

Южно-Уральский государственный университет

На правах рукописи

Чернейко Сергей Викторович

ПОВЫШЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ
СКОЛЬЖЕНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ТЕКСТУРИРОВАНИЕМ
ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ

Специальность

05.02.02 – «Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Диссертация

на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:

доктор технических наук, доцент

Задорожная Елена Анатольевна

Челябинск – 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ	13
1.1. Основные конструкции упорных подшипников скольжения ТК и анализ условий их эксплуатации	13
1.2. Обзор направлений исследований упорных подшипников скольжения	26
1.3. Влияние шероховатости и текстурирования несущей поверхности на гидромеханические характеристики упорных подшипников скольжения	30
1.4. Цель и задачи исследования	35
ГЛАВА 2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С ЛАЗЕРНЫМ ТЕКСТУРИРОВАНИЕМ	37
ПОВЕРХНОСТИ	
2.1. Геометрия упорного подшипника скольжения	37
2.2. Модель смазочного материала	42
2.3. Определение поля гидродинамических давлений в смазочном слое упорного подшипника скольжения с лазерным текстурированием поверхности	44
2.4. Многосеточный метод решения уравнения Рейнольдса	47
2.5. Алгоритм расчета несущей способности и гидромеханических характеристик сопряжения	50
2.6. Выводы по главе 2	54
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ	55
3.1. Описание экспериментального стенда	55
3.2. Постановка задач и планирование эксперимента	65
3.3. Обработка результатов экспериментальных исследований	67
3.4. Результаты эксперимента	70
3.5. Сравнение экспериментальных и расчетных исследований	74

3.6. Выводы по главе 3	76
ГЛАВА 4. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ С ЛАЗЕРНЫМ ТЕКСТУРИРОВАНИЕМ ПОВЕРХНОСТИ ТРЕНИЯ	78
4.1. Исследование влияния параметров лазерного текстурирования поверхности трения на несущую способность подшипника	78
4.2. Оптимизация параметров поверхности сегментов подпятника	84
4.3. Выводы по главе 4	91
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	92
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	94
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	96
ПРИЛОЖЕНИЯ	105
Приложение А.	106
Приложение Б.	108
Приложение В.	109

ВВЕДЕНИЕ

Турбокомпрессоры (ТК) в настоящее время получили широкое распространение в энергетическом [14–16] и транспортном машиностроении. Наибольшее применение в последнее время ТК нашли в системе наддува двигателей внутреннего сгорания (ДВС), что позволяет значительно увеличить эффективную мощность двигателя, снизить удельный расход топлива. Для создания достаточного давления наддува ротор ТК должен вращаться с очень высокой скоростью, достигающей 10000 – 25000 1/с.

Одними из основных элементов, определяющих надежную работу ТК, являются узлы трения. В частности, для ограничения осевого движения ротора турбокомпрессора применяются упорные гидродинамические подшипники скольжения (ПС). Упорный ПС со стороны компрессора воспринимает осевые усилия, действующие на ротор в направлении от турбины к компрессору и должен обладать достаточной несущей способностью и надежностью в условиях высоких рабочих температур. Для охлаждения и повышения надежности ПС к ним подается под давлением моторное масло.

Ресурс ТК во многом определяет конструкция подшипников скольжения. Обычно упорный ПС состоит из пяты, вращающейся вместе с ротором, и неподвижного подпятника. Широкое распространение получили гидродинамические упорные ПС с макропрофилированием поверхности трения подпятника в виде сегментов с наклонными поверхностями, «ступеньками Рэлея» или иным профилем. В то же время в машиностроении для повышения несущей способности (НС) все большее распространение получает микропрофилирование поверхностей трения.

Положительный опыт использования одного из перспективных современных способов микропрофилирования – лазерного текстурирования (создание определенных свойств микропрофиля поверхности трения с помощью обработки лазерными импульсами) (ЛТ) для повышения НС различных трибосопряжений позволяет применить такой вид обработки и для упорных ПС турбокомпрессоров ДВС.

Исследованию работоспособности гидродинамических упорных ПС различных машин и механизмов посвящено большое количество теоретических и экспериментальных работ. Значительный вклад в решение задачи повышения их несущей способности внесли многие отечественные и зарубежные ученые: А.В. Алехин, С.Г. Дадаев, В.Н. Каминский, В.А. Максимов, Е.А. Новиков, Л.А. Савин, И.В. Сайчук, А.А. Стручков, В.И. Суркин, М.Е. Подольский, М.Б. Хадиев, К. Адаши, К. Айзава, В. Брицмер, Буржен, Х. Ванг, Главаткиш, Гэй, К. Като, И. Клигерман, Олож, Пандей, Г. Рык, Филлон, Г. Хальперин, Шарма, И. Этсион, и др.

Значительных успехов в исследовании микротекстурирования, в частности в ЛТ различных трибосопряжений достигли: С.М. Аллен, В.П. Булатов, Дж.А. Валловит, М. Гейгер, Д.Б. Гамильтон, Г. Думитру, И. Клигерман, А. Ковальченко, Х.Л. Коста, А. Розн, Г. Рык, Г. Хальперин, П.Б. Хуинх, И. Этсион и др.

Однако анализ рассмотренных работ показал, что исследования ПС с лазерным текстурированием, как правило, носят экспериментальный, эмпирический характер. Математические модели и методики расчета НС и гидромеханических характеристик (ГМХ) упорных подшипников скольжения ТК с ЛТ практически не разработаны, что, безусловно, сдерживает их широкое внедрение в практику. Отсутствуют рекомендации по использованию современных смазочных материалов, обладающих неньютоновскими свойствами для таких ПС.

Поэтому проведение комплексных исследований по повышению несущей способности гидродинамических упорных подшипников скольжения турбокомпрессоров текстурированием поверхностей трения обуславливает актуальность представленной работы.

Основные разделы диссертации выполнены в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2015 годы» (№П503, № 16.740.11.0073, № П2019, № 14.740.11.1284); при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проекты № 07-08-00554, № 10-08-00424, НК-13-08-00875\13\14); по государственному заданию Министерства образования и науки РФ (Регистрационный номер 7.2813.2011), а также в рамках гранта Министерства образования и науки Российской Федерации

по реализации прикладных исследований по лоту код 2014-14-579-0109. Уникальный идентификатор прикладных научных исследований (проект) RFMEFI57714X0102. Соглашение № 14.577.21.0102.

Цель исследования – повышение несущей способности гидродинамических упорных подшипников скольжения турбокомпрессоров текстурованием поверхностей трения.

Задачи исследования:

1. Разработать математическую модель процессов, происходящих в смазочном слое гидродинамического упорного ПС с различными типами лазерного текстурования поверхностей трения сегментов и учетом, в общем случае, неньютоновских свойств применяемых масел.
2. Разработать алгоритм и программу расчета несущей способности и гидромеханических характеристик упорных ПС с лазерным текстурованием поверхностей сегментов
3. Провести экспериментальные исследования для оценки адекватности разработанной математической модели.
4. Исследовать влияние параметров лазерного текстурования поверхности трения на несущую способность и гидромеханические характеристики упорных подшипников.
5. Определить наилучшие параметры лазерного текстурования применительно к разработанной конструкции упорного ПС ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С.
6. Сформировать на основе полученных результатов исследований рекомендации по проектированию упорных ПС.

Научная новизна.

1. Разработана и численно реализована математическая модель процессов течения неньютоновской жидкости в смазочном слое гидродинамического упорного ПС с макро- и микропрофилированием поверхностей трения, позволяющая определять несущую способность и гидромеханические характеристики трибосопряжения с различными типами лазерного текстурования

2. Получены зависимости несущей способности и гидромеханических характеристик трибосопряжения от параметров лазерного текстурирования поверхностей трения с применением метода оптимизации для упорного ПС турбокомпрессора.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Теоретическая значимость.

1. Разработанная математическая модель позволяет определять несущую способность и гидромеханические характеристики аналогичных трибосопряжений широкого класса роторных машин с лазерным текстурированием поверхностей трения, смазываемых неньютоновской жидкостью.

2. Полученные зависимости несущей способности и гидромеханических характеристик трибосопряжения от параметров лазерного текстурирования поверхностей трения, позволяют определить оптимальные параметры текстурирования для сегментных подпятников упорных подшипников скольжения различных турбокомпрессоров.

Практическая значимость.

1. Создано и зарегистрировано в Федеральной службе по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам программное обеспечение, позволяющее при проектировании гидродинамических упорных ПС оценить влияние на ГМХ различных типов лазерного текстурирования поверхностей трения, других конструктивных, режимных и эксплуатационных факторов.

2. На основе результатов параметрических исследований, выполненных с помощью разработанных при участии автора комплексов программ «Секторный подпятник» и «Секторный подпятник-II», предложено техническое решение, защищенное патентом на полезную модель «Упорный гидродинамический подшипник скольжения», которое позволяет повысить несущую способность и улучшить гидромеханические характеристики упорного ПС.

3. Выполнена оценка влияния геометрии сегментов упорного ПС на его несущую способность и гидромеханические характеристики, оптимизирован профиль

несущей поверхности сегментов для упорного ПС турбокомпрессора ТКР-8,5С производства ОАО НПО «Турботехника».

Методология и методы исследования.

Объект исследования. Процессы, происходящие в смазочном слое упорного подшипника скольжения с ЛТ поверхностями трения.

Предмет исследования. Закономерности, связывающие геометрические параметры лазерного текстурирования поверхностей трения упорного подшипника скольжения с его несущей способностью и гидромеханическими характеристиками.

Методы исследования. Математическое моделирование и экспериментальные исследования. Метод конечных разностей был использован для решения модифицированного уравнения Рейнольдса. Оптимизация ПС проведена на основе метода «Крутого восхождения». Экспериментальные исследования проводились в лаборатории триботехники Израильского технологического института – «Технион» (г. Хайфа).

Положения, выносимые на защиту.

1. Разработанная математическая модель процессов течения неньютоновской жидкости в смазочном слое гидродинамического упорного ПС с макро- и микропрофилированием поверхностей трения.
2. Алгоритм численной реализации математической модели процессов течения неньютоновской жидкости в смазочном слое гидродинамического упорного ПС с макро- и микропрофилированием поверхностей трения.
3. Полученные зависимости несущей способности и гидромеханических характеристик трибосопряжения от параметров лазерного текстурирования поверхностей трения.
4. Результаты экспериментальных исследований.
5. Результаты расчета разработанной конструкции упорного ПС ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С с лазерным текстурированием поверхностей трения на основе предложенного технического решения.

