

На правах рукописи

Сем

СЕМЕНОВА АННА СЕРГЕЕВНА

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ
ДОЛГОВЕЧНОСТИ МЕЖРОТОРНОГО ПОДШИПНИКА ПО КОНТАКТНЫМ
НАПРЯЖЕНИЯМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГТД

Специальность 2.5.15. – Тепловые, электроракетные двигатели и энергетические
установки летательных аппаратов

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва – 2022

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель	Леонтьев Михаил Константинович, доктор технических наук, профессор кафедры «Конструкция и проектирование двигателей», ФГОП ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)», (г. Москва)
Официальные оппоненты:	Клебанов Яков Мордухович, доктор технических наук, профессор кафедры «Механика», ФГБОУ ВО «Самарский государственный технический университет», (г. Самара) Бадамшин Ильдар Хайдарович, доктор технических наук, профессор кафедры «Авиационные двигатели», «Уфимский университет науки и технологии» (г.Уфа)
Ведущая организация	Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева»

Защита состоится «23» января 2023 года в 13:00 на заседании диссертационного совета 24.2.327.06 на базе Федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» по адресу: 125993, г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д.4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» <https://mai.ru>.

Автореферат разослан «___» _____ 2022г.

Учёный секретарь
диссертационного совета 24.2.327.06



В.М. Краев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования

В настоящее время в конструкциях современных двухкаскадных двигателей (ТРДДФ) достаточно широко применяются межвальные и межроторные подшипники качения (МРП), которые в силу своей конструкции находятся между двумя валами роторов, вращающихся с различной скоростью. В силу устоявшейся терминологии на предприятиях ОДК межвальными подшипниками называются подшипники, располагающиеся обычно в районе разделительного корпуса, межроторные подшипники – в турбинной части двигателя. Среди всего многообразия двигателей, где применяются такие подшипники, можно выделить российские двигатели АЛ-31Ф, АЛ-41Ф1С, РД-33МК, среди зарубежных двигателей М88-2, F110-GE-129, F119-PW-100 и другие.

В отличие от подшипников обычного типа с закрепленным наружным кольцом межроторные подшипники работают в более тяжелых условиях, связанных в первую очередь с частотой вращения валов, трудностями подвода охлаждающего масла, условиями сборки, часто сопровождающейся перекосами колец, статическими и динамическими нагрузками, приходящими на подшипники одновременно от двух роторов и рядом других. Одной из основных причин отказа МРП в условиях эксплуатации является возникновение значительных контактных напряжений и, как следствие, износ поверхностей качения. Задача определения долговечности подшипников решается сегодня в основном аналитическими методами, построенными на результатах многочисленных экспериментальных исследований, и на базе которых построен ряд стандартов, как российских, так и зарубежных. Вместе с тем следует отметить, что в этих стандартах при оценке контактных напряжений не учитываются большое количество факторов, действующих в работе подшипникового узла, что приводит часто к завышенной оценке долговечности. Среди них перекосы колец, податливость тонкостенных валов и корпусов, окружающих конструкцию подшипника, монтажные натяги и зазоры при установке подшипников в опору ротора, податливость колец подшипника и так далее. То есть сама задача расчета контактных напряжений и, соответственно, долговечности в общем случае является многофакторной. Решение задачи о контактных напряжениях с учетом всех действующих факторов может быть получено в конечно-элементной постановке численными методами. Поскольку решения задачи в многофакторной постановке не могут быть получены стандартными аналитическими методами, методика и модель, представленные в данной работе, имеют практическое значение в инженерном проектировании, и могут быть использованы как инструмент для расчетов жесткости, контактных напряжений и, соответственно, долговечности.

С учетом сказанного разработка методики расчета контактных напряжений МРП с учетом многих факторов и ее востребованности предприятиями ОДК является актуальной.

Степень разработанности темы

В существующей литературе крайне мало доступных работ, которые бы решали задачу по определению эквивалентной нагрузки, контактных напряжений в подшипнике от всей совокупности действующих факторов. Сложность задачи требует глубокой проработки аналитических зависимостей, если решается задача в аналитической постановке, либо в случае численного решения применения высокопроизводительных вычислительных комплексов. При этом требуется тщательная настройка модели, подготовка большого количества исходных данных, связанных с условиями работы подшипникового узла на различных режимах, учет многочисленных граничных условий при взаимодействии деталей между собой, применение алгоритмов исследования сходимости решения и оценка его точности. Существуют отдельные работы в этом направлении, как в России, так и за рубежом, однако конечные результаты в виде методических рекомендаций, методик или прочего инструментария в них практически не представлены. Все это и ограничивает развитие работ в этом направлении.

Объект исследования: радиальный роликовый подшипник 5АВ1002926Р4, изготовленный по ТУ3900-А, сверхлегкой серии с габаритными размерами 130x180x24 мм и с центрированием сепаратора по внутреннему кольцу.

Предмет исследования: долговечность МРП по контактным напряжениям смятия с противовращением роторов при проектировании ГТД.

Цель исследования: разработка расчетно-экспериментальной методики оценки долговечности межроторного подшипника и оценки долговечности по контактным напряжениям смятия.

Решены следующие научные задачи, позволившие достичь цели исследования:

1. Обзор существующей литературы по определению долговечности подшипников по контактным напряжениям смятия.
2. Подготовка конечно-элементной модели МРП и узла подшипника в составе экспериментального стенда.
3. Отработка методики численного моделирования контактных напряжений МРП с противовращением колец.
4. Определение долговечности МРП с использованием методики ЦИАМ (инженерная методика).

5. Подготовка и проведение эквивалентных ускоренных испытаний по подтверждению расчетной долговечности МРП на экспериментальном стенде ЦИАМ.

