

БРАЖНИКОВА АЛЕКСАНДРА МАКСИМОВНА

**МЕТОДИКА КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДИНАМИКИ
РОЛИКОВЫХ ПОДШИПНИКОВ С УЧЕТОМ ИЗНАШИВАНИЯ**

1.1.7. Теоретическая механика, динамика машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Самарский государственный технический университет» на кафедре механики.

Научный руководитель:

Клебанов Яков Мордухович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой механики федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Самарский государственный технический университет».

Официальные оппоненты:

Сорокин Федор Дмитриевич, доктор технических наук, доцент, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», профессор кафедры «Прикладная механика»;

Лаврин Андрей Владимирович, кандидат технических наук, Приволжский филиал АО «НПО ЭНЕРГОМАШ имени академика В.П. Глушко», начальник сектора.

Ведущая организация:

Государственный научный центр, федеральное автономное учреждение «Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова», г. Москва.

Защита диссертации состоится 22 декабря 2025 г. в 10:00 на заседании диссертационного совета 24.2.379.10, созданного на базе федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» по адресу: 443086, Самара, ул. Московское шоссе, д. 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева» и на сайте: https://ssau.ru/storage/pages/6817/file_68e6284778b2f2.20616939.pdf

Автореферат разослан «__»_____202__ г.

Ученый секретарь
диссертационного совета 24.2.379.10

Виноградов А.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Широкое применение роликовых подшипников обусловлено их высокой грузоподъемностью, компактностью, пригодностью для высоких скоростей и простотой монтажа разъемных исполнений; их эффективность подтверждена многолетней практикой в промышленности, транспорте, энергетике, аэрокосмической, сельскохозяйственной, строительной и добывающей технике. Дальнейшее расширение их возможностей связано с совершенствованием расчетных методов: динамическое моделирование под конкретные условия эксплуатации позволяет оптимизировать внутреннюю геометрию, выбрать материалы и условия изготовления.

Моделирование динамики роликовых подшипников должно быть ориентировано на решение важных прикладных задач, к которым относятся ограничение проскальзывания и исключение заедания, учет и минимизация износа, обеспечение долговечности не только колец и роликов, но и сепаратора, распространение полноценного динамического моделирования на новые типы подшипников, как, например, на многорядные конические подшипники. Для их решения необходимы комплексные модели динамики и связанных с ней процессов, описывающих движение и взаимодействие деталей в роликовых подшипниках, а также процессы их изнашивания, заедания и усталости. Существенная задача – определение критического для наступления заедания скольжения, обусловленного особенностями гидродинамического контакта роликов с дорожками качения. Предложенная в диссертации методика учитывает изменения геометрии поверхностей вследствие износа и их влияние на работу подшипника, а также обратное воздействие режимов нагружения на скорость изнашивания. Расчет износа основан на известной верифицированной математической модели и реализуется эффективными вычислительными процедурами.

Многомассовая пространственная динамическая модель роликподшипника со связями прерывистого действия и гидродинамическим контактным взаимодействием деталей позволяет учесть влияние несоосности колец подшипника, саморазогрев масляной пленки и оценить возможность заедания в контакте. В результате моделирования двухрядного конического роликподшипника установлен и впервые изучен ряд эффектов, которые не наблюдаются в однорядных подшипниках: периодические осевые смещения внутреннего кольца, полигональная траектория движения его центра, синхронизация угловых скоростей сепараторов.

Усталостная долговечность сепараторов подшипников, находящихся под действием динамических нагрузок со стороны тел качения и опорного кольца, во многом зависит от наличия твердых неметаллических включений в металле сепаратора. В работе впервые прямо учитывается влияние такого включения.

Изложенное свидетельствует о высокой научной и прикладной актуальности разработки и реализации комплексных моделей динамики роликовых подшипников.

Степень разработанности темы. Проблеме развития методов моделирования динамики роликовых подшипников посвящены работы В.Б. Балякина, А.В. Гайдамаки, В.М. Демидовича, Е.П. Жильникова, С.Л. Звонарева, А.А. Инноземцева, Я.М. Клебанова, Н.Д. Кузнецова, М.К. Леонтьева, М. З. Народецкого, Н.И. Петрова, Б.М. Силаева, С.В. Фалалеева, В.П. Чечуевского, A. Aherwar, P.K. Gupta, T.A. Harris, L. Houpert, , D. Nelias, K.G. Pradeep, T. Sakaguchi, Y. Zhou, C. Wang и других ученых. В них рассмотрены вопросы учета неравномерности давления и напряженно-деформированного состояния в контактах, методы расчета проскальзывания, учета контактной гидродинамики и оценки возможности заедания. Обзор выполненных исследований выявил необходимость дальнейшей проработки вопросов развития методов моделирования динамики движения и взаимодействия деталей роликовых подшипников в условиях гидродинамического контактного трения, перекосов колец подшипника, радиальных и осевых зазоров, износа рабочих поверхностей. В связи с этим были сформулированы цель и задачи исследования.

Цель работы: обеспечение требуемой долговечности роликовых подшипников на основе комплексного моделирования динамики и связанных с ней процессов, возникающих при эксплуатации.

Задачи работы:

1. Определение нового условия возникновения заедания в роликовых подшипниках, основанного на учете термического участка кривой гидродинамического трения.
2. Создание методики компьютерного моделирования динамики роликовых подшипников с учетом изнашивания при гидродинамическом режиме трения, обеспечивающей контроль возможности заедания и анализ взаимного влияния кинематики элементов и износа рабочих поверхностей.
3. Разработка методики определения долговечности сепараторов подшипников по условиям многоциклового усталости, включающей учет влияния твердых неметаллических включений в материале сепараторов.
4. Приложение разработанных методик к решению актуальных практических задач обеспечения требуемой долговечности роликовых подшипников и их внедрение в производственную практику.

Объект исследования – методы и математический инструментарий задач моделирования динамики и связанных с ней процессов в роликовых подшипниках при их эксплуатации.

Предмет исследования – роликовые подшипники и, в частности, радиальные цилиндрические роликовые подшипники и конические роликовые подшипники.

Методы исследования, применяемые в работе, основаны на комплексном использовании аппарата теоретической механики и современных методов динамики: метод трехмерного моделирования процессов динамики подшипников средствами вычислительной динамики с применением сертифицированного программного комплекса MSC.ADAMS; метод конечно-элементного моделирования процессов износа подшипников с применением коммерческого программного комплекса ANSYS; метод интегрированного описания процессов гидродинамического контактного моделирования с использованием программного комплекса Visual Studio.

Научная новизна работы состоит в следующем:

1. Создана методика компьютерного моделирования динамики роликовых подшипников с учетом изнашивания, которая воспроизводит движение деталей в полной пространственной постановке с учетом контактной гидродинамики и впервые обеспечивает контроль возможности возникновения заедания в контактах рабочих поверхностей и оценку накопленной усталостной поврежденности сепаратора.
2. Разработана впервые в полной пространственной постановке динамическая модель двухрядного конического роликового подшипника и получены новые результаты о выявленных закономерностях кинематики и силового взаимодействия их элементов: осевых колебаниях внутреннего кольца, полигональной траектории движения его центра, синхронизации угловых скоростей сепараторов.
3. Выявлено новое условие возникновения заедания в подшипниках качения как диагностический параметр их работоспособности, учитывающее явление самопроизвольного увеличения относительного скольжения на термическом участке кривой гидродинамического трения и позволяющее обосновано ограничивать допустимый диапазон относительного скольжения между деталями.
4. Разработана методика определения долговечности сепараторов подшипников по условиям многоциклового усталости на базе динамического расчета взаимодействия сепаратора с телами качения и опорным кольцом; впервые учтено присутствие твердых неметаллических включений в стали сепараторов – ключевого фактора инициирования усталостных трещин.
5. Установлены закономерности взаимного влияния динамики движения деталей роликовых подшипников и износа их рабочих поверхностей при жидкостном и граничном трении, показывающие, что вызванные износом изменения их геометрии могут как способствовать более плавной работе подшипника, так и ухудшать условия его работы в зависимости от вызванных износом изменений профиля рабочих поверхностей и от их влияния на величину рабочих зазоров.