6. Рекомендации по проектированию упорных ПС с лазерным текстурированием поверхностей трения.

Степень достоверности и апробация результатов.

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

Реализация. Разработанное методическое, алгоритмическое и программное обеспечение используются при проектировании упорных гидродинамических подшипников скольжения в ГСКБ «Трансдизель» г. Челябинск, а также в учебном курсе «Триботехника» при подготовке специалистов, бакалавров и магистров на автотракторном факультете Южно-Уральского государственного университета.

Апробация. Результаты работы были представлены и обсуждались на международных научно-технических конференциях «Проблемы и перспективы развития евроазиатских транспортных систем (Челябинск, 2009, 2011); на международной конференции «The 8th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics» (Seul, Korea, 2010); на XV международном конгрессе двигателестроителей (Харьков, Украина, 2010); на XXXXI всероссийском симпозиуме по механике и процессам управления (г. Миасс, 2011); на XI всероссийской выставке научно-технического творчества молодежи (Москва, 2011); на VIII международной научно-практической конференции «Информационные и коммуникационные технологии в образовании, науке и производстве» (Протвино, 2014); на международной научно-технической конференции ученых, ведущих специалистов в области трибологии и аспирантов «УРАЛ-ТРИБО» (Челябинск, 2014); на ежегодных научно-технических конференциях Южно-Уральского государственного университета и Челябинской государственной агроинженерной академии (2009–2013).

Публикации. По теме диссертации опубликовано 7 научных работ, включая 4 статьи в научных сборниках и журналах рекомендованных ВАК РФ, 2 свидетель-

ства о государственной регистрации программ для ЭВМ, 1 патент на полезную модель.

Структура и объём диссертации. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, заключения и 4 приложений, изложена на 110 страницах машинописного текста, включая 52 иллюстрации, 14 таблиц, 38 формул и библиографический список, содержащий 94 наименования.

В первой главе представлен обзор публикаций, посвященных упорным сегментным ПС с различной формой несущей поверхности. Проведен также обзор литературы по известным методикам расчета. Отмечается также, что в настоящее время широкое распространение получили ПС с сегментами в форме «ступеньки Рэлея» и наклонной поверхности. Развитие технологии обработки и повышение точности промышленного и лабораторного оборудования позволило проводить исследования с высокой точностью, что в свою очередь дало возможность многим авторам изучать влияние шероховатости, волнистости рабочей поверхности на появление в смазочном слое (СС) гидродинамического давления. Исследование влияния обработки рабочей (несущей) поверхности узла трения на возникновение подъемной силы в СС привело к разработке метода поверхностного текстурирования, который позволяет повысить НС и снизить потери на трение в упорном ПС. Результатом обработки является поверхность с микроямками, микроплощадками (микровыступами), винтовыми канавками и др.

Большинство работ, посвященных влиянию лазерного текстурирования поверхностей трения на НС, потери на трение и износ трибосопряжения являются экспериментальными. Рассмотренные теоретические работы не позволяют в полной мере оценить влияние формы, геометрии, расположения и плотности распределения микроямок на поверхности трения на ГМХ упорных ПС. Различны мнения авторов по влиянию эксплуатационных факторов, использованию математических моделей для исследования упорных ПС с текстурированными поверхностями трения. Важным параметром, требующим отдельного внимания, является НС упорного ПС.

Анализ рассмотренных работ показал необходимость уточнения моделей микрогеометрии текстурированной поверхности и методов гидродинамического расчета трибосопряжения для получения требуемых значений НС, расхода смазочного материала, потерь на трение.

Таким образом, на основании выполненного обзора отечественных и зарубежных литературных источников поставлены цель и задачи работы.

Во второй главе представлена математическая модель упорного ПС с лазерным текстурированием поверхности. Приведены основные уравнения, которые были использованы для решения поставленных задач. В главе приведена функция зазора, учитывающая не только наличие микроямок на поверхностях трения сопряжения, но и их формы, выполненных в виде полусферы или обратного конуса. Для разностной консервативной схем, используемой при решении обобщенного уравнения Рейнольдса, выведены соответствующие коэффициенты. Была проведена оценка критерия сходимости и степени дискретизации поверхности. Исследования проводили на примере расчета НС упорного ПС ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С. Также представлена оценка эффективности используемого многосеточного алгоритма с последовательным переходом от крупной сетки к мелкой. Выполнены тестовые расчеты.

В третьей главе представлены экспериментальные исследования влияния лазерного текстурирования поверхности сегментов упорного подшипника скольжения на его несущую способность и коэффициент трения. Подробно описана схема установки и алгоритм проведения экспериментов. Для определения влияния ЛТ поверхностей сегментов на несущую способность и коэффициент трения упорного ПС в эксперименте было использовано 3 образца: образец № 1 с «односторонним» текстурированием, когда обрабатывалась только одна часть поверхности сегментов со стороны входа в них по вращению пяты; образец № 2 с «двусторонним» текстурированием, у которого были обработаны две части поверхности сегмента со стороны входа и выхода. Параметры сегментного упорного ПС с односторонним текстурированием были использованы для расчета толщины смазочного слоя и коэффициента трения с использованием разработанной математической

модели. Результаты сравнения расчетных и экспериментальных данных показали хорошее качественное и количественное совпадение. На основе сравнения экспериментальных и расчетных данных был сделан вывод, что разработанная математическая модель и реализованное на ее основе программное обеспечение позволяют с достаточной степенью точности производить численные исследования ГМХ упорных сегментных ПС с ЛТ несущей поверхности.

В четвертой главе представлены результаты параметрических исследований, направленных на оценку влияния параметров лазерного текстурирования на НС упорного ПС. Исследования проводили на примере расчета ГМХ упорного ПС ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С. В ходе численных исследований было определено влияние на НС подшипника глубины и радиуса микроямки. Также было предложено новое техническое решение, сочетающее преимущества «ступеньки Релея» и ЛТ поверхности трения. Приведена принципиальная схема нового сегмента. Для оптимизации процесса численных исследований по поиску наилучших параметров обработки сегментов упорного ПС в форме «ступеньки Рэлея» и нанесением на его части поверхности лазерного текстурирования был использован метод «Крутого восхождения». С помощью полученного уравнения регрессии для НС подшипника были рассчитаны и рекомендованы основные геометрические параметры профиля несущей поверхности скольжения (глубина микроямки, радиус ямки, плотность распределения ямок, площадь обработанной поверхности сегмента, длина и высота «ступеньки Рэлея»), обеспечивающие повышение несущей способности на 53 % по сравнению с частичным лазерным текстурированием плоской поверхности при сохранении заданного ресурса.

В приложении приводятся копии свидетельств о регистрации пакетов прикладных программ и патента, а также материалы, подтверждающие внедрение результатов работы.

ГЛАВА 1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Агрегат, состоящий из центробежного или осевого компрессора и газовой турбины для его привода, установленных на одном валу, называется турбокомпрессором. Основным назначением турбокомпрессора является повышение давления рабочего тела за счет его нагнетания компрессором, который получает мощность от турбины. Турбокомпрессоры – основной агрегат газотурбинного двигателя, газогенератора, турбореактивного двигателя. Современные поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС), как дизельные, так и бензиновые, широко используют турбокомпрессоры в системах турбонаддува для повышения мощности и экономичности. Это один из самых перспективных и широко распространенных способов форсирования ДВС [11].

С установкой турбокомпрессора можно значительно улучшить технико-экономические показатели автомобиля [7–9]:

- уменьшение веса двигателя или увеличение удельной мощности;
- уменьшение расхода топлива;
- уменьшение уровня шума двигателя и улучшение экологических характеристик двигателя из-за улучшения процесса сгорания топлива.

1.1. Основные конструкции упорных подшипников скольжения ТК и анализ условий их эксплуатации

Для создания достаточного давления наддува во впускном коллекторе ДВС необходима очень высокая скорость вращения ротора турбокомпрессора. Рекордсменом можно назвать ТК «Turbo Charger KP37», производимый фирмой Borg Warner Turbo Systems. Частота вращения ротора этого ТК достигает 280000 об/мин. В большинстве двигателей легковых автомобилей максимальная частота вращения ротора турбокомпрессора составляет от 140000 об/мин до 200000 об/мин. Ротор ТК в системе двигателей грузовых автомобилей вращается с

меньшей частотой, так, например, на двигателях "КамАЗ" ротор ТК вращается со скоростью 90000 об/мин, а на тракторных моторах еще меньше.

Одними из основных элементов, определяющих надежную работу ТК, являются подшипники скольжения. В частности, для ограничения осевого движения ротора турбокомпрессора применяются упорные гидродинамические подшипники скольжения. Упорный ПС должен удерживать нагрузки, создаваемые давлением выхлопных газов на турбину, на всех режимах работы турбокомпрессора.

Упорный ПС расположен со стороны компрессорного колеса 2 ТК (рисунок 1.1) и состоит из пяты 6, вращающейся вместе с ротором 3, и неподвижного подпятника 7. Поверхность подпятника разделена на сегменты 1 канавками 2 (рисунок 1.2).