Методология и методы исследования. В работе использовались аналитические, численные и экспериментальные методы исследования. Аналитические расчеты проводились по инженерным методикам, заложенными в современный стандарт оценки напряжений и долговечности подшипников качения по методике ЦИАМ. Для решения численной задачи о напряженно-деформированном состоянии модели МРП использовались программные комплексы MSC.PATRAN и LS-DYNA. Для проведения экспериментальных работ использовался стенд ЦИАМ Т14-15/1, доработанный для испытаний на долговечность межроторного подшипника перспективного изделия. Контроль состояния подшипника после испытаний проводился на стенде входного контроля подшипников качения СП-180М.

Научные результаты, выносимые на защиту:

Методика подготовки модели МРП для проведения численного анализа в конечно-элементной постановке.

Методика определения долговечности МРП в составе экспериментального стенда.

Результаты исследований по влиянию дополнительных факторов, не учитываемых с стандартных методиках ISO 281:2007, ГОСТ 18855-2013, ISO 16281:2008.

Научная новизна результатов исследования, полученных лично автором, состоит:

Показано, что результаты аналитической оценки напряжений МРП при однонаправленном вращении роторов близки к численному решению.

Показано существенное влияние на контактные напряжения МРП противовращения роторов, а, следовательно, и на долговечность.

Показано влияние податливости корпуса подшипника, вала ротора, колец подшипника, сепаратора подшипника на напряжения в контактных поверхностях.

Показано существенное влияние перекоса колец в МРП на контактные напряжения и долговечность подшипника.

Показано, что не учет этих факторов ведет к завышению расчетной долговечности, получаемой по существующим стандартам.

Достоверность и обоснованность научных результатов, полученных в диссертации, достигается путем корректного применения достижений в области фундаментальных наук и теории прочности, выбора математических моделей повреждаемо-

сти и подтверждается сходимостью результатов численного моделирования с экспериментальными данными.

Теоретическая и практическая значимость работы. Создан алгоритм определения контактных напряжений, учитывающий многофакторность задачи и расчета долговечности в терминах технической спецификации ISO 16281:2008.

Разработана расчетно-экспериментальная методика определения контактных напряжений в межроторных подшипниках численным методом, подтвержденная испытаниями на экспериментальном стенде.

Методика отработана в рамках инженерных решений практических задач и используется в ОКБ им. А. Люльки при проектировании перспективных двигателей.

Полученные результаты могут использоваться:

- в работе конструкторских бюро, разрабатывающих ГТД;
- в высших учебных заведениях.

Апробация. Основные результаты диссертационной работы докладывались на V Международной научно-практической конференции «Инновационные направления в расчетах прочности с использованием суперкомпьютеров и грид-технологий», г. Снежинск 23-27 сентября 2019 г., на международной научно-технической конференции по авиационным двигателям ICAM 2020 (ФАО ЦИАМ им. П. И. Баранова, г. Москва) и в президиуме АССАД (ООО «ВЗСП», Вологда).

Публикации. Основные результаты диссертационной работы содержатся в 3-х научных работах, опубликованных в изданиях, входящих в перечень рекомендованных научных изданий ВАК, в докладах, сделанных на международных и общероссийских научных конференциях.

Автор лично:

- разработал методику и алгоритмы многофакторного численного расчета контактных напряжений смятия;
- провел численные расчеты и анализ полученных результатов;
- выполнил расчетный анализ долговечности МРП с полученными контактными напряжениями;
- подготовил программу ускоренных испытаний МРП на ресурс 2000 и 6000 часов;
- участвовал в подготовке стенда и сопровождал испытания;
- провел контроль состояния МРП после ускоренных испытаний на долговечность 2000 часов.

Все научные результаты получены самостоятельно.

Структура и объём диссертации.

Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложения. Материалы диссертации изложены на 117 страницах машинописного текста. Библиография включает 83 наименования работ отечественных и зарубежных авторов.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведено обоснование актуальности исследований и определены: объект и предмет исследования, основные методы, цели и задачи исследования, научная новизна, практическая значимость работы, а также сформулированы основные положения и результаты, выносимые на защиту.

В первой главе представлен обзор литературы и постановка задачи.

Среди всего многообразия двигателей, где применяются межроторные подшипники, можно выделить российские двигатели АЛ-31Ф, АЛ-41Ф1С, РД-33МК, среди зарубежных двигателей М88-2, F110-GE-129, F119-PW-100 и другие.

Межроторный радиальный роликовый подшипник (далее МРП), устанавливаемый между валом турбины низкого давления (ТНД) и валом турбины высокого давления (ТВД), является одним из самых проблемных узлов двигателя. При выявлении признаков дефекта межроторного подшипника двигатель отстраняется от эксплуатации, так как это может привести к заклиниванию роторов и выходу из строя всего двигателя.

На работоспособность и ресурс межроторного подшипника влияет совокупность различных факторов, как внутренних, так и внешних: гироскопический момент и перегрузка при эволюциях самолета, дисбаланс и скольжение роторов, изменение температуры и вязкости масла и др. Интенсивность и продолжительность воздействия указанных факторов в эксплуатации могут варьироваться в широких пределах.

Существующая техническая спецификация ISO 281:2007, ее расширение и стандарт ГОСТ 18855-2013 позволяют рассчитывать ресурс подшипника, используя динамическую грузоподъемность и вводя параметр предел усталостной нагрузки. Методики стандартов позволяют учитывать вращение роторов, температурное состояние подшипника. Гидродинамические процессы, развивающиеся в зоне контакта тел качения, учитываются с помощью полуэмпирических коэффициентов. Учитывается вязкость и загрязненность смазки, материал подшипников, его качество, чистота обработки контактных поверхностей.

Одной из основных причин отказа в условиях эксплуатации является возникновение значительных контактных напряжений и, как следствие, износ поверхностей качения. Техническая спецификация ISO 16281:2008 расширяет набор факторов, действующих на подшипник, используя также действующие в зонах контакта тел качения напряжения.