Теоретическая значимость работы состоит в формулировке и обосновании нового условия возникновения заедания в роликовых подшипниках, учитывающего явление

саморазогрева масляной пленки. Введен новый термин «критическое относительное скольжение в подшипнике», позволяющий проверять опасность заедания при заданных условиях эксплуатации.

Доказано, что разработанные модели динамики цилиндрических и конических роликовых подшипников с учетом гидродинамического трения, а также методика определения усталостной долговечности сепараторов по условиям многоциклового усталости, включающая моделирование динамики, расчет полей динамических напряжений и оценку усталостной поврежденности с учетом неметаллических включений, в сочетании с изученными закономерностями взаимного влияния динамики движения деталей и износа рабочих поверхностей и особенностей динамики двухрядных конических роликовых подшипников, позволяют существенно расширить понимание особенностей динамики движения и взаимодействия деталей и связанных с ней процессов в роликовых подшипниках.

Использованные для создания комплексных динамических моделей роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами и двухрядных конических роликоподшипников подходы могут быть применены при создании подобных моделей других типов подшипников.

Практическая ценность работы состоит в том, что разработанная методика компьютерного моделирования динамики роликовых подшипников с учетом изнашивания при гидродинамическом режиме трения обеспечивает совершенствование их конструкции на основе детального учета ключевых условий эксплуатации. Методика включает проверку условий возникновения заедания и делает возможным получение рекомендаций для его предотвращения.

Методика определения долговечности сепараторов подшипников по условиям многоциклового усталости позволяет выявлять закономерности влияния на выносливость сепараторов режимов нагружения, параметров внутренней геометрии и содержания твердых неметаллических включений в материале.

Разработана конструкция роликового подшипника с выпуклыми сферическими либо тороидальными упорными торцами бортов колец и роликов, защищенная патентом РФ № 2815566; она снижает скорость относительного скольжения и износ торцевых поверхностей при несоосности деталей.

Подготовлены и внедрены в практику проектирования конкретные рекомендации по совершенствованию роликового радиального подшипника опоры компрессора среднего давления газотурбинного двигателя НК-36СТ, направленные на резкое уменьшение износа и исключение заедания в контактах торцов роликов с бортами внутреннего кольца, снижение износа рабочих поверхностей осевых перемычек сепаратора и обеспечение требуемой долговечности подшипников.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Условие возникновения заедания в роликовых подшипниках, основанное на учете закономерностей контактного взаимодействия рабочих поверхностей деталей на термическом участке кривой гидродинамического трения.

2. Методика компьютерного моделирования динамики роликовых подшипников с учетом изнашивания, включающая учет явления контактной гидродинамики и позволяющая контролировать возможность возникновения заедания и накопление усталостной поврежденности сепаратора.

3. Особенности динамики движения и взаимодействия деталей двухрядных конических роликовых подшипников: осевые колебания внутреннего кольца, полигональная траектория движения его центра, синхронизация угловых скоростей сепараторов, выявленные и описанные с помощью методики компьютерного моделирования динамики роликовых подшипников.

4. Методика определения долговечности сепараторов подшипников по условиям многоциклового усталости, предусматривающая последовательное моделирование динамики их взаимодействия с роликами и опорным кольцом, расчет полей напряжений и непосредственную оценку усталостной поврежденности сепараторов, в том числе на микроуровне в окрестности твердых неметаллических включений – основных очагов инициирования усталостных трещин.

Достоверность результатов подтверждается качественным и количественным соответствием модельных представлений реальному механическому поведению роликовых

подшипников; корректностью использования динамического аппарата и постулатов динамики, закона износа Арчарда; сравнением результатов расчетов динамического состояния с известными экспериментальными и эксплуатационными данными.

Апробация работы. Основные результаты диссертации докладывались на следующих конференциях: Международная научно-техническая конференция «Динамика и виброакустика машин» DVM, Самара, 2022, 2024; Международная научно-техническая конференция «Перспективы развития двигателестроения», Самара, 2023, 2025; Самарская областная студенческая научная конференция: Естественные и технические науки, Самара, 2023, 2024; XXVI Международная молодежная научная конференция: «Туполевские чтения», Казань, 2023; Всероссийская научно-техническая конференция: «Перспективные материалы и технологии в авиадвигателестроении», Самара, 2023; Всероссийская научно-техническая конференция: «Высокие технологии в машиностроении», Самара, 2024. Результаты работы докладывались на научном семинаре кафедры механики Самарского государственного технического университета (руководитель профессор Клебанов Я.М.), 2022-2024.

Сообщения диссертанта на международной научно-технической конференции имени Н.Д. Кузнецова «Перспективы развития двигателестроения», 2025; конференции студентов и аспирантов Самарской области 2023 и 2024 годов, были отмечены дипломами за лучшие доклады. Диссертант является обладателем специальной стипендии АО «ОДК» 2024 года для аспирантов, лауреатом стипендии Правительства РФ для аспирантов в 2022 - 2024 годах.

Публикации. По теме исследования опубликовано 16 работ, из них 2 статьи в рецензируемых журналах перечня Web of Science, 4 статьи в рецензируемых журналах перечня ВАК, 8 статей в сборниках трудов конференций и 2 тезисов докладов.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, обзора литературы, 3 глав, заключения и списка литературы. Общий объем диссертации 197 страниц, из них 156 страниц текста, включая 121 рисунок и 10 таблиц. Список литературы включает 269 наименований на 31 странице.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность диссертационной работы, сформулирована цель и аргументирована научная новизна исследований, показана практическая значимость полученных результатов, представлены выносимые на защиту научные положения.

В первой главе проводится анализ исследований, выполненных в области динамики роликовых подшипников.

Проведенный анализ показал, что во многих динамических моделях детали роликовых подшипников описываются с неполным числом степеней свободы: обычно три поступательных и одна вращательная, из-за чего не учитывается разворот оси ролика и невозможна корректная оценка работы подшипника при перекосе колец. Часто модели трения игнорируют саморазогрев масляной пленки, что не позволяет оценить риск заедания. Имеющиеся методики для конических роликоподшипников преимущественно ориентированы на однорядные конструкции, тогда как динамика двухрядных подшипников изучена фрагментарно.

Наилучший компромисс между точностью и вычислительными затратами дают многомассовые модели, учитывающие связи прерывистого действия между деталями, их упругую контактную податливость и контактную гидродинамику. Анализ работ по взаимосвязи динамики и износа показывает, что износ рабочих поверхностей чаще всего описывается законом Арчарда, подтвержденным для подшипниковых стале́й в режимах гидродинамического и смешанного трения и согласованным с экспериментом.