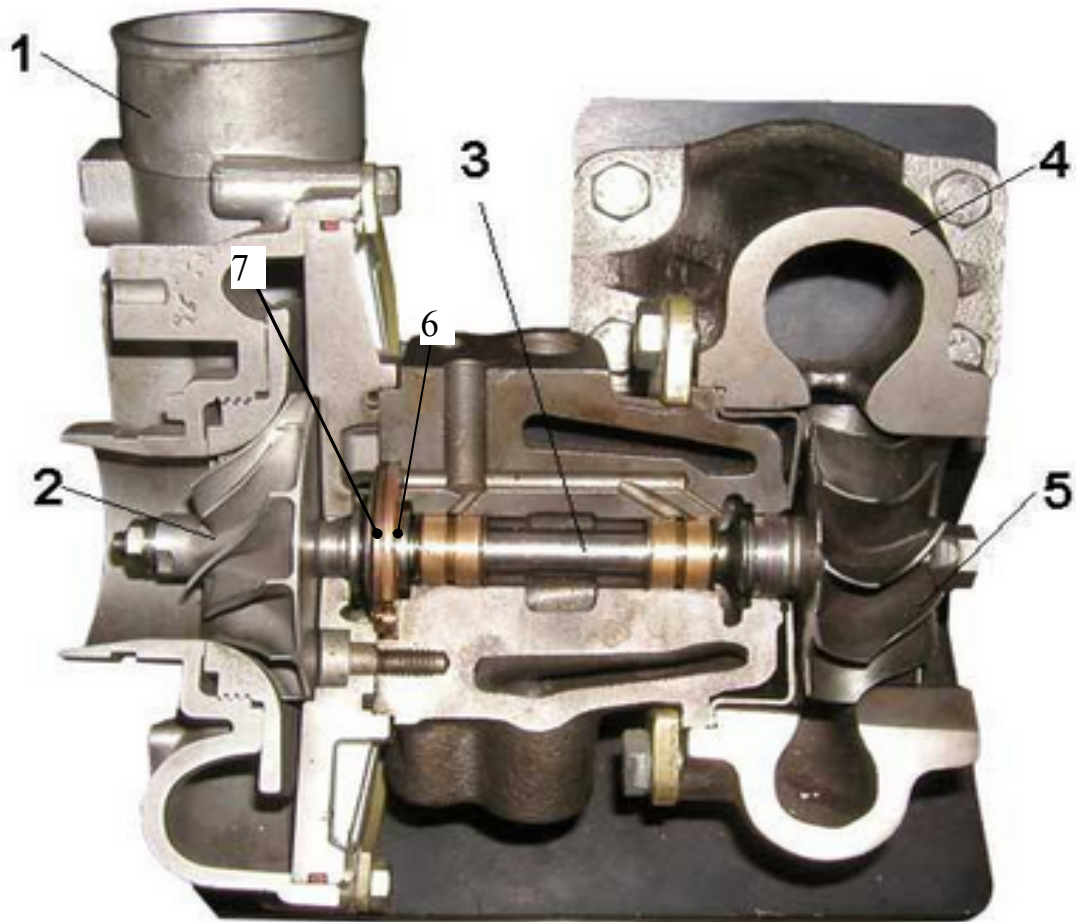


Рисунок 1.1. ТКР в разрезе (1 – корпус компрессора; 2 – колесо компрессора; 3 – ротор; 4 – корпус турбины; 5 – колесо турбины; 6 – упорный ПС

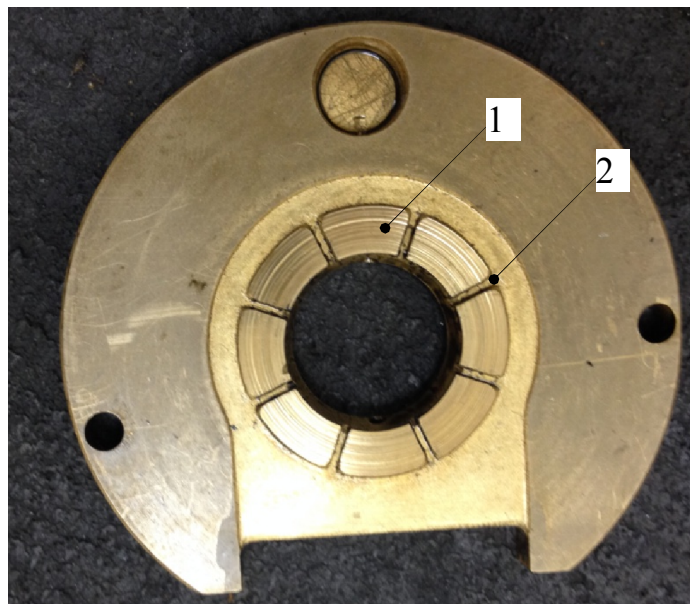


Рисунок 1.2. Фотография сегментного подпятник: 1 – сегмент; 2 – маслоподводящая канавка)

В процессе эксплуатации ТКР происходят изменения в уплотнительных зазорах, в проточных частях и соответственно перераспределение давлений, приводящие к существенному отклонению от нормальных условий работы упорного ПС [13]. Нарушение нормальных условий эксплуатации турбокомпрессора приводят к изменению режимов работы и частым отказам упорных ПС (рисунок 1.3, 1.4).

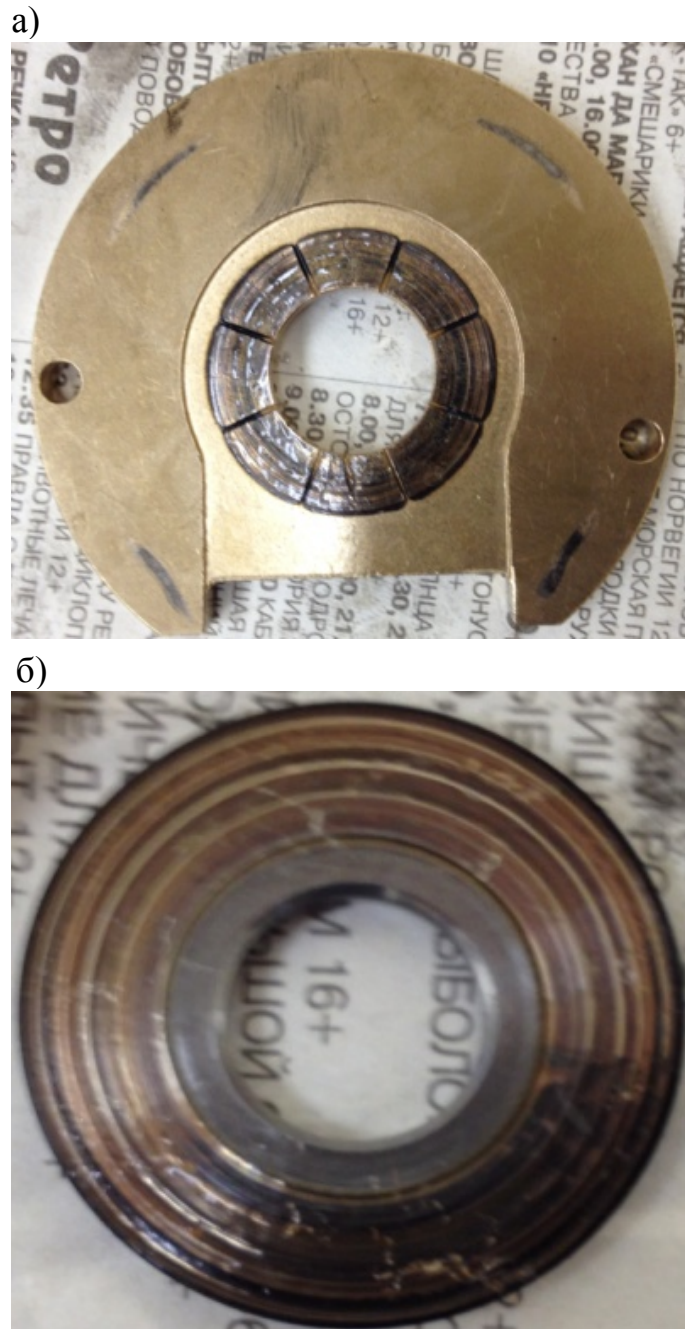


Рисунок 1.3. Износ несущей поверхности упорного ПС (а) – подпятник; б) пята)

При повышенных нагрузках происходит разрыв смазочного слоя, что приводит к износу и задиру несущих поверхностей пяты и подпятника.

а)



б)



Рисунок 1.4. Износ несущей поверхности упорного ПС (а) – пяты; б) подпятник)

Температура отработавших газов бензинового ДВС на входе в ТК может превышать 1000 °С. Высокая скорость вращения турбинного колеса вместе с высокой температурой отработавших газов, делают терморегулирование важной задачей при разработке новых конструкций ТК. Численное моделирование позволяет проводить исследования механизма и эффективности работы вращающихся компонентов ТК с тепловой точки зрения. По данной тематике выполнено большое количество научных работ. Например, в работе Фабиано и Джеральда [30] описано исследование теплопереноса в ТК с помощью вычислительных методов программного кода STAR-CCM+ от CD-adapco.

Для расчёта ТК и окружающих элементов авторами работы [30] был выбран прямой связанный метод расчёта теплового взаимодействия газообразной среды с твёрдым телом (CFD/СНТ). Расчетная модель авторов состояла из следующих сред: отработавший газ, впускаемый воздух, охлаждающая жидкость, масло для двигателя, а также различные материалы для вращающегося узла, корпуса компрессора и турбины, подшипников и затворов. В качестве расчетной они использовали модель сопряжённого теплообмена (Conjugate Heat Transfer). Для расчета ими создана сетка с многогранными ячейками для всех жидкостных и твёрдых сред. Для большей точности использовали согласованные интерфейсы «узел в узел». Конечная сетка состояла из 14 млн. ячеек с 24 областями и семью физическими континуумами. За пределами ТКР объёмная сетку не использовали.

На основе проведенных исследований авторами [30] сделаны следующие выводы: профили температуры позволяют определить, может ли нестабильный режим стать критическим для конструкции ТКР; температура колеса и корпуса турбины зависит, в первую очередь, от температуры выхлопных газов, а колеса и корпуса компрессора – от сжатия воздуха. В работе на основе анализа неустановившихся напряжений получен график температурных контуров на шаге временной дискретизации (рисунок 1.5).