Вместе с тем следует отметить, что в этих стандартах не учитываются перекосы колец, не учитывается податливость тонкостенных валов и корпусов, окружающих конструкцию подшипника, хотя их податливость может существенно изменить значение эквивалентных нагрузок, а, следовательно, и контактных напряжений смятия. Не учитываются монтажные натяги и зазоры при установке подшипников в опору ротора, меняющихся от режима к режиму, не учитывается податливость колец подшипника, собственно вращение тел качения и так далее.

Предварительные оценки в ОКБ им. А. Люльки показали возможность решения многофакторной задачи о контактных напряжениях, связанной с конструктивными особенностями подшипникового узла, а также с условиями его работы. Такой подход является весьма важным и перспективным при проектировании новых двигателей, хотя и требует значительных вычислительных ресурсов.

С учетом сказанного была определена цель работы – разработка методики по оценке долговечности межроторных подшипников по контактным напряжениям с использованием численного моделирования от действующих на подшипник факторов. Для достижения цели исследования были поставлены следующие научные и практические задачи:

- обзор существующей литературы по определению долговечности подшипников по контактным напряжениям смятия;
- разработка методики численного моделирования контактных напряжений в МРП;
- определение долговечности МРП с использованием технической спецификации ISO 16281-2008;
- подготовка и проведение эквивалентных ускоренных испытаний по подтверждению расчетной долговечности МРП на экспериментальном стенде ЦИАМ.

Во второй главе приводится методика определения напряжений в контактных поверхностях качения МРП. Аналитические методы расчета контактных напряжений смятия построены на теории Герца контакта двух цилиндрических тел с допущениями: трение отсутствует; область контакта мала по сравнению с радиусами кривизны;

материалы соприкасающихся тел однородны, изотропны и абсолютно упруги. Численный расчет напряженно-деформированного состояния контакта позволяет учесть возможность решения контактных задач без допущений теории Герца, возможность расчета контактных напряжений в многофакторной постановке, в том числе с учетом направления вращения колец подшипника. Решались следующие задачи при построении КЭ модели в системе LS-DYNA: выбор характерного размера элементов, определяющий шаг расчетов, в том числе с учетом шероховатости контактных поверхностей; выбор численной формулировки конечных элементов; выбор метода интегрирования (явный, неявный). От их правильного выбора зависят продолжительность и точность расчетов.

Учет шероховатости контактных поверхностей и выбор величины размера конечных элементов (рисунок 1).

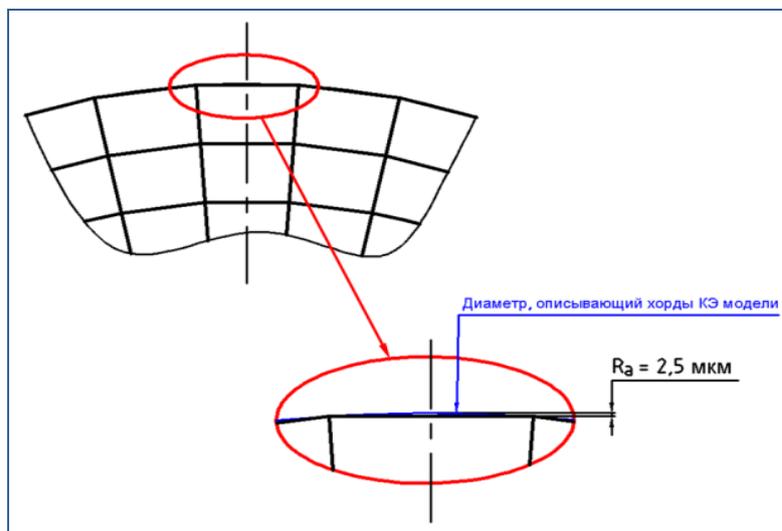


Рисунок 1 – Выбор величины хорды контактных поверхностей подшипника

Согласно чертежу подшипника параметр шероховатости контактирующей зоны тел качения с кольцами R_a (среднеарифметическое абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины) составляет 2,5 мкм. Для оценки влияния конечно-элементной сетки на результаты расчета было проведено два расчета с крупной и мелкой сетками. Так как объемная модель подшипника требует больших временных ресурсов расчеты проводились в 2D постановке.

По результатам расчётных исследований были сделаны следующие выводы. Предложенная методика учета шероховатости может быть использована для подбора

шага сетки по параметру R_q . Методика подходит для всех видов плоских и твердотельных конечных элементов.

Уменьшение размера КЭ сетки контактирующих поверхностей по параметру шероховатости не изменило результаты расчета и позволило использовать меньший расчетный ресурс.

КЭ сетки контактируемых поверхностей должны быть сопоставимы в связи с тем, что при подборе размера сетки по методике с учетом шероховатости поверхности размер сетки на кольцах идентичен размеру ролика, что приводит к завышению напряжений и не физическому их распределению в контакте.

Конечно-элементная модель для выбора формулировки элементов и метода интегрирования для построения динамической 3D модели представлена на рисунке 2.