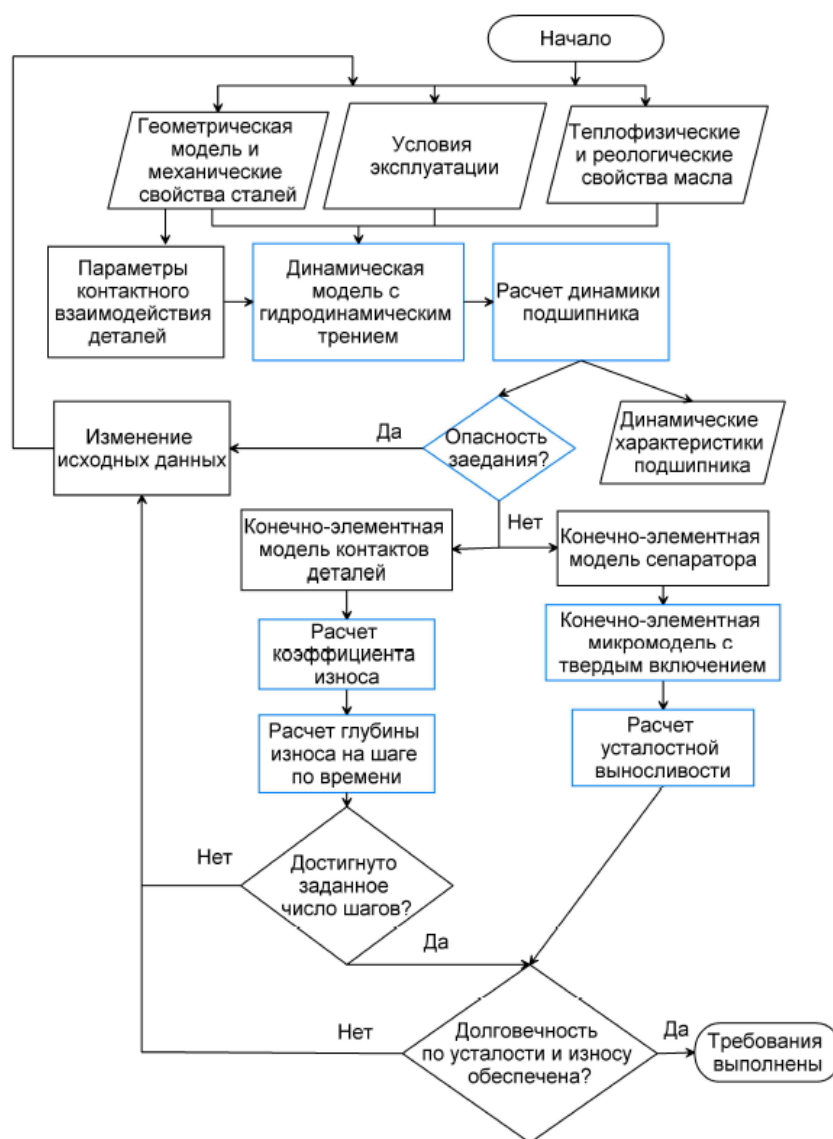


Рисунок 1 – Структурно-функциональная схема разработанной методики компьютерного моделирования динамики роликовых подшипников с учетом изнашивания

Во второй главе подробно описаны условия динамики движения деталей подшипника. Созданная методика компьютерного моделирования динамики роликовых подшипников с учетом изнашивания представлена на структурно-функциональной схеме (рисунок 1). Голубой контур отмечает этапы, по которым в диссертации получены новые результаты: (а) включение модели упруго-гидродинамического трения с учетом саморазогрева масляной пленки, обеспечивающей корректный учет условий контактного взаимодействия и оценку возможности заедания; (б) расчет износа рабочих поверхностей; (в) оценку усталостной выносливости сепаратора. Условия эксплуатации включают внешние силы и моменты, поле температуры, частоту вращения и перекосы колец. Геометрическая модель задает размеры деталей, рабочие зазоры, формы профилей и качество поверхностей.

Исходные данные варьируются в пределах допустимых диапазонов параметров; по результатам расчетов выбираются такие их сочетания, которые обеспечивают лучшие динамические характеристики подшипника: минимальные внутренние силы и моменты, более равномерные контактные давления, плавность движения, меньшую мощность тепловыделения, большую толщину пленки смазки и меньшее проскальзывание, а также обеспечивают требуемый ресурс по контактной усталости, износу и усталостной прочности сепаратора.

Динамическая модель реализована в MSC.ADAMS с использованием разработанных пользовательских процедур, специализированных для расчета роликовых подшипников. Ролики и сепаратор моделируются как твердые тела с шестью степенями свободы. На кольца накладываются кинематические связи, задающие их угловые скорости и взаимное положение. Это позволяет учитывать перекосы между всеми деталями подшипника, включая тангаж и рысканье роликов. Для учета неравномерности контактного давления и скорости скольжения вдоль образующей ролика, вызванной бомбинированным профилем роликов и дорожек, а также перекосами, ролик разбивается на короткие цилиндрические «слайсы»; контактное взаимодействие вычисляется для каждого слайса отдельно.

В динамическую модель подшипника был адаптирован пользовательский алгоритм расчета гидродинамического трения. Алгоритм реализован на языке программирования C++ в виде динамически подгружаемой библиотеки DLL с использованием общедоступного пакета

Visual Studio. Использована позволяющая учитывать явление саморазогрева масляной пленки известная модель трения Мураки, основанная на обобщенной зависимости Эйринга:

$$\gamma = \frac{1}{\Gamma} \frac{d\tau}{dt} + \frac{\tau_0}{\eta_N} \sinh \frac{\tau}{\tau_0}, \quad (1)$$

где первый и второй члены в правой части уравнения обозначают упругую и вязкую составляющие скорости сдвига γ соответственно, t – время, Γ – модуль сдвига, τ – касательное напряжение сдвига, η_N – ньютоновская вязкость, τ_0 – характеристическое напряжение, соответствующее началу неньютоновского поведения жидкости.

Возможность корректного описания кривых трения с помощью этой модели подтверждена в работе сопоставлением с опубликованными экспериментальными данными.

В диссертации показано, что, хотя в термической зоне кривых трения (выделены цветом на рисунке 2) происходит уменьшение коэффициента трения по мере роста относительного скольжения, для известных кривых трения различных масел увеличение мощности тепловыделения в контакте с ростом относительного скольжения продолжается. Вследствие этого при работе подшипников в термической зоне возникает опасность заедания подшипников. Последнее связано с тем, что уменьшение коэффициента трения с увеличением относительного скольжения из-за изменения свойств масла вызывает в работающем подшипнике дальнейшее увеличение относительного скольжения. Поскольку одновременно происходит увеличение мощности тепловыделения и, соответственно, температуры масляной пленки, этот процесс сопровождается уменьшением ее толщины и, если его не прервать, неизбежно приводит к заеданию с последующим ускоренным износом рабочих поверхностей и отказу подшипника.

Введено критическое относительное скольжение s_{cr} – значение, при котором коэффициент трения на кривой трения достигает максимума и которое на этой кривой является границей термической зоны. Условием отсутствия заедания является то, что фактическое относительное скольжение в контакте меньше его критического значения $s > s_{cr}$. Для предотвращения заедания в подшипниках при их проектировании необходимо обеспечивать запас по отношению к критическому скольжению: $s_{cr}/s > 1$.