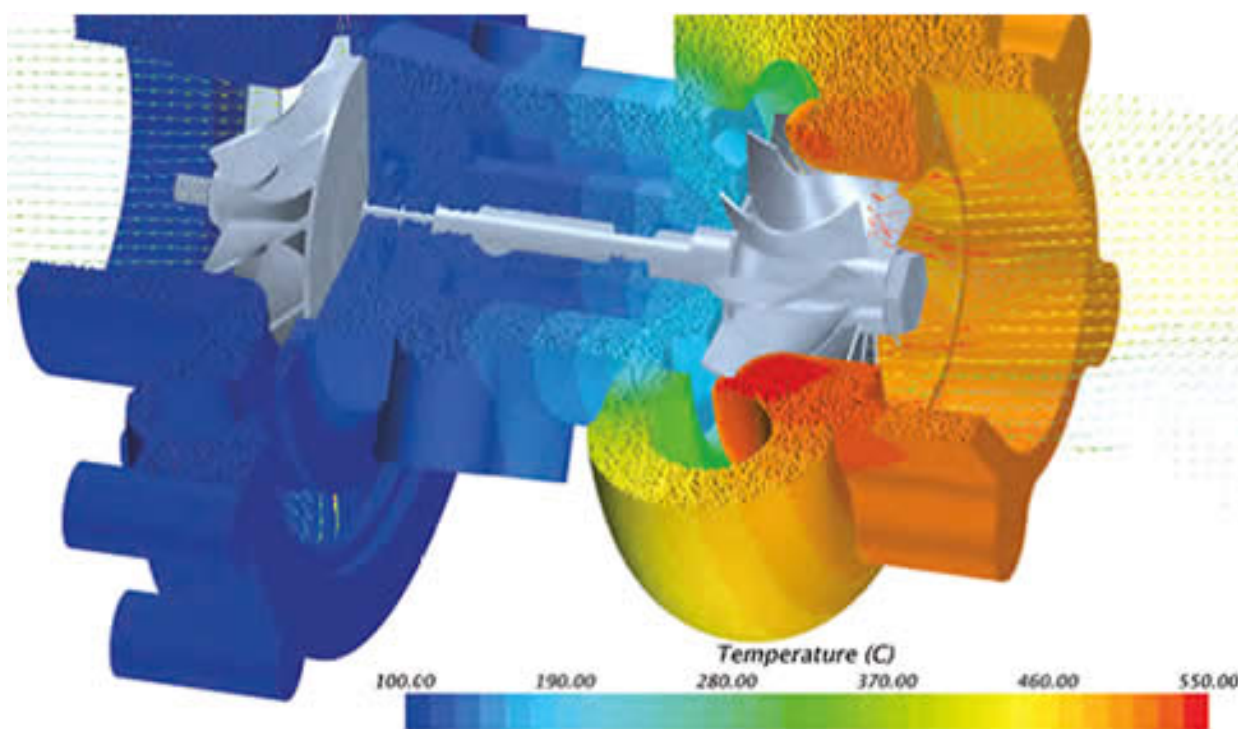


Рисунок 1.5. Контуры температуры на конструкции турбокомпрессора

Подобные исследования проводились В. А. Луцко, С. М. Кучевым, В. Н. Никишиным результаты, которых подробно представлены в работе В. А. Луцко [12]. Автором выполнен анализ влияния качества ПС на надежность и долговечность ТК на основе расчетно-экспериментальных исследований температурных полей всех элементов ТК.

Исследования температурного состояния ТК автором [12] проводилось при работе дизеля V8ЧН мощностью 270 кВт на номинальном режиме. Основные параметры выполненного эксперимента: температура воздуха на выходе из ТК – 200 °С, температура газа перед турбиной – 650 °С; во время работы дизеля масло в подшипниковый узел ТК подавалось под давлением 5 бар и температурой 100 °С. В результате выполненной работы Луцко сформировал график распределения температур в подшипниковом узле ТК (рисунок 1.6).

Из рисунка 1.6 видно, что температура (полученная экспериментально) упорного ПС на номинально режиме была равна 119 °С. Также автором [12] было отмечено, что после резкого останова дизеля с номинального режима температура в упорном ПС турбокомпрессора изменилась незначительно.

Анализ работ [12, 30] показал, что температура в упорном узле ТК на номинальном режиме работы ДВС не превышает 120 °С. Однако возникает незначительный рост температуры при останове и пуске двигателя.

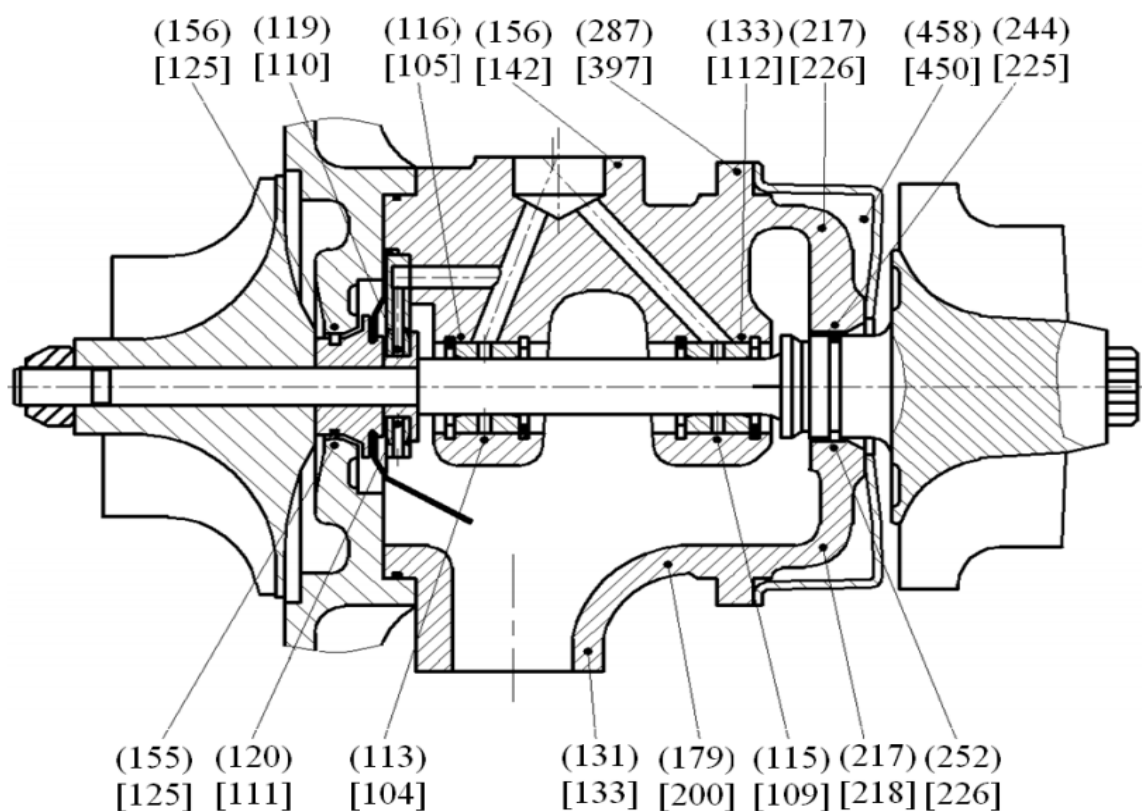


Рисунок 1.6. Распределение температур в °С в подшипниковом узле ТК
(в круглых скобках – эксперимент, в квадратных скобках – расчет)

В процессе эксплуатации ТК происходят изменения в уплотнительных зазорах, в проточных частях и соответственно перераспределение давлений, приводящие к существенному отклонению от нормальных условий работы упорного ПС [13]. Нарушение нормальных условий эксплуатации турбокомпрессора приводят к изменению режимов работы упорного ПС и увеличению его нагрузки и даже отказам.

Другой причиной отказа ТК может стать его работа на режиме выше номинального при работе в высокогорных условиях. При работе ТК на повышенных оборотах возрастает трение и нагрузки в осевом направлении, что в свою очередь

приводит к перегреву трибосопряжений. В результате данного процесса происходит задевание лопаток колес о корпус ТК и последующее разрушение вала ротора.

Повышенные температуры смазочного материала, нестационарные режимы работы, неправильная эксплуатация, повышенная частота вращения ротора турбокомпрессора приводят к отказам упорного ПС и ТК в целом. Фотографии поврежденного вала ротора и упорного ПС из-за вышеперечисленных факторов представлены на рисунках 1.7, 1.8.

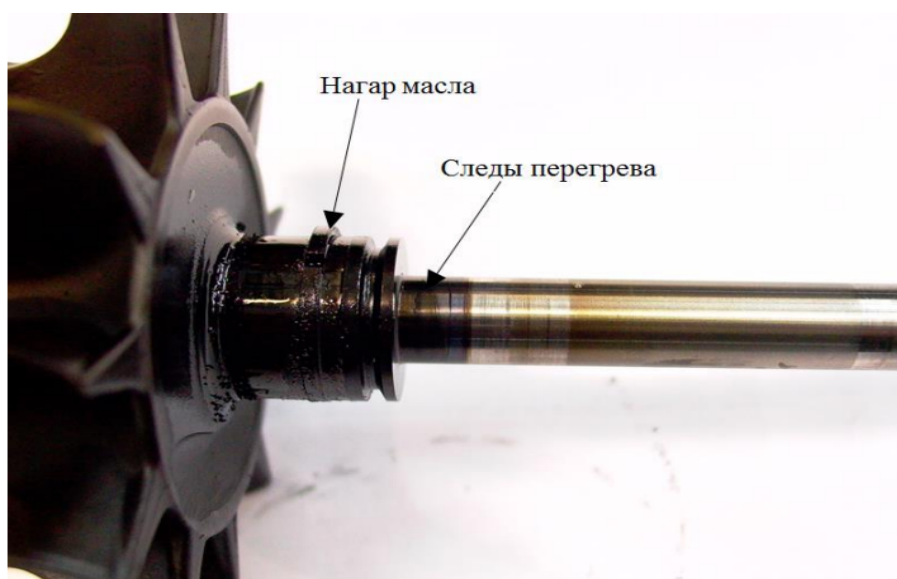


Рисунок 1.7. Повреждение вала ротора вследствие перегрева



Рисунок 1.8. Повреждение вала ротора вследствие превышения допустимой частоты вращения

Необходимость в проведении исследований направленных на увеличение несущей способности и повышение надежности упорных ПС подтверждает статистика основных причин отказов ТК, представленная на рисунке 1.9 [29].