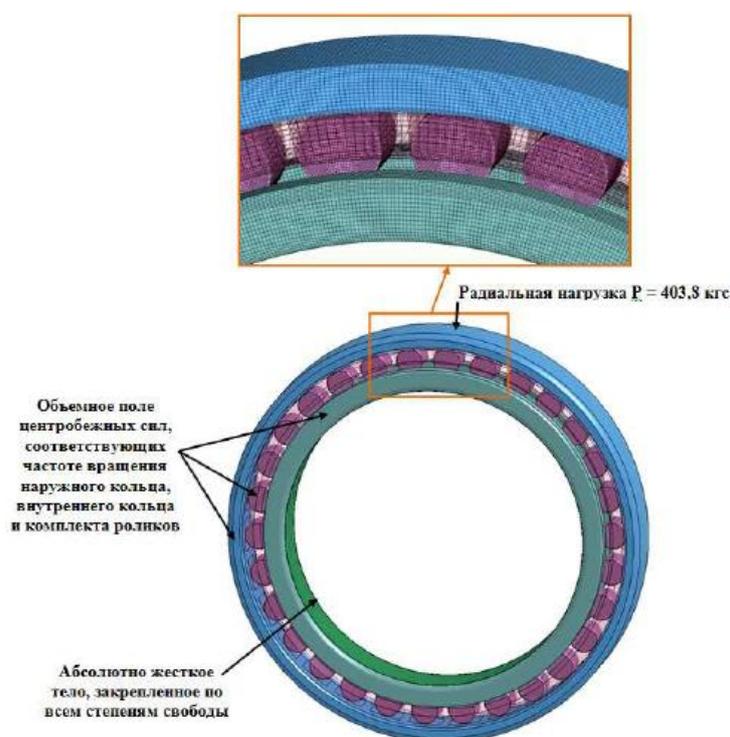


Рисунок 2 – Конечно-элементная модель подшипника

Оптимизация модели проводилась по критериям времени, затрачиваемого на расчеты и точностью расчетов. Получаемые значения определяются как методом интегрирования, так и самой формулировкой элементов конечно-элементной сетки – элементы полного интегрирования, либо элементы с равномерным распределением напряжений, таблица 1.

Расчеты проводились для двух направлений вращения колец подшипника – однонаправленного и противоположного. Расчеты проводились на вычислительном кластере РСК «Торнадо» на 12 узлах.

По результатам расчётных исследований были сделаны следующие выводы. Использование элементов с формулировкой 1 (объемные, с равномерным распределением напряжений) значительно снижают время расчета.

Таблица 1 – Результаты расчетов

Направление вращения колец	Время расчета, ч:мин:с	Напряжения сжатия (Зи главные, кгс/мм ²)	Метод интегрирования	Формулировка элементов
Биротативное вращение колец	16:30:50 (12 УЗЛОВ)	55,72	явный	2 – элементы полного интегрирования
	10:18:25 (12 УЗЛОВ)	76,91	явный	1 – элементы с равномерным распределением напряжений
	31:27:10 (12 УЗЛОВ)	55,78	неявный	2 – элементы полного интегрирования
Слутное вращение колец	16:59:20 (12 УЗЛОВ)	66,68	явный	2 – элементы полного интегрирования
	10:17:59 (12 УЗЛОВ)	110,6	явный	1 – элементы с равномерным распределением напряжений
	33:17:53 (12 УЗЛОВ)	67,17	неявный	2 – элементы полного интегрирования

При использовании элементов с формулировкой 2 (элементы полного интегрирования) являются предпочтительными, так как обнаружена хорошая сходимость с неявным методом расчета, а этот метод является более точным при определении напряжений.

Также рассматривалось влияние углов перекоса на контактные напряжения. К основным требованиям к углам перекоса относятся: не допускается работа подшипника с взаимным перекосом колец более 10°, максимальный угол перекоса в подшипниках с повышенным радиальным зазором может кратковременно в течение 0,1 - 0,2 % ресурса достигать 40°, допустимый угол перекоса для подшипника с короткими цилиндрическими роликами равен 4°.

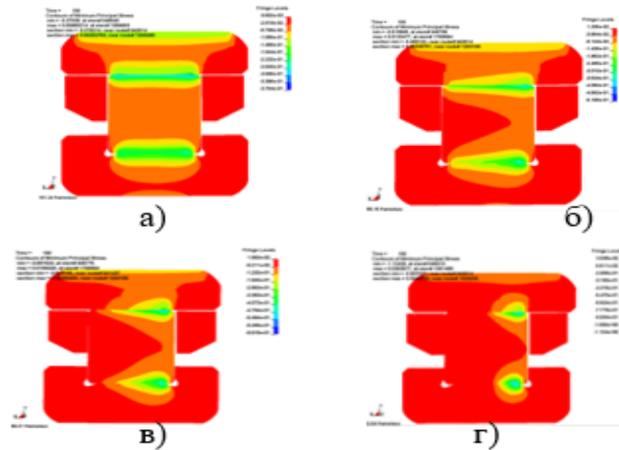


Рисунок 3 – Максимальные контактные напряжения: а) перекося колец 0°; б) перекося колец 4°; в) перекося колец 10°; г) перекося колец 40°

Для расчета были взяты модели из предыдущих разделов с поворотом колец на нужный угол с формулировкой элементов 2 (элементы полного интегрирования). Результаты расчетов представлены на рисунках 3,4.

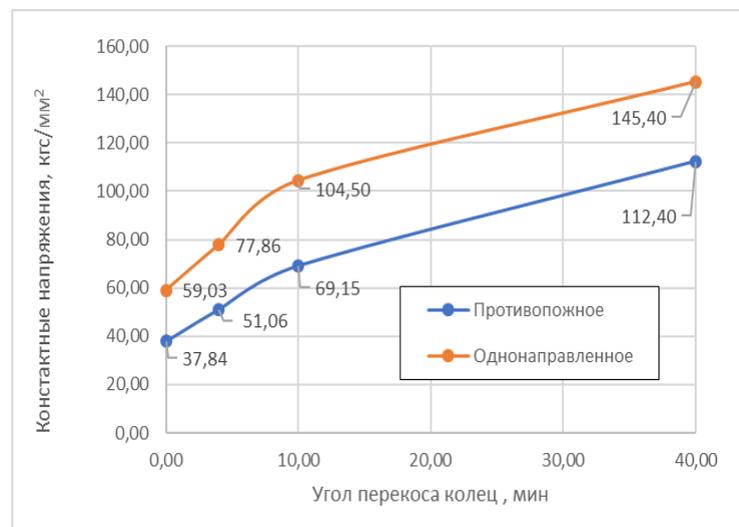


Рисунок 4 – График зависимости максимальных контактных напряжений в зависимости от углов перекося

При оценке долговечности подшипника необходимо учитывать угол перекося колец, так как даже при наличии допустимого угла перекося происходит возрастание контактных напряжений смятия.