Исследована зависимость s_{cr} от контактного давления между роликом и кольцом и температуры для полиальфаолефинового масла в диапазоне температур 40—100 °С и масла марки МН-7,5у в диапазоне 60—140 °С. Показано, что критическое относительное скольжение увеличивается при уменьшении контактного давления в подшипнике (рисунок 2), а также при возрастании температуры масляного слоя (рисунок 3), что соответствует экспериментальным данным. Сделан также вывод, что условия контакта между роликами и внутренним кольцом в большей степени способствуют росту мощности тепловыделения, чем условия контакта между роликами и наружным кольцом. Это указывает на более высокую опасность заедания на внутреннем кольце, чем на наружном, что подтверждается статистикой отказов подшипников качения.

Проведено сравнение расчетных и известных опубликованных экспериментальных данных проскальзывания в цилиндрическом роликовом подшипнике в зависимости от частоты вращения внутреннего кольца, радиальной нагрузки и перекоса колец подшипника. Относительная среднеквадратическая ошибка по всем экспериментальным значениям составила 3,6 %.

Описаны особенности учета износа при динамическом моделировании роликовых подшипников, а именно рассмотрено два подхода к расчету износа при гидродинамическом контакте: прямой и по усредненным параметрам. Они основаны на законе износа Арчарда в виде

$$\frac{dh_n}{dt} = k \frac{pv}{H}, \quad (2)$$

где h_n – глубина износа, H – твердость по Мейеру, p – контактное давление, v – скорость скольжения, k – безразмерный коэффициент износа. Количественное соответствие этого закона экспериментальным данным для подшипниковых сталей при жидкостном и граничном трении подтверждено экспериментально. Сопоставлением результатов расчетов с использованием разных подходов показано, что расчет по усредненным параметрам возможен только при локальном – герцевском – контакте.

Поскольку влияние толщины пленки на ресурс подшипника хорошо известно, то, полагая, что долговечность обратно пропорциональна коэффициенту износа, нетрудно определить зависимость коэффициента износа от параметра масляной пленки. Такая явная зависимость коэффициента износа рабочих поверхностей стальных деталей подшипника при гидродинамическом трении от параметра масляной пленки использована в диссертации.

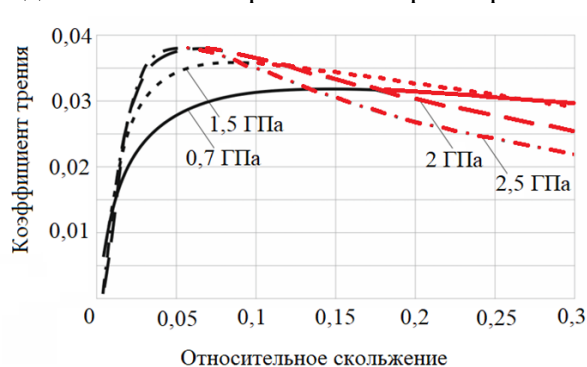


Рисунок 2 – Расчетные кривые трения масла ПАО1в контакте внутреннего кольца и ролика цилиндрического роликового подшипника при частоте вращения кольца 530 об/мин, температуре 50 °С и разных значениях максимального контактного давления

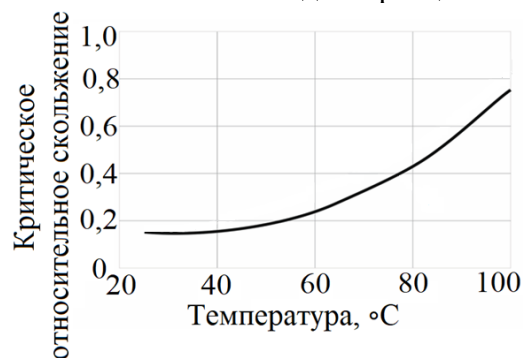


Рисунок 3 – Расчетная температурная зависимость критического относительного скольжения масла ПАО1 при максимальном контактном давлении 1 ГПа и скорости качения 2,5 м/с

Представлена методика определения долговечности сепараторов подшипников по условиям многоциклового усталости, включающая в себя моделирование динамики движения деталей подшипников, расчет истории изменения полей динамических напряжений и затем непосредственную оценку усталостной прочности сепаратора, в том числе на микроуровне около неметаллических включений. Расчет ведется для одного установившегося оборота сепаратора. По результатам динамического расчета с шагом в 2 градуса угла поворота сепаратора формируется 180 систем ускорений сепаратора и сил, действующих на него со стороны роликов и опорного кольца. Они передаются в пакет конечно-элементного анализа, где для каждой системы выполняется квазистатический расчет напряженно-деформированного состояния как всего сепаратора (макроуровень), так и подмодели с неметаллическим включением (микроуровень). Подмодель включает в себя твердое неметаллическое включение и окружающий включение металл. Она располагается в месте наибольшей концентрации макронапряжений. История изменения напряжений в металлической части подмодели передается в модуль усталостного анализа, где с использованием «метода падающего дождя» рассчитывается ее усталостная поврежденность за один оборот сепаратора. Правило суммирования поврежденности позволяет далее определить усталостную выносливость подмодели, которая и является усталостной выносливостью сепаратора.

Третья глава посвящена решению прикладных задач.

Проведен анализ эксплуатационных характеристик цилиндрического роликоподшипника типоразмера 2002834 и выполнена разработка мероприятий, направленных на совершенствование конструкции подшипника применительно к условиям его эксплуатации в опоре газотурбинного двигателя. Всего анализировалось 75 расчетных вариантов различных сочетаний значений параметров внутренней геометрии, охватывающих весь возможный диапазон их изменения. При анализе силовых и кинематических характеристик получено, что скорость скольжения роликов на внутренней дорожке качения (рисунок 4) не менее, чем на два порядка меньше по сравнению со скоростью качения. Критическое относительное скольжение в этих контактах ни в одном из вариантов не было меньше 0,025. Опасность возникновения заедания в рассмотренных условиях эксплуатации отсутствует.

Траектории движения центров масс внутреннего кольца и сепаратора имеют вид окружностей (рисунок 5), что свидетельствует о плавной работе подшипника, при которой в нем не возникает заметных ударных нагрузок. На рисунке 6 красная кривая обозначает прецессию сепаратора, желтая — равенство угловых скоростей внутреннего кольца и центра масс

сепаратора вокруг оси подшипника. Прецессия возникает, в частности, при перекосе колец 12' (варианты 36, 37) и увеличенном зазоре плавания (вариант 6). В этом режиме контакт сепаратора с внутренним кольцом фиксируется в одном месте на сепараторе, что даже при частичном масляном голодании вызывает локальный перегрев, ускоренный износ и разрушение сепаратора, что наблюдалось на практике. При совпадении угловых скоростей внутреннего кольца и кругового движения центра масс сепаратора их контакт происходит в одном и том же месте опорной поверхности кольца, возникает его локальный перегрев, искажение формы дорожки качения и, как следствие, увеличение контактных сил между кольцами и роликами. Оба описанных случая являются нежелательными.