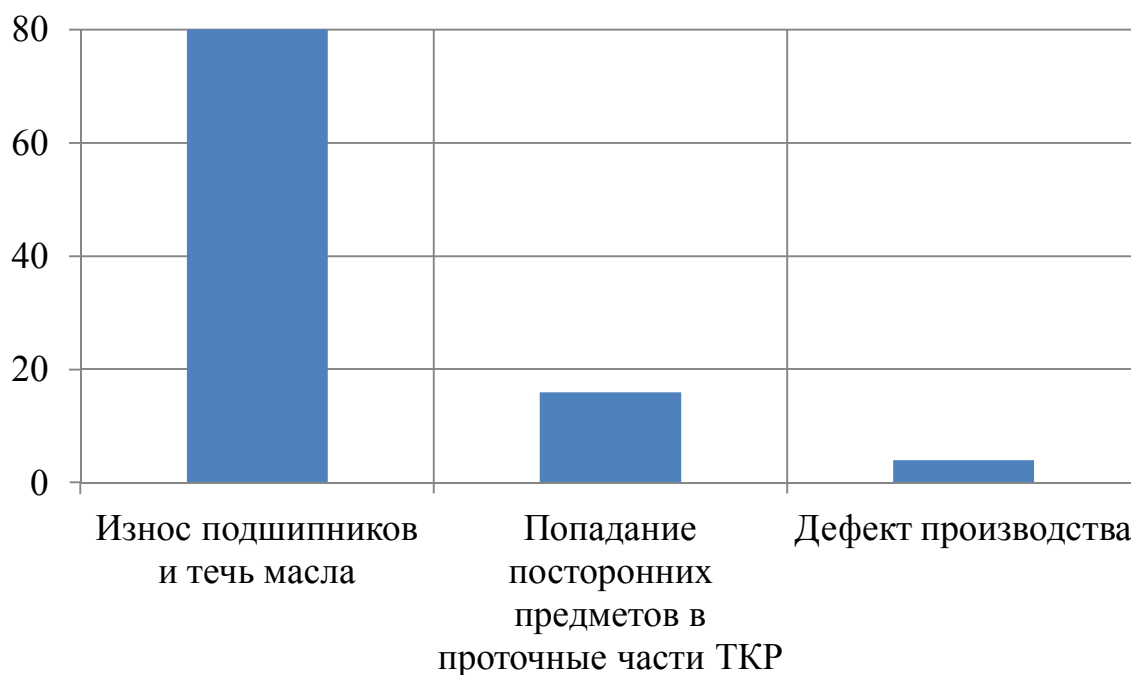


Рисунок 1.9. Причины отказов ТКР, выявленные в эксплуатации

Одним из способов увеличения надежности упорных ПС является повышение их несущей способности или предельной нагрузки, которую может воспринимать ПС. Для появления в смазочном слое (СС) упорного ПС гидродинамических давлений и соответствующей несущей силы (W, H) необходимо формирование клиновидного зазора между поверхностью пяты и подпятника. Такой зазор обычно получают за счет особого профилирования несущей поверхности упорного ПС.

Среди простых конструкций упорных ПС можно выделить одно- и двухклиновые опоры, на поверхности которых создается перекося относительно плоскости вращения. Такой перекося можно достигнуть обработкой несущей поверхности подпятника. Между поверхностями образуется клиновидный зазор, таким способом создаются одно- и двухклиновые упорные ПС (рисунок 1.10) [17]. ПС этих типов используют для восприятия небольших нагрузок, когда применение более сложных многоклиновых опор экономически не оправдано.

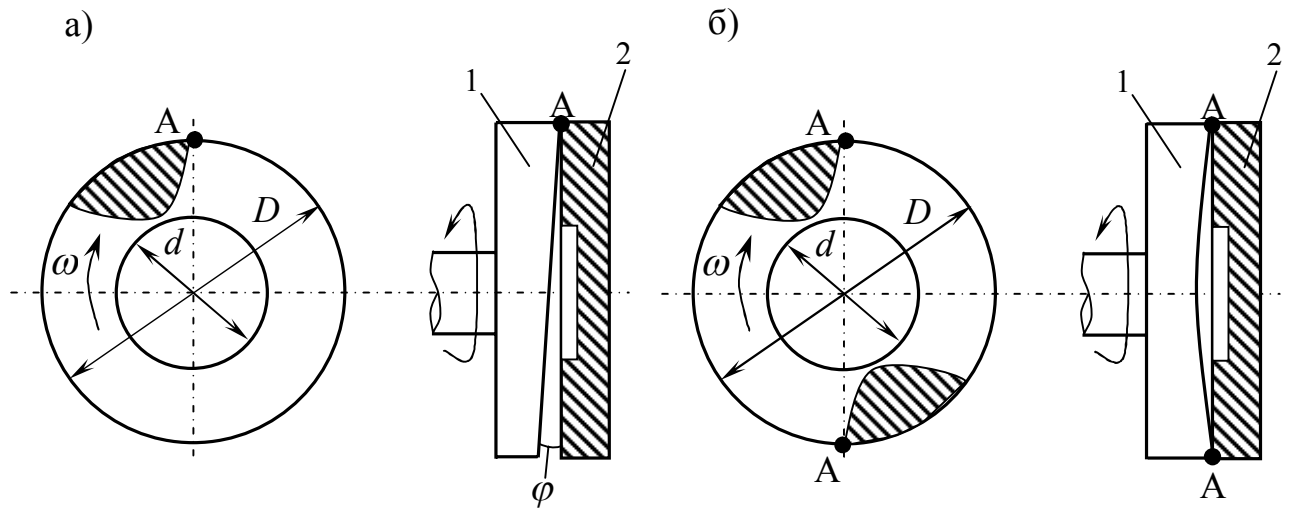


Рисунок 1.10. Варианты одно– (а) и двухклиновых (б) упорных ПС
(1 – пята; 2 – подпятник)

Однако в современных турбокомпрессорах для получения высоких значений несущей способности используют сегментные многоклиновые гидродинамические ПС. Для создания масляного клина в таких упорных ПС поверхность сегментов должна иметь форму отличную от плоской. Широкое распространение получили хорошо изученные формы сегментов ПС: «ступенька Рэлея» (рисунок 1.11, а) [6] и наклонной поверхности Митчела (рисунок 1.11, б) [6].

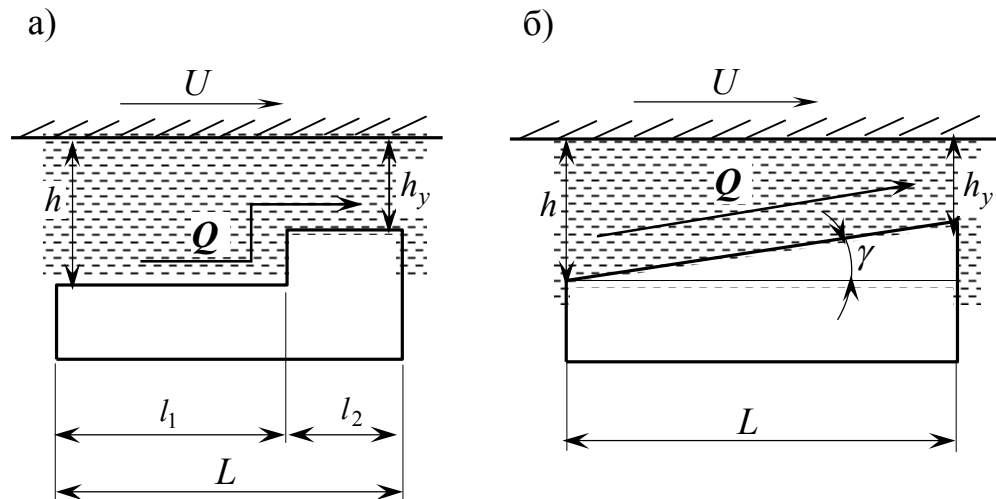


Рисунок 1.11. Схема одного сегмента упорного ПС: а) ступенька Рэлея; б) наклонная поверхность

На рисунках приняты следующие обозначения: U – окружная скорость пята по среднему радиусу (м/с); Q – направление движения смазочного материала (СМ);

h – толщина СС (м); h_y – установочный зазор (м); L – тангенциальный размер сегмента упорного ПС по дуге среднего размера (м); l_1 – длина нижней части сегмента; l_2 – длина верхней части сегмента; γ – угол наклона сегмента.

Принцип действия упорного ПС с таким типом обработки несущей поверхности заключается в следующем: в смазочном слое, в районе самого узкого места зазора возникает гидродинамическое давление, которое как бы отодвигает плоскость пяты от наклонной (ступенчатой) поверхности, создавая непрерывно возобновляемый несущий СС. Гидродинамическое давление, развивающееся в СС, позволяет упорному ПС выдерживать значительные осевые нагрузки.

На рисунке 1.12 представлены схемы сегментов в форме наклонной поверхности со скосом для однонаправленных (рисунок 1.12, а) и реверсивных опор (рисунок 1.12, б).

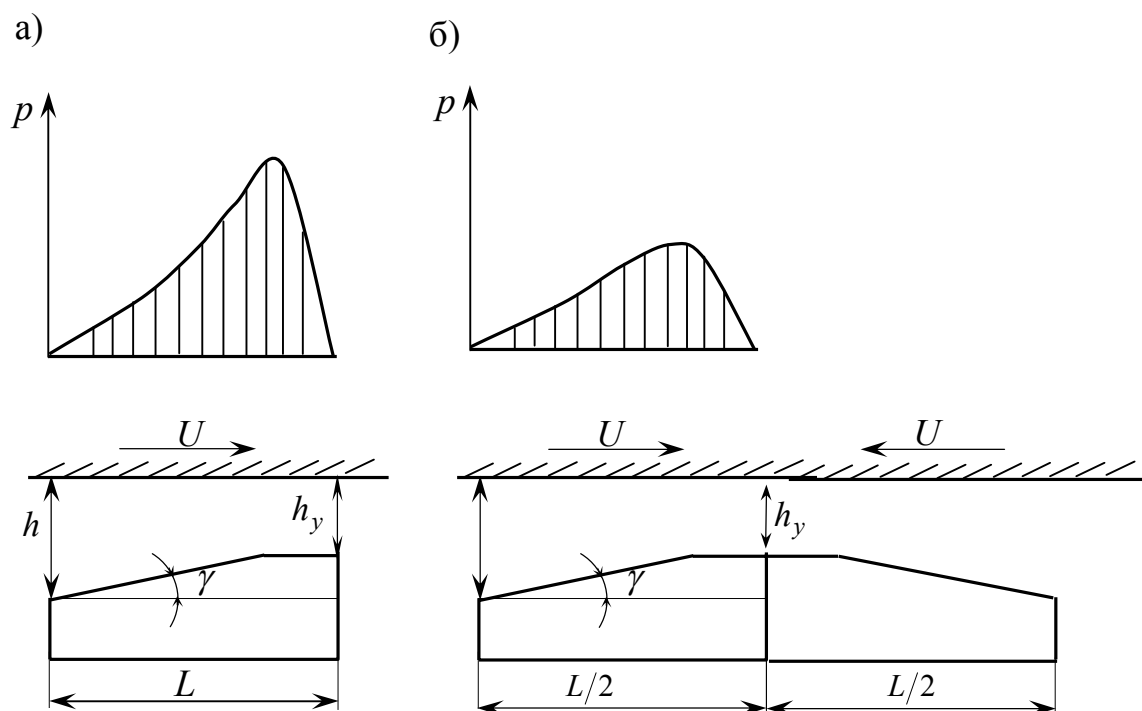


Рисунок 1.12. Схемы сегментов в форме наклонной поверхности со скосом: а) однонаправленный ПС; б) реверсивный ПС

Сегменты реверсивных опор имеют два симметричных скоса противоположного наклона. Несущая способность упорного ПС с такими сегментами приближи-

тельно в 2 раза меньше, чем у упорных ПС с сегментами с односторонним скосом. Коэффициент трения реверсивных ПС выше, чем у однонаправленных [17].