В третьей главе представлен численный анализ напряжений МРП в составе экспериментального стенда. В модели были учтены следующие факторы: податливость колец и элементов конструкции, перекося колец при приложении нагрузки, ше-

роховатость поверхности контактных деталей подшипника с помощью подбора размера КЭ сетки, нелинейные свойства материала, вращение тел качения вокруг собственной оси. КЭ модель подшипника в составе узла станда, максимально приближенна к условиям его работы. В модели приняты следующие упрощения: не учтены штифты крепления колец подшипника в узле станда, не учтены податливость и зазор колец технологических подшипников (эти факторы могут создавать дополнительный перекос колец исследуемого подшипника). КЭ модель состоит из следующих деталей: вал, колокол, наружная втулка, внутренняя втулка, наружное кольцо подшипника, внутреннее кольцо подшипника, сепаратор, ролики, абсолютно жесткие тела, имитирующие подшипники станда (рисунки 5, 6).

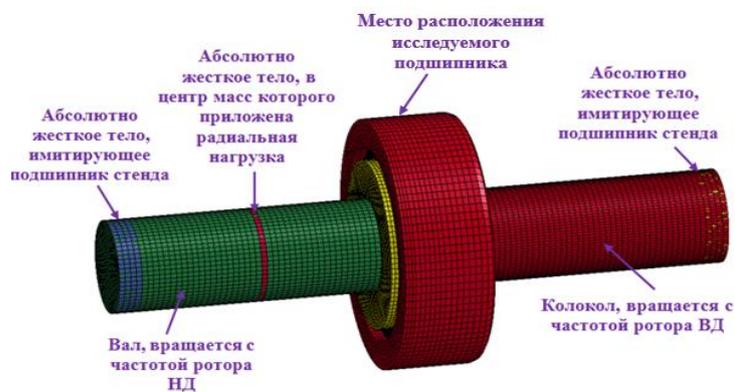


Рисунок 5 – Конечно-элементная модель узла станда с исследуемым подшипником

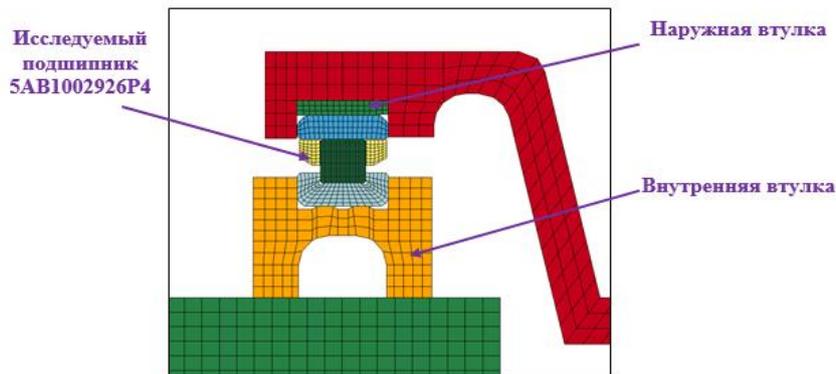


Рисунок 6 – Сечение конечно-элементной модели узла станда с исследуемым подшипником

Было проведено два динамических расчета с использованием кода LS-DYNA в явной постановке при противовращении и вращении в одном направлении. Результаты расчета представлены на рисунке 7.

По графику зависимости максимальных контактных напряжений от времени приложения нагрузки видно, что после приложения всех нагрузок произошла динамическая стабилизация процесса. Контроль расчета и его стабильность осуществлялись по значениям кинетической энергии вращающихся элементов конструкции во времени.

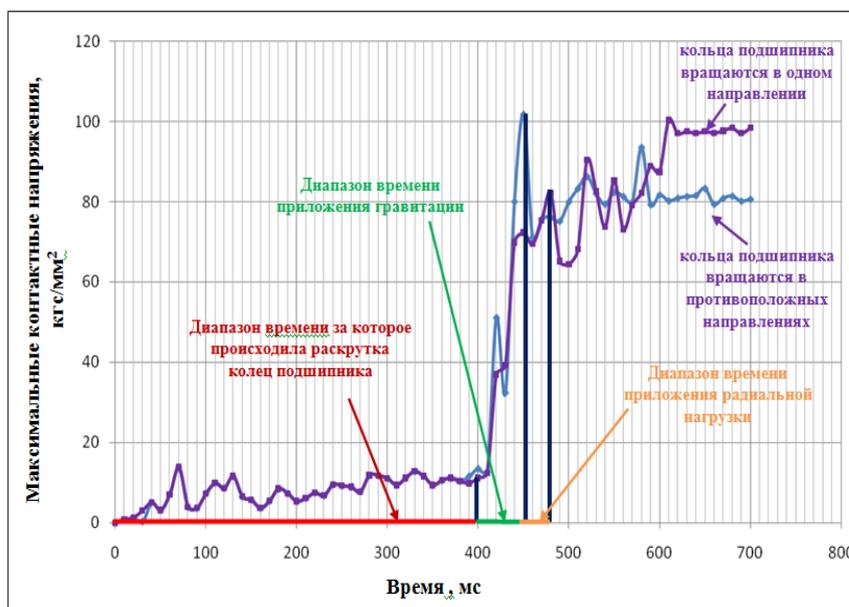


Рисунок 7 – Графики зависимости максимальных контактных напряжений от времени приложения нагрузки

При противовращении роторов, когда частота вращения роликов многократно превышает частоту вращения роликов при однонаправленном вращении роторов, следует учитывать вращение роликов, приводящее к значительному увеличению инерционных сил и, следовательно, контактных напряжений.

В четвертой главе рассмотрен сравнительный анализ напряжений смятия и как следствие сравнительный анализ долговечности радиального роликового подшипника 5AB1002926P4 при вращении колец как в одну, так и в противоположную сторону аналитическим и численным методами. В методике расчетной оценки долговечности подшипников качения не учитывается влияние вращения роликов вокруг собственной оси, приводящее к значительному увеличению инерционных сил и, следовательно, контактных напряжений. Также методика не учитывает перекосы колец

подшипника, податливость валов и корпусов, окружающих конструкцию подшипника. В таблице 2 представлен расчет по инженерной методике по аналитическим формулам.