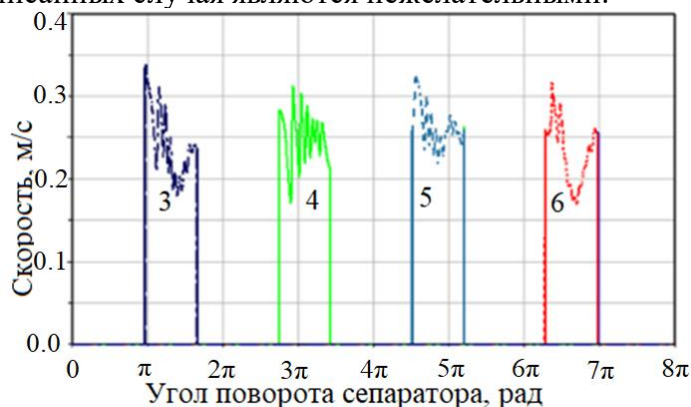


Рисунок 4 – Зависимость скорости скольжения от угла поворота сепаратора между 1-м роликом и внутренним кольцом за 3-6 обороты сепаратора

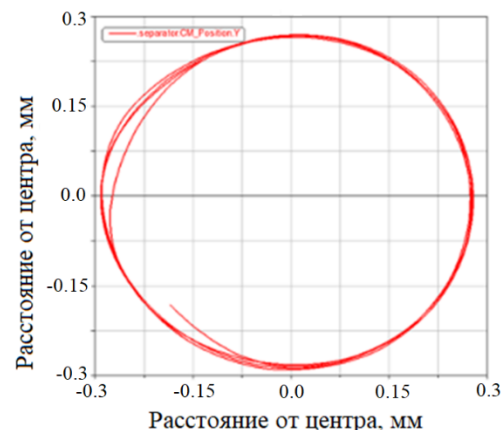


Рисунок 5 – Траектория центра масс сепаратора за 3-6 обороты сепаратора

Из результатов расчета износа в контакте ролика и осевой перемычки сепаратора следует, что за один оборот сепаратора диапазон глубины износа перемычки можно оценить, как $0,44 \cdot 10^{-8}$ мкм – $1,7 \cdot 10^{-8}$ мкм. При угловой скорости сепаратора 391,8 рад/с за 25000 часов эксплуатации глубина износа перемычки сепаратора составляет от 25 мкм до 96 мкм, что подтверждается данными эксплуатации. Износ поверхности роликов вследствие контакта с осевой перемычкой сепаратора в 176 раз меньше износа перемычки.

При расчете износа в контакте торцов ролика и борта внутреннего кольца получено, что пятно контакта даже при небольшом угле тангажа выходит на область притупления кромки на наружном диаметре борта. Это исключает возможность образования масляной пленки и реализуется режим граничного трения. Для исправления такой ситуации предложено выполнять торцевые поверхности бортов внутреннего кольца и роликов выпуклой формы. Это позволяет создать в контакте с роликом режим жидкостного трения и тем самым уменьшить и потери на трение, и износ. Пример исполнения такого выпуклого торца приводится на рисунке 7. Это решение защищено патентом № 2815566.

Глубина износа цилиндрических поверхностей ролика и дорожек качения подшипника типоразмера 2002834 за время эксплуатации превышает два микрона. Поскольку этот износ неравномерен в осевом направлении, то в результате превышает допуск на разность диаметров, а длина цилиндрического пояса в центре профиля ролика уменьшается примерно в два раза. Результат – увеличение углов тангажа и рысканья роликов, внутренних сил в подшипнике. Кроме того, суммарный износ рабочих поверхностей увеличивает рабочий радиальный зазор более, чем на 10 мкм, что заметно снижает долговечность подшипника по контактной усталости.

Представлены также примеры практической реализации методики определения долговечности сепараторов подшипников из стали 40XH2MA-III по условиям многоциклового усталости. Пример полученных методом конечных элементов в CAE ANSYS полей интенсивности макронапряжений приводится на рисунке 8. В рассмотренном случае в конечно-элементную модель сепаратора добавили подмодель с включением, центр которого расположен в месте максимальной интенсивности макронапряжений на глубине 50 мкм как от наружной поверхности сепаратора, так и от внутренней поверхности его окружной перемычки. Форма

включения – эллипсоид с полуосями 2 мкм, 3,5 мкм и 5 мкм. Материал включения – оксид с модулем упругости 375 ГПа и коэффициентом Пуассона 0,25.

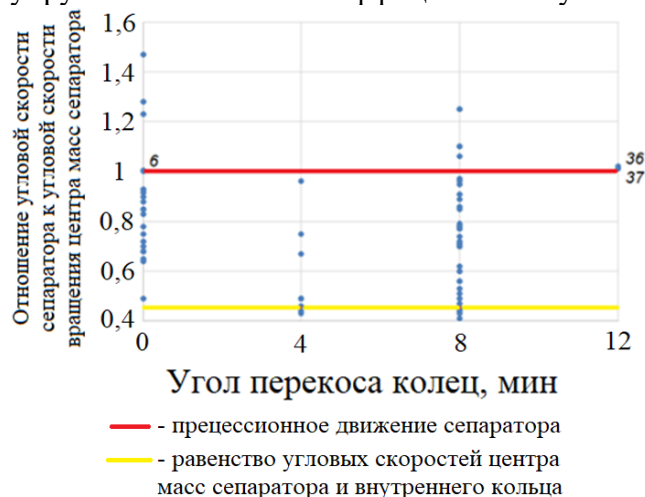


Рисунок 6 – Распределение величины отношения угловой скорости сепаратора к угловой скорости движения центра масс сепаратора вокруг оси подшипника в зависимости от угла перекоса колец для всех вариантов расчета

На рисунке 9 в качестве примера показано полученное в микромодели поле контактных давлений на поверхности между включением и матрицей на одном из шагов нагружения, а на рисунке 10 приводится поле накопленной за один оборот сепаратора усталостной поврежденности в сечении металлической матрицы плоскостью, проходящей через центр включения.

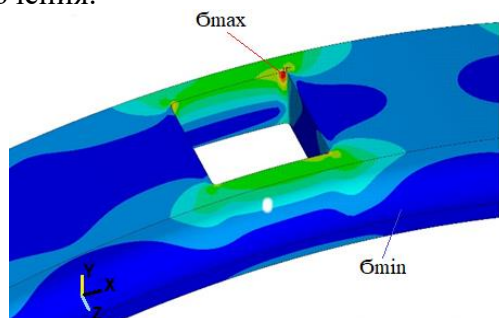


Рисунок 8 – Поле интенсивности напряжений в сепараторе роликового подшипника на одном из шагов нагружения, Па ($\sigma_{\max}=290$ МПа; $\sigma_{\min}=45109$ Па)

Полагая, что усталостному разрушению соответствует поврежденность равная единице, по приведенным на рисунке 10 данным можно оценить число оборотов работы сепаратора до разрушения. Наиболее неблагоприятное влияние на усталостную долговечность сепаратора оказывает перекося колец подшипника. В диссертации приводится пример расчета, в котором увеличение угла перекоса колец с 8 до 11 угловых минут уменьшило усталостную выносливость сепаратора на 4 порядка.

