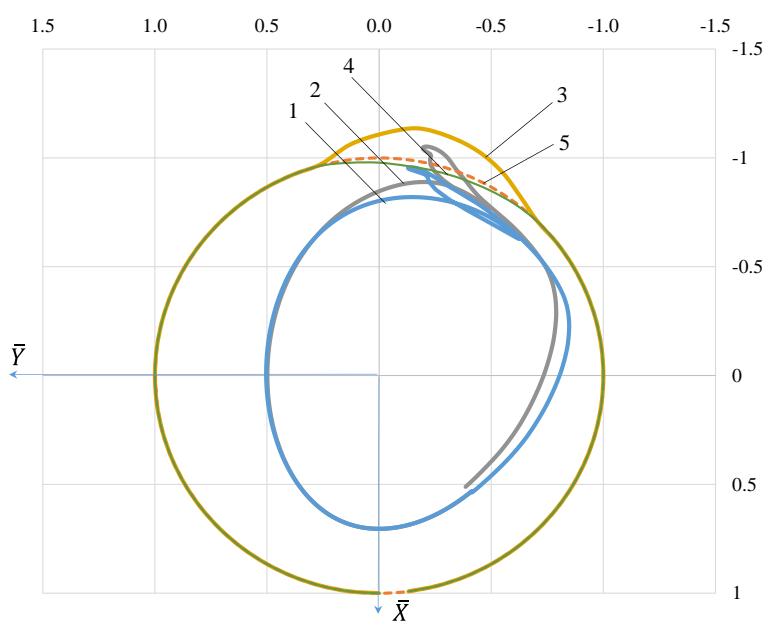
$$\gamma_{зр} = \left(1 - \frac{\lambda_{min}}{\lambda_{кр}}\right) \cdot 100\%, \quad (6)$$

где λ_{min} – минимальное значение характеристики режима работы подшипника за цикл нагружения; $\lambda_{кр}$ – критическое значение характеристики режима работы подшипника.

В случае если $\lambda_{min} = \lambda_{кр}$ «глубина граничного режима смазки» в подшипнике составляет 0%, и по мере уменьшения λ_{min} стремится к 100%. Расчёт по формуле (6) для рассматриваемых случаев нагружения подшипника и принятых исходных данных показывает, что «глубина граничного режима смазки» достигает 96,4% на режиме максимальной мощности и 98,0% на режиме максимального крутящего момента.

Для оценки влияния изменённой в процессе взаимодействия геометрии поверхностей трения было выполнено сравнение траектории движения центра шатунной шейки в идеально круглом подшипнике и траектории через 1 час работы на режиме M_{max} (рисунок 15).

В качестве одного из способов учёта изменения геометрии в процессе работы сопряжения предлагается использовать пошаговую корректировку формы поверхностей трения с помощью элементарных видов некруглостей (эллипс, полуэллипс).



1 – траектория движения центра шипа в идеально круглом подшипнике; 2 – траектория движения шипа с учётом изменения геометрии подшипника через 1 час работы; 3 – эпюра износа вкладышей через 1 час работы; 4 – эпюра износа шейки вала через 1 час работы; 5 – единичная окружность при круглом подшипнике

Рисунок 15. Сравнение траектории движения центра шатунной шейки в идеально круглом подшипнике и траектории движения центра шатунной шейки в подшипнике через 1 час работы на режиме M_{max}

Для проведения многовариантных расчётов при решении задач оптимизации важным является экономия расчётного времени и вычислительных ресурсов. В связи с этим имеет практическую ценность получение уравнений регрессии для основных выходных параметров: ресурс трибосопряжения, ч; скорость изнашивания вкладыша, мкм/ч; скорость изнашивания вала, мкм/ч; максимальные контактные давления, МПа.

Полученные зависимости были использованы для выполнения параметрических исследований и вычисления характеристик ПС при варьировании входных факторов: радиальный зазор C , мкм; температура масла на входе в подшипник T , °C; средняя концентрация активных абразивных частиц $\varepsilon_{ср}$, %.