Таблица 2 – Результаты расчета по аналитической методике

Параметр	Кольца вращаются в одном направлении	Кольца вращаются в противоположном направлении
Угловая скорость сепаратора ω_C , рад/с	1151,95	93,03
Центробежная сила тела качения P_C , кгс	116,21	0,76
Суммарная сила, действующая со стороны тела качения на дорожку качения наружного кольца $P_{\Sigma H}$, кгс	178,13	62,68
Линейная интенсивность распределения нагрузки по длине контакта q , кгс/мм	16,19	5,70
Расчетное напряжение смятия σ_{cm} , кгс/мм ²	99,25	58,87
Расчетная долговечность по напряжениям смятия, ч	799	320633

В главе также представлен расчет частоты вращения ролика вокруг собственной оси при различных вариантах вращения колец. Когда кольца вращаются в одном направлении (рисунок 7), число оборотов ролика в минуту вокруг собственной оси определяется как

$$n_w = (n_H - n_B) \frac{2D_0 \cdot K_1 \cdot K_2}{D_w} \quad (1)$$

Когда кольца вращаются в противоположных направлениях (рисунок 8), число оборотов ролика в минуту вокруг собственной оси определяется как

$$n_w = -(n_H + n_B) \frac{2D_0 \cdot K_1 \cdot K_2}{D_w} \quad (2)$$

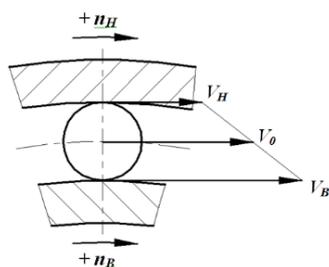


Рисунок 8 – Вектора мгновенных линейных скоростей - внутреннее и наружное кольца вращаются в одном направлении

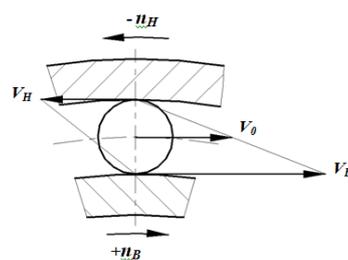


Рисунок 9 – Вектора мгновенных линейных скоростей - внутреннее и наружное кольца вращаются в противоположном направлении

Результаты расчета частот вращения ролика вокруг собственной оси при различных вариантах вращения колец даны в таблице 3.

Таблица 3 – Частота вращения ролика вокруг собственной оси

Варианты вращения колец подшипника	Частота вращения ролика вокруг собственной оси n_w , об/мин
Кольца вращаются в противоположных направлениях	143035,5
Кольца вращаются в одном направлении	22485,9

Из результатов расчета следует, что частота вращения тел качения роликового подшипника вокруг собственной оси, в случае, когда кольца вращаются в противоположные стороны, в 7,5 раз превышает частоту вращения тел качения, в случае, когда кольца вращаются в одном направлении.

Результаты расчета контактных напряжений подшипника аналитическим и методом численного моделирования показаны в таблице 4.

Для варианта, при котором кольца вращаются в одном направлении, разница контактных напряжений, полученных аналитическим методом и численным методом, составила менее 1 %. Разница по долговечности, составила около 6 %.

Для варианта, с вращением колец в противоположном направлении, разница контактных напряжений для аналитического и численного методов составила около 38 %. Расчетная долговечность, полученная по контактным напряжениям численного

расчета, отличается в меньшую сторону от значения, полученного по аналитической методике, более чем в 10 раз.

Таблица 4 – Сравнительный анализ результатов расчета

Параметр	Кольца вращаются в одном направлении	Кольца вращаются в противоположном направлении
Контактные напряжения (аналитический метод), кгс/мм ²	99,25	58,87
Контактные напряжения (численный метод), кгс/мм ²	98,37	81,37
Расчетная долговечность по контактными напряжениям смятия, рассчитанным аналитическим методом, ч	799	320633
Расчетная долговечность по контактными напряжениям смятия, рассчитанным численным методом (по средним, допускаемым значениям напряжений), ч	848	37137
Расчетная долговечность по контактными напряжениям смятия, рассчитанным численным методом (по минимальным, допускаемым значениям напряжений), ч	53,67	2513

В пятой главе описаны ускоренные испытания МРП на стенде ЦИАМ. Главная задача проведения ускоренных (эквивалентных) испытаний – подтверждение работоспособности радиального роликового подшипника 5AB1002926P4 в межроторной опоре подтверждения ресурса не менее 2000 часов при противоположном вращении колец.

Условия испытания – температурные, радиальные нагрузки, частота вращения, направление вращения валов используются при решении задачи о напряженно-деформированном состоянии контактной зоны роликов и колец.

Подтвержденный ресурс в неявной форме используется в свою очередь для сравнения с результатами численного анализа и подтверждения работоспособности разрабатываемой методики.



Рисунок 10 - Стенд Т14-15/1 для испытаний межроторных подшипников

Ускоренные ресурсные испытания подшипника проводились на стенде ЦИАМ Т14-15/1 (Рисунок 10). Стенд позволяет испытывать подшипники с одновременным вращением колец, при их независимом вращении с разными оборотами как в одну, так и в противоположные стороны, с замером температур вращающихся колец с помощью токосъемников. При испытаниях на этом стенде подшипник нагружается радиальными нагрузками.

Исследуемый подшипник устанавливается между двумя роторами узла испытаний, каждый из которых имеет свой привод от электродвигателя (Рисунок 11).

Для проведения ресурсных испытаний подшипника 5AB1002926P4, размеры которого больше, чем у ранее исследованных подшипников, была разработана схема его установки в узел испытания стенда и изготовлен новый вал привода наружного кольца.