Реализация разработанной в главе 2 методики динамического расчета сделала возможным определение основных динамических характеристик роликового подшипника с короткими цилиндрическими роликами типоразмера 2002834 и получить рекомендации по усовершенствованию его конструкции, которые позволяют уменьшить износ перемычек сепаратора в 11 раз и увеличить примерно в 6 раз долговечность подшипника. Предложено увеличить число роликов с 18 до 24, что снижает динамические нагрузки и почти вдвое повышает долговечность подшипника; улучшить качество обработки рабочих поверхностей сепаратора (довести шероховатость осевых перемычек до R_a 0,8 мкм вместо 2,5 мкм) и повысить их твердость, благодаря чему износ сепаратора снижается более чем на порядок. Улучшены также профиль роликов, форма их торцов и бортов колец, величина радиального зазора и режимы

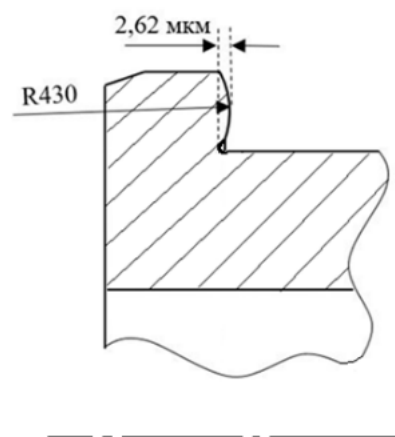


Рисунок 7 – Эскиз фрагмента внутреннего кольца подшипника с выпуклым торцом

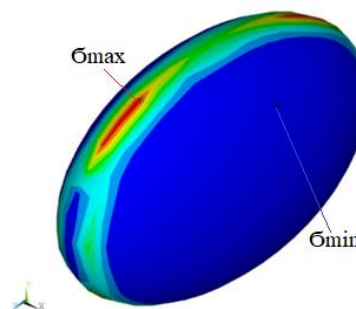


Рисунок 9 – Поле контактных давлений на поверхности между включением и матрицей на одном из шагов нагружения, МПа ($\sigma_{\max}=308,7$ МПа; $\sigma_{\min}=0$)

работы подшипника. К числу рекомендаций относится также целесообразность исключения возможности образования зазора в посадке наружного кольца в корпус. Указанные рекомендации используются в производственной деятельности в ПАО «ОДК-Кузнецов» при совершенствовании конструкции опоры компрессора среднего давления двигателя НК-36СТ, что подтверждается актом внедрения от 14.09.2024 г.

Результаты расчетов показали также целесообразность контроля и снижения загрязненности неметаллическими включениями заготовок из стали марки 40ХН2МА-Ш, предназначенных для изготовления массивных сепараторов высокоскоростных подшипников.

Динамика роликового подшипника с короткими цилиндрическими роликами типоразмера 1032930 в опоре газотурбинного двигателя на режиме его запуска показывает кратковременное увеличение проскальзывания в результате уменьшения радиальной силы при отключении стартера и изменения рабочего радиального зазора по мере изменения радиального градиента поля температуры (рисунок 11). В этих условиях динамическая модель позволила достаточно точно описать проскальзывание в подшипнике: наибольшее отклонение от экспериментальных данных составило 13 %. Полученные динамические характеристики использованы для расчета износа рабочих поверхностей подшипника. Для ограничения проскальзывания рекомендовано обеспечить плавное уменьшение радиальной нагрузки на ротор при отключении стартера.

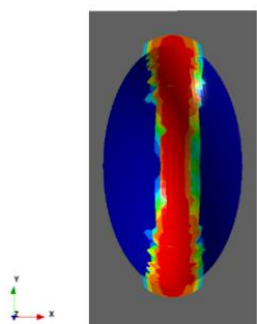


Рисунок 10 – Поле поврежденности матрицы на поверхности между включением и матрицей (Максимальное значение = $3,642 \cdot 10^{-5}$)

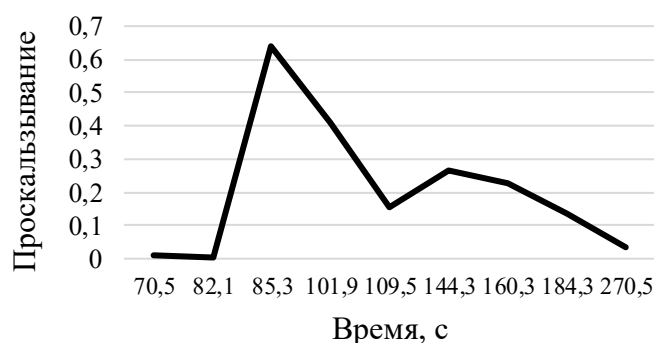


Рисунок 11 – График полученной расчетом зависимости проскальзывания сепаратора от времени в процессе разгона

Рассмотрен также расчет двухрядного конического роликового подшипника. При работе подшипника на внутреннее кольцо со стороны рядов роликов в каждый момент времени действуют разные по величине суммарные осевые силы, и оно вынуждено периодически смещаться в осевом направлении в пределах осевого зазора и осевых контактных деформаций с амплитудой 0,3 мм (рисунок 12). Одним из результатов осевых колебаний внутреннего кольца является отсутствие плавного движения его центра и в радиальном направлении. В рассматриваемом подшипнике траектория центра внутреннего кольца в проекции на перпендикулярную оси подшипника плоскость имеет изломы, что свидетельствует о периодических ударах в подшипнике (рисунок 13). Возникновение ударов обусловлено особенностями опирания внутреннего кольца одновременно на два ряда роликов. Эти особенности обеспечивают синхронизацию угловых скоростей вращения двух сепараторов. В начальный момент времени окна сепараторов располагались напротив друг друга, но за несколько оборотов устанавливается и сохраняется в дальнейшем состояние, при котором они сдвинуты на угол, немного меньший половины центрального угла между окнами.

Полученное при моделировании изменение угла рысканья одного из роликов приводится в качестве иллюстрации на рисунке 14.

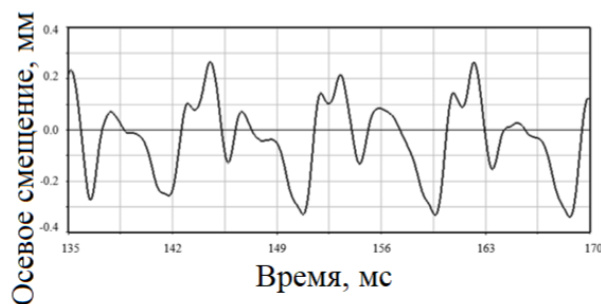


Рисунок 12 – Осевое смещение центра внутреннего кольца



Рисунок 13 – Полигональная траектория центра внутреннего кольца

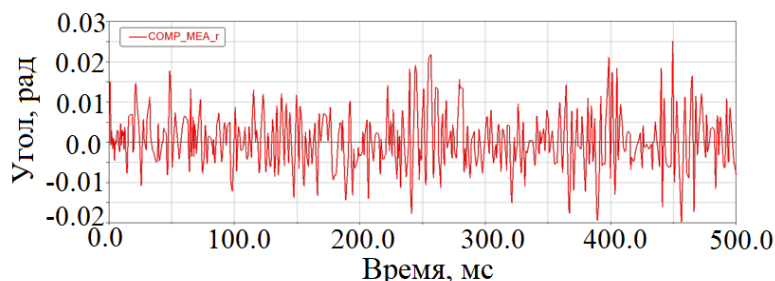


Рисунок 14 – Угол рысканья ролика двухрядного конического роликового подшипника

В результате расчетов получена зависимость контактной силы между торцами роликов и борта внутреннего кольца от приведенной кривизны контакта для рассматриваемого типоразмера конического роликоподшипника. Ее предельное значение (рисунок 15) достигается, когда границы пятна контакта доходят до границы взаимной проекции торцевых поверхностей, что исключает режим жидкостной смазки. При проектировании необходимо наряду с другими требованиями к условиям контакта указанных торцевых поверхностей обеспечить при перегрузках запас по величине контактной силы по отношению к ее предельному значению.