Результата расчета ресурса трибосопряжения (R , ч.) показали, что при увеличении средней концентрации активных абразивных частиц от 0 до 0,03 % ресурс сопряжения неизменно снижается до 20%. Температура подачи смазочного материала оказывает более заметное влияние. Так, при увеличении температуры от 80 до 120 °С ресурс сопряжения снижается на 38 %.

На заключительном этапе были выполнены расчётные исследования шатунного подшипника двигателя типа 12ЧН18,5/21,5.

В заключении приводятся итоги выполненной работы. В приложении 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.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ВЫВОДЫ

В результате выполненных исследований разработана комплексная методика и решена задача определения предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения на основе расчётно-экспериментального моделирования изнашивания поверхностей трения.

Основные результаты и выводы исследования сводятся к следующему.

1. На основе расчётного моделирования изнашивания поверхностей трения сложнонагруженных трибосопряжений разработаны критерии оценки предотказного состояния ПС в целом. К таким критериям отнесены: максимальное значение износа поверхностей трения; максимально допустимая концентрация активных абразивных частиц, свободно перемещающихся в пространстве зазора; температура подачи смазочного материала.

2. Разработан алгоритм оценки предотказного состояния сложнонагруженных ПС с учётом изменения геометрии поверхностей шейки вала и вкладышей. Алгоритм предусматривает решение гидродинамической задачи сложнонагруженного ПС на заданных режимах работы, определение зон контактного взаимодействия и величин износа шейки вала и вкладышей (по угловой координате подшипника) в течение заданного шага износа, последующую корректировку геометрии шейки вала и вкладышей. Так вычисляется кривая износа сложнонагруженного подшипника.

3. В ходе экспериментальных исследований были получены вязкостно-температурные характеристики свежего и работавшего масла Mobil 1 FS X1 5W-50. Реологические свойства свежего масла значительно отличаются от свойств работавшего масла. В частности, снижение вязкости (в %) при изменении скорости сдвига от 10^2 с^{-1} до $6,58 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$ при температуре 100 °С для свежего масла составляет 11,2%, а для работавшего – 21,9%, а при температуре 150 °С падение вязкости возрастает до 24,4% для свежего и до 33,8% для работавшего масла. Полученные результаты свидетельствуют о необходимости учета при определении предотказного состояния трибосопряжения степени деградации смазочного материала.

4. В ходе экспериментальных исследований выполнена оценка влияния концентрации абразивных частиц на работоспособность ПС. Установлено, что повышение концентрации абразивных частиц в масле приводит к повышению параметров шероховатости рабочей поверхности вкладышей, что, в свою очередь, влияет на значение критической толщины смазочного слоя. В условиях эксперимента при повышении концентрации абразивных частиц в масле с 0,05% до 0,5% происходит снижение класса шероховатости поверхности вкладыша с 12 до 10. При этом происходит повышение значений критической характеристики режима работы подшипника, свидетельствующее о снижении его несущей способности сопряжения.

5. С помощью разработанных алгоритмов и созданных на их основе программных комплексов были проведены параметрические исследования работоспособности сложнонагруженных ПС двигателей типа 6ЧН10,5/12,8 и 12ЧН18,5/21,5. Для двигателя 6ЧН10,5/12,8 представлена зависимость скорости изнашивания шатунного подшипника двигателя от концентрации в масле активных абразивных частиц. Результаты расчёта свидетельствуют о том, что массовая концентрация активных абразивных частиц в масле более 0,1 % приводит к резкому, более чем в 6 раз, повышению максимальной скорости изнашивания подшипника, и данную концентрацию следует считать предельной с точки зрения его предотказного состояния.