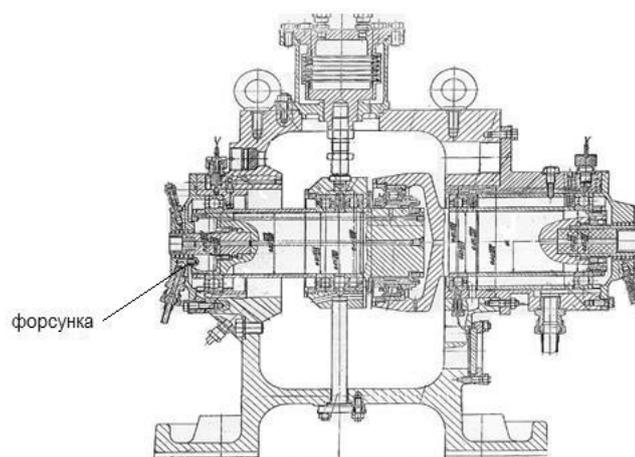


Рисунок 11 - Узел испытаний подшипникового стенда

Дополнительно были изготовлены и доработаны втулки под внутреннее и наружное кольца подшипника, обеспечивающие требуемую посадку колец и подачу масла через отверстия во внутреннем кольце.

Система подачи смазки к испытуемому подшипнику аналогична той, которая существует на двигателе. Для подачи масла к исследуемому подшипнику на торце вала – привода внутреннего кольца выполнен карман, в который масло поступает из форсунки, установленной на неподвижном корпусе (Рисунок 12).

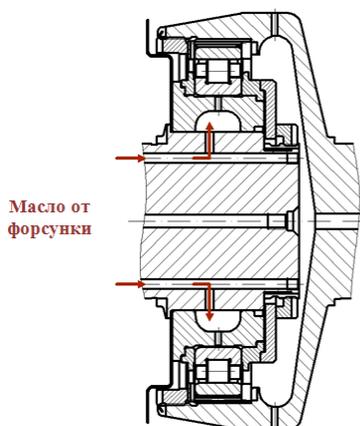


Рисунок 12 – Схема подвода масла к подшипнику

Под действием центробежных сил масло из кармана по горизонтальным каналам и радиальным отверстиям поступает под втулку, на которой установлено внутреннее кольцо подшипника, и далее, через отверстия втулки и внутреннего кольца, в подшипник. Чтобы предотвратить попадание дополнительного объема масла к испытуемому подшипнику от подшипников узла нагружения, на внутреннем валу был установлен экран в виде отражающего диска.

Для смазывания и охлаждения подшипника во время испытаний использовалось масло ИПМ-10, плотность которого при температуре 95...100 °С равна $\rho = 0,776...0,773 \text{ г/см}^3$. Для обеспечения допускаемой температуры колец подшипника (не более 200°С) экспериментальным путём была подобрана форсунка с диаметром отверстия 1,5 мм, которая при давлении в маслосистеме 3,5 кг/мм² обеспечила расход масла 2,5...2,8 л/мин. Тонкость фильтрации масла, поступающего к испытываемому подшипнику 16 мкм.

Монтаж внутреннего кольца подшипника производился с натягом 0,01...0,028 мм, а наружного кольца - с зазором 0,008...0,011 мм.

На рисунке 13 показаны результаты, полученные в процессе эквивалентных испытаний межроторного подшипника с противовращением роторов на стенде ЦИ-АМ.

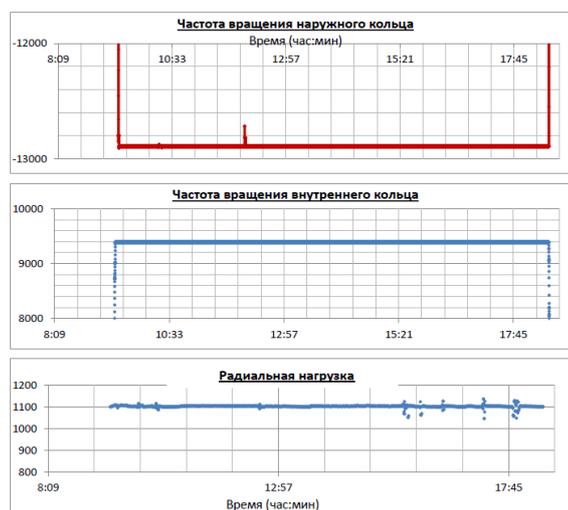


Рисунок 13 - Условия проведения испытаний роликоподшипника на подтверждение ресурса 2000 часов

Из графиков видно, что частоты вращения колец исследуемого роликоподшипника и воспринимаемая им радиальная нагрузка соответствовали заданным значениям и не изменялись в процессе испытаний.

Температура внутреннего кольца не превышала величины $125 \pm 2^\circ\text{C}$, а температура наружного кольца – $160 \pm 2^\circ\text{C}$.

После зачета ресурса 2000 часов был проведен входной контроль подшипника на стенде входного контроля характеристик подшипников СП-180М, позволяющем в автоматическом режиме обеспечить зажим, центрирование, вращение, создание ради-

альной и осевой нагрузки на испытуемый подшипник и провести контроль состояния подшипника.

В процессе контроля состояния МРП проводился комплексный анализ, включающий спектральный анализ, анализ СКЗ в низко, средне и высокочастотных диапазонах, расчет пик-фактора в низко и высокочастотном диапазоне, анализ спектра огибающей. Полученные результаты сравнивались с параметрами подшипника, полученными на данном стенде до начала ресурсных испытаний. В результате вибрационного исследования каких-либо импульсных процессов, связанных с возможными дефектами подшипника, полученных в процессе ресурсных испытаний не выявлено.

Затем испытания были продолжены на подшипниковом стенде Т14-15/1 ФАУ «ЦИАМ им. П.И. Баранова» для подтверждения ресурса 6000 часов. После выхода на режим испытаний и наработки на нем в течение 1 часа 40 минут испытуемый роликоподшипник заклинило.

Некоторые результаты второго этапа испытаний до момента заклинивания представлены на рисунках 14.