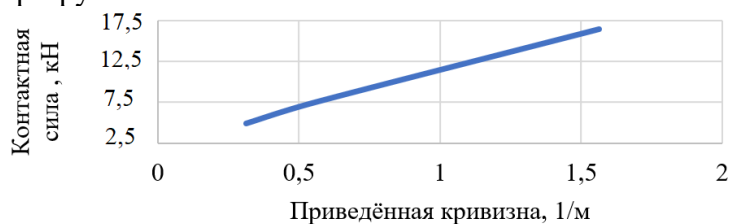


Рисунок 15 – График зависимости предельной контактной силы от приведенной кривизны контактирующих поверхностей

Определенную для первоначальных профилей ролика и дорожки качения внутреннего кольца скорость изнашивания в результате вызванных износом изменений необходимо пересчитывать после определенного периода для новых значений динамических контактных нагрузок. Расчет износа выполнялся для 9 кольцевых линий на дорожке

качения внутреннего кольца и поверхности ролика, проходящих через пятно контакта (рисунок 16).

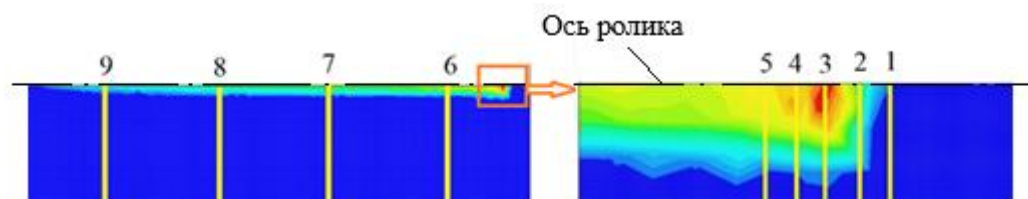


Рисунок 16 – Поле контактного давления ($P_{max}=1550$ МПа; $P_{min}=0$) и расположение линий износа относящихся к рисунку 18 и 19 на фрагменте конической поверхности ролика

В качестве пробного сначала был выполнен расчет с шагом, равным 3810 часов, представленный на рисунке 17. Он демонстрирует неустойчивость процесса расчета скорости изнашивания, вызванную большим шагом. Результаты расчета с шагом 1905 часов представлены на рисунке 18. Они показывают небольшое устойчивое изменение скорости изнашивания как для ролика, так и для дорожки качения внутреннего кольца. Дальнейшее уменьшение шага пересчета условий взаимодействия роликов и колец не привело к сколько-нибудь заметному уточнению

накопленной величины износа. Износ дорожки качения внутреннего кольца происходит примерно в 1,5 раза быстрее, чем износ роликов.

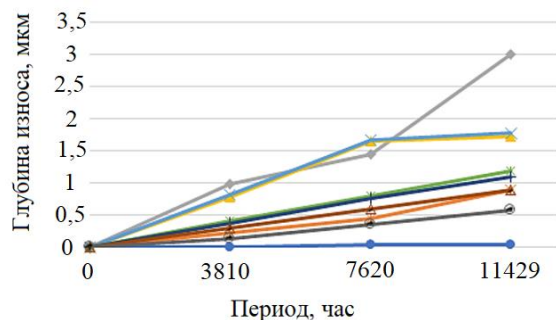


Рисунок 17 – Износ ролика, расчет с шагом 3810 часов

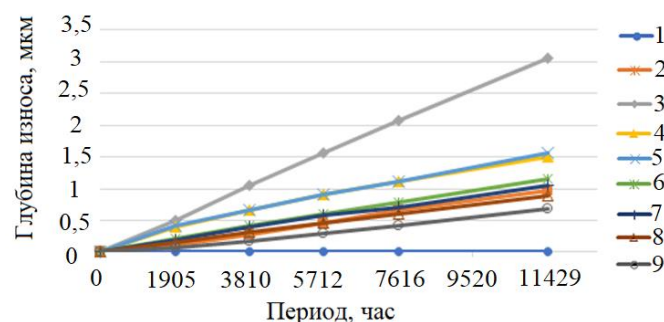


Рисунок 18 – Износ ролика, расчет с шагом 1905 часов

Некоторые результаты определения динамических контактных сил до и после износа иллюстрируются на рисунках 19 и 20, где они показаны для перекоса колец в 4 минуты. В результате износа происходит постепенное уменьшение силы соударения в контакте торца ролика и борта внутреннего кольца, то есть движение становится более плавным.

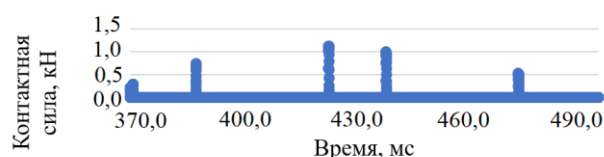


Рисунок 19 – Сила в контакте торца ролика и борта внутреннего кольца конического роликового подшипника с учетом износа за 11429 часов в течение одного установившегося оборота сепаратора

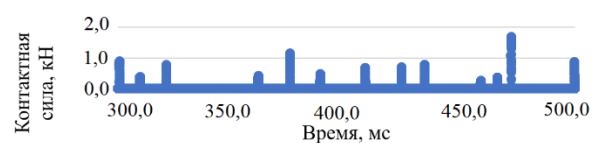


Рисунок 20 – Сила в контакте торца ролика и борта внутреннего кольца конического роликового подшипника до износа в течение одного установившегося оборота сепаратора

Полученные в главе 3 диссертации результаты свидетельствуют о практико-ориентированном характере разработанных в главе 2 методик. Они характеризуются комплексным подходом, использованием эффективных методов анализа. Показано согласие результатов моделирования с эксплуатационными данными, а практическое использование рекомендаций на производстве подтверждает их работоспособность.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

Решена актуальная научно-техническая задача в области динамики роликовых подшипников, направленная на обеспечение требуемой долговечности роликовых подшипников за счет комплексного моделирования динамики и связанных с ней процессов, возникающих при эксплуатации. Полученные результаты обладают как теоретической значимостью, так и практической ценностью.

1. Установлено, что при работе роликового подшипника в термической области кривой трения возникает самопроизвольный рост относительного скольжения, приводящий к возникновению заедания. На этой основе предложено новое условие предотвращения заедания: относительное скольжение не должно превышать критическое значение. Понятие критического относительного скольжения введено в работе как такое значение относительного скольжения, при котором коэффициент трения на кривой трения достигает максимума и которое является границей термической зоны на этой кривой; исследована зависимость этого параметра от контактного давления и температуры.

2. Разработана методика компьютерного моделирования динамики роликовых подшипников с учетом изнашивания при контактом гидродинамическом трении, впервые обеспечивающая контроль заедания и усталостного повреждения сепаратора; учитываются перекосы колец, неравномерность распределения давления вдоль оси роликов, их тангаж и рысканье, рабочие зазоры и профили поверхностей. Целесообразность практического использования разработанной методики при проектировании подшипников аэрокосмического назначения подтверждается актом о внедрении от 22.09.2025 г. ООО «ЗПП».

3. С помощью представленной методики создана динамическая модель двухрядного конического роликового подшипника и впервые в полной пространственной постановке исследована динамика движения и взаимодействия его элементов. Выявлены эффекты, не проявляющиеся в однорядных конструкциях: периодические осевые смещения внутреннего кольца в пределах осевого зазора и осевых контактных деформаций, полигональная траектория движения его центра, синхронизация угловых скоростей сепараторов.

4. Изучено взаимное влияние динамики и износа в роликовых подшипниках при жидкостном и граничном трении. Износ рабочих поверхностей изменяет динамические характеристики подшипника: вызванные износом изменения их геометрии могут как способствовать уменьшению динамических нагрузок в подшипнике, так и ухудшать условия его работы в зависимости от вызванных износом изменений профиля рабочих поверхностей и от его влияния величину рабочих зазоров. Определена область применимости методики расчета износа на основе усредненных параметров – она справедлива только при локальном герцевском контакте.