6. В результате расчета установлено, что для шатунных подшипников коленчатого вала теплового двигателя значение максимального допустимого отклонения от правильной геометрической формы может достигать 30% от величины радиального зазора. При этом скорость изнашивания сопряжения увеличивается в 1,7 раза. Для учета изменения геометрии в процессе работы сопряжения предлагается использовать пошаговую корректировку формы поверхностей трения с помощью элементарных видов некруглостей. Эллиптичность вкладышей более 5 мкм является недопустимой для рассматриваемого подшипника, поскольку при более высоких значениях продолжительность граничного режима смазки превышает значение 25%.

7. Влияние тепловой нагруженности на предотказное состояние ПС было оценено на основе анализа допустимого снижения уровня вязкости смазочного материала. Снижение вязкости масла на 12,5 % приводит к повышению продолжительности граничного режима смазки в подшипнике с 20% до 27%, максимальных контактных давлений с 489 МПа до 688 МПа, максимальной скорости изнашивания с 0,7 мкм/ч до 1,0 мкм/ч. Снижение вязкости масла на 15-20% уже способствует повышению риска возникновения отказа рассматриваемого подшипника.

8. Получены параметры для степенной модели вязкости масла класса SAE 5W-50. При этом установлено, что сдвиговая стабильность работавшего масла существенно ниже сдвиговой стабильности свежего масла. Это говорит о необходимости учёта изменения сдвиговой стабильности масел по мере работы при моделировании предотказного состояния ПС.

9. С помощью разработанных программ был проведен численный эксперимент, результатом которого стали уравнения регрессии для основных выходных параметров, характеризующих работоспособность и процесс изнашивания поверхностей трения ПС. Как показали результаты расчета, при средней концентрации активных абразивных частиц $\varepsilon_{cp} = 0,015\%$ на скорость изнашивания вкладыша большое влияние оказывает изменение температуры подачи смазочного материала. В пределах выбранного диапазона (от 80 до 120 °С) скорость изнашивания вкладыша увеличивается в 5-6 раз. Изменение радиального зазора в сторону увеличения от 31,5 до 41,5 мкм приводит к увеличению скорости изнашивания вкладыша до 42%. Увеличение концентрации абразивных частиц до 0,03 % ведет к двукратному увеличению скорости изнашивания вкладыша.

Дальнейшее развитие предложенной комплексной методики определения предотказного состояния сложнонагруженных ПС предполагается в следующих направлениях: учёт упругих и тепловых деформаций поверхностей трения; расчёт интенсивности изнашивания в зонах кавитационного течения смазки; учёт возможного перекоса осей вала и подшипника, и сопутствующих ему краевых эффектов; разработка противоизносных и противозадирных присадок к смазочным материалам.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ, ОТРАЖАЮЩИХ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОТЫ

В изданиях, рекомендованных ВАК России

1. **Никитин, Д.Н.** Расчетно-экспериментальная методика определения предотказного состояния сложнонагруженных подшипников скольжения / Д.Н. Никитин, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2022. – Т. 22, – № 1. – С. 5–23. (лично автором 6 с.)

2. Методика расчёта ресурса подшипников скольжения на ранних этапах проектирования поршневых и роторных машин / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, **Д.Н. Никитин** // Вестник ЮУрГУ. Серия: «Машиностроение». – 2021. – Т.21. – № 3.– С.5–21. (лично автором 8 с.).

3. 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. – Т.21. – № 1.– С.14–28. (лично автором 6 с.).

В других источниках

4. Леванов, И.Г. Модернизация машины трения ИИ5018 для проведения исследований гидродинамических подшипников скольжения / И.Г. Леванов, Е.А. Задорожная, **Д.Н. Никитин** // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2020. – №9. – С. 207–223. (лично автором 10 с.)

Комплексы программ для ЭВМ

5. 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.

Никитин Денис Николаевич

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДОТКАЗНОГО СОСТОЯНИЯ
СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ РАСЧЁТНО-
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ МЕТОДАМИ

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

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Издательский центр
Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 1,09. Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ .

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