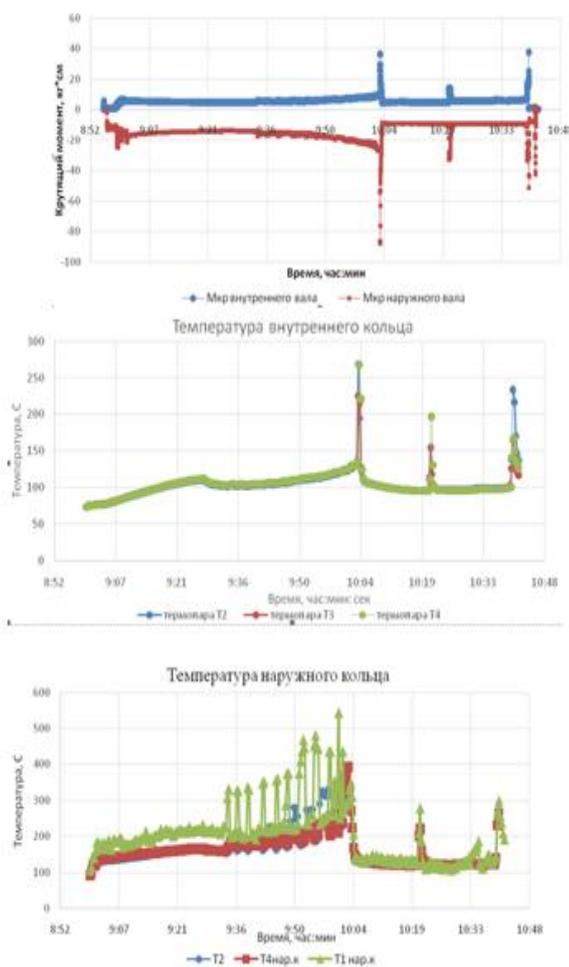


Рисунок 14 - Результаты второго этапа испытаний к моменту заклинивания

На графиках температур колец наблюдается корреляция всплесков величин температур на кольцах подшипника с резкими повышениями крутящих моментов на валах-приводах.

Из показаний термопар на кольцах подшипника видно, что температура внутреннего кольца в моменты заклинивания подшипника достигала более 250 °С, а температура наружного кольца – более 400 °С.

Осмотр показал, что элементы подшипника подверглись повышенным температурам. На кольцах видны следы побежалости и коксования масла (Рисунок 15).



Рисунок 15 – Элементы подшипника после испытаний

При выполнении данных ускоренных испытаний наработка роликоподшипника 5AB1002926P4 №2 с противоположным вращением колец и воспринимаемой им радиальной нагрузкой, значения которых соответствовали заданным и не изменялись в процессе испытаний, составила до появления дефекта 106 часов. Таким образом, для подшипника, имеющего ресурс 2000 часов, подтверждена дополнительная работоспособность на эксплуатационных режимах в межроторной опоре в течение 2405 часов, что подтверждает возможность с запасом 1,3 увеличить ресурс исследованного роликоподшипника на 1850 часа, т.е. до 3850 часов.

Основной причиной повреждения подшипника является заклинивания роликов, которое привело к износу поверхности в канавке дорожки качения внутреннего кольца подшипника и нагреву подшипника. Нагрев привел к растрескиванию сепаратора. При этом можно отметить сохранение целостности подшипника.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Решена актуальная научно-техническая задача создания численного метода, дающего возможность более достоверно определять долговечность МРП по контактными напряжениям смятия с противовращением роторов при проектировании ГТД. Основные выводы по работе:

1. Разработана методика подбора КЭ сетки вращающихся деталей МРП для динамического расчета с учетом шероховатости поверхности.
2. Разработан метод численного моделирования контактных напряжений смятия, учитывающий многофакторность задачи для определения долговечности подшипников качения при проектировании ГТД.
3. Разработанный метод позволяет учесть вращение роликов вокруг своей собственной оси при противовращении роторов.
4. Ускоренные ресурсные испытания подшипника на стенде ЦИАМ подтвердили ресурс 3850 часов. Значение попадает в диапазон долговечностей, рассчитанных по контактными напряжениям, полученных численным методом.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

В изданиях, рекомендованных ВАК:

1. **Семенова А.С.,** Зубко А. И. Исследование технического состояния межроторного подшипника на стенде исследований характеристик подшипников СП-180М после прохождения ресурсных испытаний за ресурс 2000 часов / Вестник Московского авиационного института. — 2019. — Т. 26. — № 2. — С. 126-138.
2. **Семенова А.С.,** Кузьмин М.В. Подбор дискретности конечно-элементной сетки для вращающихся деталей межроторного подшипника газотурбинного двигателя с учетом шероховатости / Вестник Московского авиационного института. — 2020. — Т. 27. — № 3. — С. 134-142.
3. **Семенова А.С.,** Кузьмин М.В. Отработка методики численного анализа напряжений смятия в роликовых подшипниках / Вестник Московского авиационного института. — 2022. — Т. 29. — № 3. — С. 180-190.

Публикации по теме диссертации в материалах конференций:

4. **Семенова А.С.,** Кирсанов А.Р. Исследование влияния частоты вращения внутреннего кольца сегментного керамического подшипника на его прочность. / Всероссийская научно-техническая конференция «Авиадвигатели XXI века». Сборник тезисов докладов. — Москва, ЦИАМ им. П.И. Баранова, 24-27 ноября 2015 г. — С. 531.

5. **Семенова А.С., Кирсанов А.Р.** Численное моделирование вращения межроторного подшипника с имитацией реальных условий работы. / Всероссийская научно-техническая конференция «Авиадвигатели XXI века». Сборник тезисов докладов. — Москва, ЦИАМ им. П.И. Баранова, 24-27 ноября 2015 г. — С. 532.

6. **Семенова А.С., Петров Н.И. и др.** Поискные исследования работоспособности различных типов подшипников для их применения в опорах перспективных двигателей. / Международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» Сборник тезисов докладов. — Самара, Самарский университет, 23-25 июня 2021 г. — Т.2, С. 353-354.