Кроме сегментов с наклонными поверхностями в машиностроении широкое распространение получили ПС с сегментами в форме «ступеньки Рэлея» (рисунок 1.13). Исследования влияния параметров формы «ступеньки Рэлея» представлены в работе Фесанхари и Кхонсари [60]. Для формирования максимальной НС на поверхности сегмента выполняют «ступеньку Рэлея» с запорными кромками (рисунок 1.13, а), ограничивающими истечение СМ в радиальных направлениях. Реверсивные ступенчатые подшипники выполняют с симметричными выборками (рисунок 1.13, б), аналогично наклонным поверхностям.

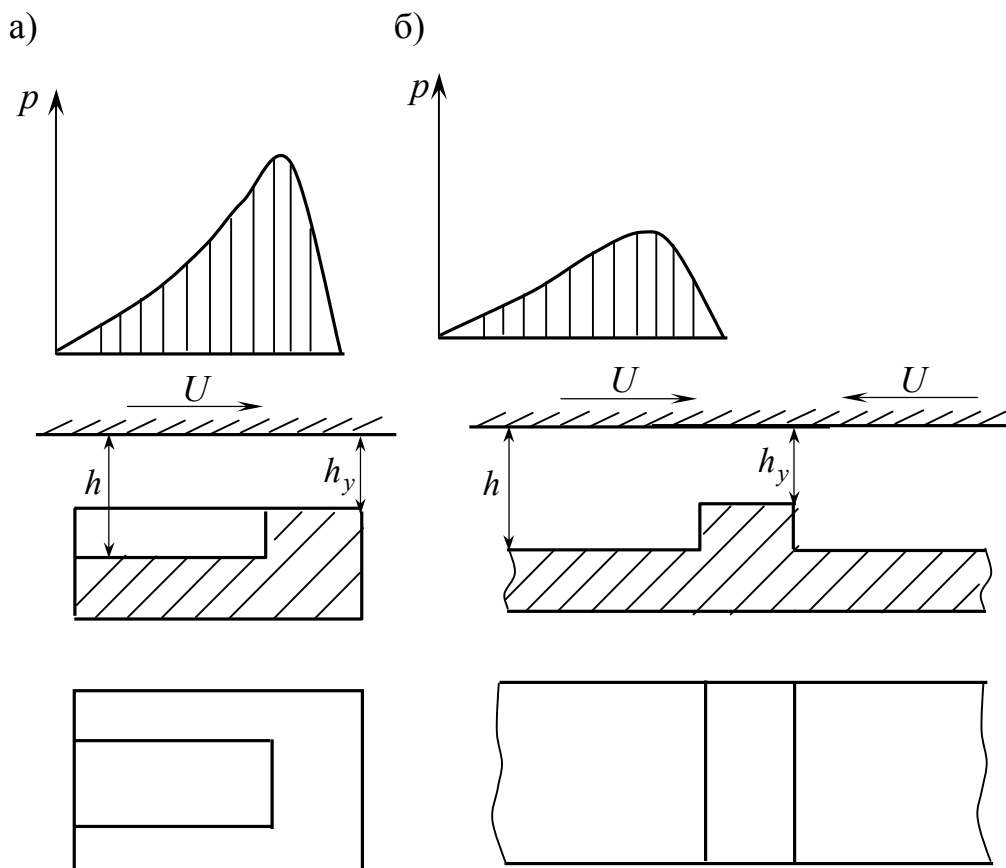


Рисунок 1.13. Схемы сегментов в форме ступеньки Рэлея: а) с запорными кромками; б) реверсивный ПС

Для обеспечения стабильной и надежной работы реверсивных упорных ПС целесообразнее использовать конструкцию ПС с промежуточным диском (рисунок 1.14). Верхняя и нижняя поверхность диска имеют заданный профиль. При вращении пяты 1 по часовой стрелке (рисунок 1.14, а) масляные клинья образу-

ются на верхней стороне диска 2. На противоположной стороне, где гидродинамический эффект отсутствует, возникает полужидкостное трение, удерживающее диск относительно опорной поверхности 3.

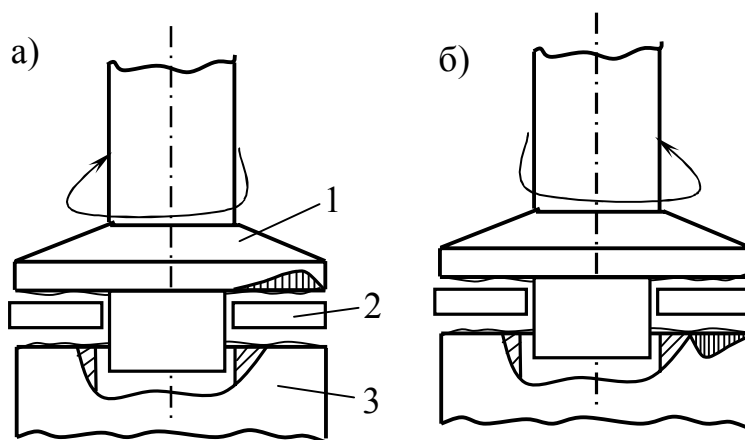


Рисунок 1.14. Реверсивный упорный ПС с промежуточной плавающим диском:

1 – пята; 2 – плавающий диск; 3 – корпус турбокомпрессора

При вращении вала в обратном направлении (рисунок 1.14, б) диск вращается вместе с пятой 1. Гидродинамические давления образуются на поверхности 3.

Из анализа работ, направленных на исследования влияния формы сегментов упорного ПС на несущую способность, видно, что для создания гидродинамических давлений в СС необходимо выполнять профилирование несущей поверхности ПС. К наиболее простым и часто встречающимся конструкциям сегментов роторных машин относятся одноклиновые упорные ПС, такие опоры просты в изготовлении, однако установка таких опор не обеспечивает надежную работу ТКР из-за низкой несущей способности и высоких потерь на трение. Для увеличения несущей силы успешно применяются многоклиновые или сегментные упорные гидродинамические подшипники скольжения.

1.2. Обзор направлений исследований упорных подшипников скольжения

Работа ТК в значительной степени зависит от используемого типа СМ, конструкции и качества изготовления упорного ПС. При гидродинамической смазке толщина СС мала, поэтому отклонение размеров деталей от допусков, производственные дефекты, некачественный СМ, а также некачественная сборка могут

привести к задирам взаимодействующих поверхностей и выходу всего агрегата из строя. Поэтому в проектировочных расчетах очень важно учитывать свойства СМ, температурные изменения, шероховатость поверхностей трения.

При выполнении численных исследований подшипников скольжения одним из наиболее важных входных параметров является температура подачи СМ. В 1961 г. Арвас и Стернлихт отметили, что температура подачи СМ и его перемешивание между сегментами упорного ПС имеет большое влияние на его рабочие характеристики [84]. Течение СМ в канавках между сегментами изучал Этлес [46] и показал, что около 85% горячей смазки переходит из одной канавки в другую в случае ламинарного течения. Вохр [86] разработал модель расчета, позволяющая учитывать теплообмен в канавках. Хешмат и Пинкус [67], Кичински [71] смогли выполнить термогидродинамический расчет течения СМ в канавках между сегментами. Процессы, происходящие в канавках, описаны с высокой точностью при работе подшипника в «масляной ванне» в работе польских ученых [71].

В современных конструкциях подшипников СМ очень часто подается непосредственно в область между сегментами или подается от охлаждающего устройства непосредственно в смазочный слой. Необходимость расчета температуры смазочного слоя при определении ГМХ упорного подшипника скольжения представлена в работе [48], в которой исследовались рабочие характеристики упорного подшипника водяной турбины.

Работа Занга и Родкиевича [94] стала первой, в которой были выполнены комплексные расчеты смазочного слоя между пятой и подпятником с учетом течения смазки в канавках с помощью численного моделирования CFD. Чен и Хан [46] использовали CFD (CFX 4.1 Flow Solver) для решения уравнения Навье-Стокса для сегментного упорного подшипника с наклонными поверхностями, с сегментами в виде «ступеньки Рэлея» и опорного подшипника. Получена хорошая сходимость теоретических результатов с экспериментальными данными. Маркин и соавторы [76] использовали комплекс программ «SOLVIA» для термоупругогидродинамического расчета упорных подшипников. Получена хорошая сходимость с результатами эксперимента. Температура СМ рассчитывалась с помощью кон-

цепции Этлеса о теплопереносе в СМ. С учетом данного фактора была получена сходимость численных результатов с экспериментальными данными.

В работе Васильчука [92] представлены результаты моделирования течения смазки в канавках подшипника с системой прямой подачи смазки. Представлена зависимость изменения температуры масла на рабочие характеристики подшипника скольжения.

При работе ТК происходит значительное изменение температуры СМ и элементов конструкции упорного ПС. Поэтому для получения более точных результатов расчета ГМХ упорного ПС очень важно учитывать данные факторы.