5. Разработана методика определения долговечности сепараторов подшипников по условиям многоциклового усталости, использующая результаты расчета динамики взаимодействия сепаратора с роликами и опорным кольцом и впервые учитывающая наличие твердых неметаллических включений в стали сепаратора. Показано, что уменьшение перекоса колец на одну угловую минуту способно увеличить долговечность сепаратора больше, чем на порядок, особенно при больших исходных перекосах. Выявлено существенное влияние условий нагружения, внутренних геометрических параметров и загрязненности сепараторной стали включениями на ресурс сепаратора; обоснована необходимость контроля уровня неметаллических включений в заготовках сепараторов из стали марки 40ХН2МА-Ш.

6. Для цилиндрического роликового подшипника с короткими роликами типоразмера 2002834 разработан комплекс конструктивных мероприятий, направленных на обеспечение требуемого ресурса опоры компрессора среднего давления двигателя НК-36СТ. Они касаются числа роликов, качества рабочих поверхностей, параметров внутренней геометрии, условий монтажа, режима работы подшипника и позволяют уменьшить износ перемычек сепаратора в 11 раз и увеличить примерно в 6 раз долговечность подшипника. Указанные рекомендации используются в производственной деятельности на ПАО «ОДК-Кузнецов» при совершенствовании конструкции опоры, что подтверждается актом внедрения от 14.09.2024 г.

Полученные результаты обеспечивают корректный учет рассмотренных ключевых факторов, определяющих долговечность роликовых подшипников, что позволяет достигать требуемых эксплуатационных показателей. Актуальные перспективы дальнейшей разработки темы включают следующие направления: 1) распространение разработанных методик на комбинированные модели других роликовых, а также шариковых подшипников; 2) адаптацию для керамических и гибридных подшипников с идентификацией параметров трения и коэффициентов износа; 3) построение вероятностной модели ресурса сепараторов с учетом распределения неметаллических включений (размер, форма, расположение, остаточные напряжения), верификацию влияния загрязненности на долговечность и формирование требований к металлургической чистоте; 4) разработку пользовательского модуля (автономный пакет/API-плагины к MSC.ADAMS, ANSYS) с проверкой риска заедания, оценкой износа и ресурса сепаратора и отчетными шаблонами для конструкторской документации и НИОКР.

СПИСОК ОСНОВНЫХ ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи, опубликованные в изданиях, рекомендованных ВАК России

1. Бражникова А.М. Моделирование напряженно-деформируемого состояния контактирующих поверхностей торца ролика и борта кольца конического роликоподшипника // Инженерный журнал: наука и инновации. –2022. –Т. 130, № 10. –С. 1-10.
2. Динамика двухрядных конических роликовых подшипников / Я.М. Клебанов, К.А. Поляков, А.М. Бражникова // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. –2024. –№ 2. –С. 3-9.

3. Динамические нагрузки и долговечность массивных сепараторов подшипников качения / Я.М. Клебанов, А.В. Урлапкин, И.Е. Адеянов, Т.М. Пугачева, К.А. Поляков, **А.М. Бражникова** // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – №11. – 2024 г.

Статьи, опубликованные в изданиях, индексируемых в базе Web of Science

4. Critical Sliding in Rolling Bearings under Hydrodynamic Friction / I.M. Klebanov, A.D. Moskalik, **A.M. Brazhnikova** // Journal of Friction and Wear. – 2022. – Т. 43. – №. 4. – С. 255-261.

5. Tapered Roller Bearing Rib-Roller End Interaction at Hydrodynamic Contact / I.M. Klebanov, **A.M. Brazhnikova**, K.A. Polyakov // Journal of Friction and Wear. – 2022. – Т. 43. – №. 6. – С. 391-397.

Статьи в сборниках научных трудов, материалов конференций

6. **Бражникова А.М.** Взаимодействие торцов роликов и борта кольца при гидродинамическом контакте конического роликоподшипника // Машины, агрегаты и процессы. Проектирование, создание и модернизация: Материалы международной научно-практической конференции. – Санкт-Петербург: НИЦ МС. –2023. –№ 6. –С. 6-9.

7. Пошаговое моделирование износа рабочих поверхностей роликовых подшипников при гидродинамическом трении / Я.М. Клебанов, **А.М. Бражникова** // Перспективы развития двигателестроения: материалы докладов международной научно-технической конференции 21–23 июня 2023 г., том 2. – Самара: Издательство Самарского университета. –2023. – С. 218-219.

8. Взаимодействие торцов роликов и борта кольца конического роликоподшипника при гидродинамическом контакте / Я.М. Клебанов, **А.М. Бражникова** // XLIX Самарская областная студенческая научная конференция: Естественные и технические науки [Электронный ресурс]. Апрель 10–21, 2023; Самара. Санкт-Петербург: Эко-Вектор Ай-Пи, 2023. –Т. 1. – С. 326-327.

9. Моделирование динамики движения и взаимодействия деталей роликового подшипника с короткими цилиндрическими роликами / Я. М. Клебанов, **А. М. Бражникова** // Перспективные материалы и технологии в авиадвигателестроении: Материалы Всероссийской научно-технической конференции, Самара, 04–06 октября 2023 года. – Самара: Самарский государственный технический университет, 2023. – С. 419-425.

10. Бражникова А.М. Моделирование связанной задачи динамики движения деталей роликовых подшипников и износа их рабочих поверхностей // L Самарская областная студенческая научная конференция: тезисы докладов. Естественные и технические науки. –2024. –Т. 1. – С. 297-298.

11. Условия возникновения заедания при гидродинамическом трении в подшипниках качения / Я.М. Клебанов, А.Д. Москалик. **А.М. Бражникова.** // Динамика и виброакустика машин (DVM-2022): сборник докладов шестой международной научно-технической конференции –2023. –С. 16-19.

12. Конечно-элементное моделирование напряженно-деформированного состояния в контакте торцов ролика и борта кольца конического роликоподшипника / Я.М. Клебанов, **А.М. Бражникова.** // Механика и машиностроение. Наука и практика: Материалы международной научно-практической конференции. –2022. –№5. –С. 17-19.

13. Бражникова А.М. Конечно-элементное моделирование напряженно-деформированного состояния в контакте ролика и внутренней дорожки качения цилиндрического роликоподшипника // Высокие технологии в машиностроении: материалы XXI Всероссийской научно-технической конференции с международным участием. –2024. – С. 14-16.

14. Динамические нагрузки и долговечность массивных сепараторов подшипников качения / Я.М. Клебанов, А.В. Урлапкин, И.Е. Адеянов, Т.М. Пугачева, К.А. Поляков, **А.М. Бражникова** // Динамика и виброакустика машин: сборник докладов седьмой международной научно-технической конференции. – 2024. – С. 285-287.

15. Бражникова А.М. Моделирование связанной задачи динамики движения деталей роликовых подшипников и износа их рабочих поверхностей // Сборник тезисов научно-технического конгресса по двигателестроению (НТКД-2024). – Москва: «Буки Веди». –2024. –С. 317-319.

Патент по теме диссертации:

16. Роликовый подшипник [Текст]: пат. 2815566 Рос. Федерация: МПК F 16 C 19/26 / авторы и заявители Клебанов Я.М., Мурашкин В.В., **Бражникова А.М.**; патентообладатель: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Самарский государственный технический университет".