В работе Добрица [40] выполнен термогидродинамический расчет многоклинового упорного ПС с учетом упругих деформаций элементов подшипника. В работе Этлеса [58] выполнен аналогичный анализ с учетом центробежных сил, возникающих в смазочной пленке, для упорного ПС с качающимися в двух направлениях сегментами. Однако в обеих работах принималось, что температура и вязкость смазки изменяются только в плоскости смазочного слоя, а по толщине слоя остаются постоянными, выполнен двумерный термогидродинамический анализ. В работе Эззата, Роде [33] с учетом изменения вязкости по толщине пленки выполнен термогидродинамический анализ упорных ПС с сегментами в форме наклонной поверхности. В статье Тина [85] представлен трехмерный термогидродинамический анализ упорных ПС с самоустанавливающимися сегментами для установившегося режима. В расчете была учтена теплопередача от смазки в пяту и подпятник при этом упругие и термические деформации рабочих поверхностей подшипника не учитывались.

Указанные работы не учитывают особенности процессов смазки упорных подшипников ТК. При работе ТК происходит значительный нагрев таких подшипников от действия отработавших газов и сжимаемого воздуха. Поэтому термогидродинамический расчет таких опор, как правило, не производят.

В работе Луцко В.А. [32] проведены численные исследования распределения температур по автомобильному ТК с учетом свойств СМ. Проведено расчетно-теоретическое и экспериментальное исследование теплового, напряженно-

деформированного состояния подшипникового узла ТК. Выявлено, что тепловые деформации деталей ТКР приводят к увеличению величин зазоров в радиальных подшипниках ТК максимум до 0,013 мм. Результаты расчетов показали, что температура в упорном узле ТК на номинальном режиме работы ДВС достигает 120 °С.

Другими условиями возникновения масляного клина в упорных подшипниках скольжения является несоосность между центральной линией ротора и опорного подшипника. Несоосность возникает из-за неправильной сборки, структурных отклонений рабочей поверхности подшипников скольжения и др. Влияние несоосности рассматривалось для опорного подшипника в работе Эльшаркавайя [52] и для упорного подшипника в работах Сана, Эльева, Казама [69, 70, 83]. В реальных условиях эксплуатации может возникнуть два вида несоосности (осевая и радиальная несоосность, изгибающая или горизонтальная несоосность) или их комбинация.

Система опорно-упорного подшипника более сложная, чем система опорных подшипников и заслуживает особого внимания. Ванг и соавторы [90,91] представили модель такой системы. Хотя несколько фундаментальных вопросов, таких как сопряжения и основная работа системы опорно-упорного подшипника была численно исследована, однако в модели не было учтено влияние упругости [90]. В работе [91] представлен упругогидродинамический анализ влияния несоосности и упругих деформаций на рабочие характеристики рассматриваемой системы радиального и упорного подшипников скольжения. В работе учитывалось два вида несоосности: осевая и изгибающая. Для расчета упругих деформаций использовался метод конечных элементов.

В работе [40] рассмотрена нелинейная динамика гибкого ротора. Вал вращается на двух радиальных подшипниках, осевую нагрузку воспринимает «дефектный» упорный подшипник. Под дефектом подразумевается перекося вал. Из-за перекося работа упорного подшипника нелинейна. Вал смоделирован с помощью конечноэлементной модели с учетом гироскопических движений. Результа-

ты показали, что дефект упорного подшипника вводит дополнительную критическую скорость.

1.3. Влияние шероховатости и текстурирования несущей поверхности на гидромеханические характеристики упорных подшипников скольжения

Выполнено огромное количество работ по исследованию влияния шероховатости и дефектов поверхности подшипников скольжения на их рабочие характеристики [25]. Фантино и Френе [59], Берта и Годет [40, 41] выполнили исследования влияния дефектов и шероховатости поверхности на гидромеханические характеристики упорного подшипника скольжения.

Абрамовиц [34] изучал влияние неровности сегментов подпятника на гидромеханические характеристики упорного подшипника. Автор рассмотрел характеристики подшипника как функцию начальной и конечной толщины пленки. Пурдей [80], Пинкус и Стернлихт [79] на основе своих исследований пришли к выводу: только минимальная и максимальная толщина пленки являются важной величиной, точная форма смазочного слоя не имеет большого значения. Обратное предположение сделали Багси и Сингх [39], Джетин [62] – форма смазочной пленки имеет значительное влияние на конструкцию подшипника.

Харгрювз [65] теоретически и экспериментально исследовал влияние волнистости поверхности на несущую способность подшипника. Автор отмечает увеличение несущей способности при наличии волнистой поверхности на неподвижных колодках упорного подшипника. Дас [49], Надувинамани и соавторы [78] считают, что форма суживающегося клина влияет на производительность подшипников существенно. Пинкус и Стернлихт [79] проводили исследования влияния шероховатости и свойств СМ на гидромеханические характеристики упорного подшипника скольжения. Использовали модель бесконечно длинного подшипника в изотермической постановке задачи. Авторы отметили увеличение давления в большей степени для подшипников с экспоненциальной и гиперболической формой поверхности сегментов.

В своей работе [45] Харитопулос с помощью Navier – Stokes Computational Fluid Dynamics смоделирована оптимальная 3D геометрия микроканалов на сегментах подпятника. Были сделаны параметрические исследования влияния отклонения геометрии обработанной поверхности от допусков (микронеровности – вогнутость/выпуклость и волнистость (рисунок 1.15)). Проанализировано влияние дефектов обработки поверхности на несущую способность и коэффициент трения для заданных размеров подшипника. Сделан вывод, что в большинстве случаев отклонения от заданного профиля поверхности подпятника позволяют улучшить рабочие характеристики упорного подшипника.

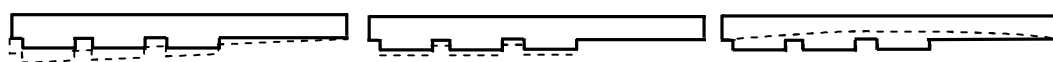


Рисунок 1.15. Пример возможных отклонений геометрии текстурированной поверхности упорного подшипника скольжения

Андхария и соавторы [35] исследовали влияние формы смазочного слоя на рабочие характеристики бесконечнодлинного подшипника скольжения с продольными неровностями для изотермического случая. Для проведения расчетов они использовали стохастическую модель шероховатости. В другой работе авторы [36] отметили повышение несущей способности с экспоненциальной, секанс и гиперболической формой смазочного слоя по сравнению с наклонной. Хуинх [68] исследовал влияние неровности на бесконечнодлинный плоский подшипник скольжения, используя THD (Total Harmonic Distortion - суммарное значение коэффициента нелинейных искажений) анализ. Автор изучил влияние неровностей в различных частях сегментов и отметил увеличение несущей способности при наличии шероховатости.

Ранее проведенные работы по изучению влияния шероховатости, а также отклонений от допусков дало начало методу поверхностного текстурирования. Данный метод позволяет создавать геометрию подшипника, способствующую повышению его несущей способности, снижению потерь на трение.

Необходимо отметить некоторые особенности текстурированной поверхности, которые позволяют улучшить гидромеханические характеристики упорных ПС. Микроямки, выполненные на несущей поверхности ПС, работают аналогично «ступеньке Рэлея». Некоторое представление о распределении давлений в СС упорного подшипника скольжения с нанесенными на его поверхности микроямками иллюстрирует рисунок 1.16 [64], где p – гидродинамические давления в СС.

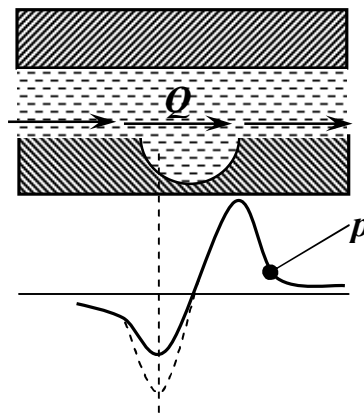


Рисунок 1.16. Схема одной микроямки – распределение гидродинамических давлений в СС

Другой эффект возникает при смешанной смазке. Смазка попадает во впадины текстурированной поверхности и может рассматриваться как второй источник смазки, который распространяется с помощью относительных перемещений на соседние области, что приводит к уменьшению трения и замедлению фрикционной коррозии.

Многими авторами уже изучены различные типы поверхностного текстурирования: микроплощадки [37, 2, 87–89 и др.], спиральные канавки [1, 31, 75, 77 и др.] и микроямки [43, 53–55, 60, 63, 81, 82, 83 и др.].

Существуют различные методики нанесения текстурирования на рабочих поверхностях трибосопряжений. Основные из них: фототравление, лазерная обработка, эрозия и др. *Фототравление* – традиционный метод, который обычно применяют для обработки меди [47]; *лазер* эффективен при работе с твердыми металлами; *эрозия* – широко распространенная технология для обработки твердых материалов; *реактивно ионное травление* и др.

В статье [32] Фуруиси рассматриваются два типа подшипников со спиральными канавками (простой и с промежуточным диском), спроектированных с целью оценки их предельной несущей способности при смазывании водой. Проведено экспериментальное исследование влияния деформации подшипника на его несущую способность; дан расчет предельной несущей способности.

В 1996 Этсион и Бурштейн [53] доказали, что рабочие характеристики механических уплотнений можно улучшить с помощью равномерно распределенных микроуглублений на одной из сторон уплотнения. Подтверждением данной теории стала экспериментальная работа [54] группы ученых Этсион, Хальперин, Гринберг, в которой авторы попытались оптимизировать геометрию микротекстурирования. Авторы сделали вывод, что причиной улучшения гидромеханических характеристик механических уплотнений с текстурированными рабочими поверхностями является увеличение жесткости смазочного слоя.

Также предполагается, что текстурированная поверхность снижает потери на трение в узлах трения, совершающих возвратно-поступательное движение (поршневые кольца). Розн и другие [81] провели теоретическое исследование влияния микропор, нанесенных на поршневых кольцах. Результатом работы стал вывод, что каждая пора работает как гидродинамический подшипник для повышения несущей способности. Данное предположение было подтверждено экспериментально в работе Рыка, Клигермана, Этсиона [82]. Текстурирование поверхности также нашло применение в гидростатических механических уплотнениях и параллельных упорных подшипниках скольжения [43]. Анализ работ [43, 53, 54, 55, 63, 81, 82, 93] показал эффективность лазерного текстурирования поверхности трибосопряжений для повышения несущей способности и снижения потерь на трение и износ. Хотя лазерное текстурирование имеет много преимуществ: быстрая, легкая и очень эффективная технология [51], также есть и недостатки [72]: нагревание прилегающих областей, растекание металла и т.д. Самое важное – это то, что текстурирование одной из поверхностей взаимодействующих элементов позволяет снизить потери на трения и увеличить несущую способность, а современное оборудование, контролирующее работу лазера дает возможность установить любой

режим работы, и не допустить выпуска некачественной продукции. Стандартизация процесса позволяет использовать все плюсы лазерного текстурирования для повышения надежности и гидромеханических характеристик трибосопряжений.

Благодаря текстурированию поверхности улучшается гидродинамика подшипников скольжения, данное свойство авторы называют «вторичной смазкой» [74]. Смазка, попадая в текстурированную область (микроямки) может действовать как «второй источник смазки», когда это нужно при экстремальных нагрузках. Это свойство подшипника скольжения с нанесением на его поверхности лазерного текстурирования имеет большое значение, когда рабочая зона находится в первой части кривой Герси-Штрибека (рисунок 1.17). Микронеровности могут также действовать как бассейны изнашивания, привлекая частицы износа, которые возникают в результате контакта выступов поверхности.

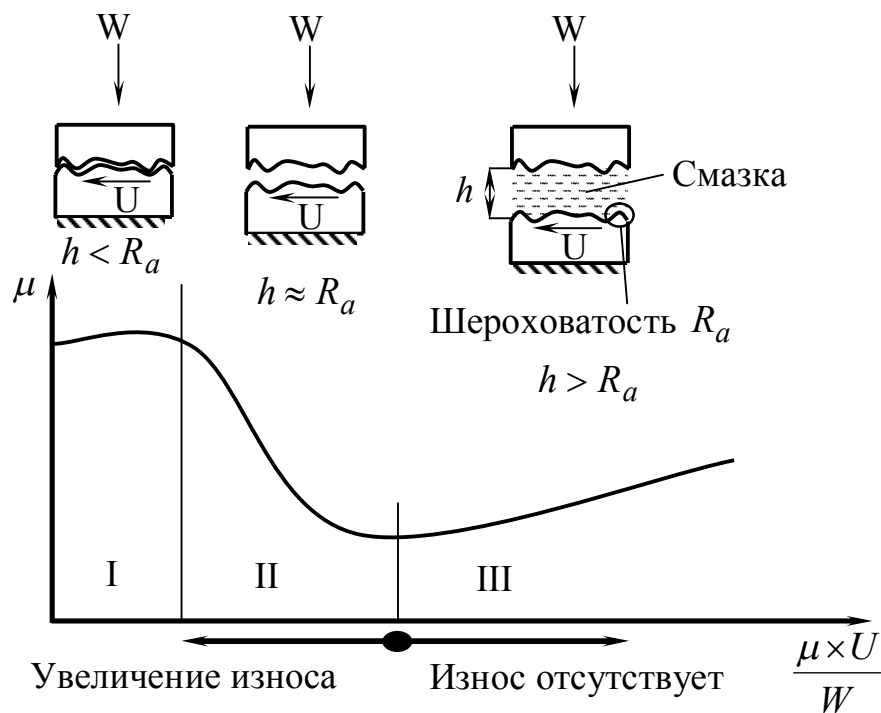


Рисунок 1.17. Кривая Герси–Штрибека

Лазерное текстурирование можно выполнять на различных материалах, таких как сталь с покрытиями хрома, вольфрамовом карбиде и кремниевом карбиде (SiC) [56]. Вне зависимости от типа трибосопряжения и материала из которого он изготовлен – гидродинамические характеристики такого узла трения улучшаются

значительно. Было доказано, что лазерное текстурирование эффективно не только при жидкой (несжимаемой) смазке, но также и в сухих газовых уплотнениях.

Текстурированную поверхность можно использовать для устранения «залипания» и адгезии в точных устройствах [44]. Сегодня данное свойство текстурированной поверхности исследуется на коммерческой основе у всех производителей жестких дисков [73]. В таких устройствах максимальная толщина слоя составляет всего несколько нанометров и поддержание постоянной толщины слоя необходимо для их нормальной работы. Хотя текстурирование можно использовать для контроля различных процессов (адгезии и «залипания»), в данной работе исследуются гидродинамические свойства текстурированной поверхности.

1.4 Цель и задачи исследования

Всё вышесказанное позволяет сформулировать **цель исследования**, которая заключается в повышении несущей способности гидродинамических упорных подшипников скольжения турбокомпрессоров текстурированием поверхностей трения.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать математическую модель процессов, происходящих в смазочном слое гидродинамического упорного ПС с различными типами лазерного текстурирования поверхностей трения сегментов и учетом, в общем случае, неньютоновских свойств применяемых масел.
2. Разработать алгоритм и программу расчета несущей способности и гидромеханических характеристик упорных ПС с лазерным текстурированием поверхностей сегментов
3. Провести экспериментальные исследования для оценки адекватности разработанной математической модели.
4. Исследовать влияние параметров лазерного текстурирования поверхности трения на несущую способность и гидромеханические характеристики упорных подшипников.

5. Определить наилучшие параметры лазерного текстурирования применительно к разработанной конструкции упорного ПС ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С.

6. Сформировать на основе полученных результатов исследований рекомендации по проектированию упорных ПС.

ГЛАВА 2. МЕТОДИКА РАСЧЕТА УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С ЛАЗЕРНЫМ ТЕКСТУРИРОВАНИЕМ ПОВЕРХНОСТИ

2.1. Геометрия упорного подшипника скольжения

На рисунке 2.1 схематично представлен упорный ПС. Горизонтальный ротор 1, на котором жестко закреплена пята 2, вращается с постоянной угловой скоростью ω относительно подпятника 3. При создании математической модели упорного ПС были приняты следующие допущения [24, 26]: осевая нагрузка N на ротор постоянна и уравновешена реакциями СС; плоскость пяты параллельна плоскости подпятника и занимает определенное равновесное положение относительно корпуса; ось упорного ПС совпадает с осью вращения ротора.

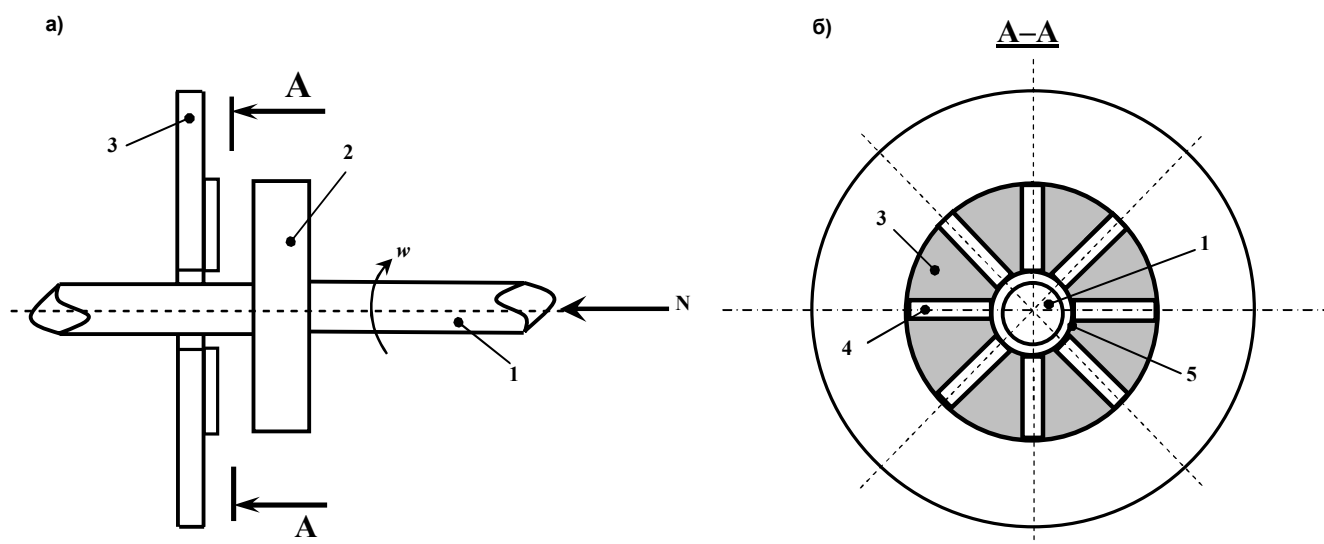


Рисунок 2.1. Схема упорного гидродинамического подшипника (а) – вид сбоку; б) – разрез АА): 1 – ротор; 2 – пята; 3 – УП; 4 – осевая канавка; 5 – кольцевая канавка

Поверхность упорного ПС разделена на сегменты канавками 4. На поверхности сегментов с помощью лазерного текстурирования нанесены микроямки (рисунок 2.2) в заданной глубины h_p (рисунок 2.2, б), радиусом r_p (рисунок 2.2, в). Плотность их распределения $S_p = \pi r_p^2 / 4\kappa r_1^2$, где $\kappa = r_2 / r_1$. Важным параметром лазерного текстурирования – является относительная величина текстурированной

части сегмента упорного ПС $\alpha = L_p/L$, где L_p – длина текстурированной части сегмента упорного ПС (м). На рисунке 2.2, в b – ширина сегмента упорного ПС (м). Каждая микроямка расположена в центре квадратной ячейки размером $2r_1 \times 2r_2$ (рисунок 2.2, в).

Смазочный материал подается по внутренней кольцевой канавке упорного ПС (R_1) под давлением $p_{вх}$ (рисунок 2.2, а) и температурой $T_{вх}$. Давление по наружному радиусу (R_2) упорного ПС принимается равным атмосферному p_a (рисунок 2.2, а). Давление в радиальных канавках p_k полагается распределенным по линейному закону от $p_{вх}$ до p_a (рисунок 2.2, а). Несущая способность в СС упорного подшипника скольжения образуется за счет множества гидродинамических клиньев в районе микроямок.

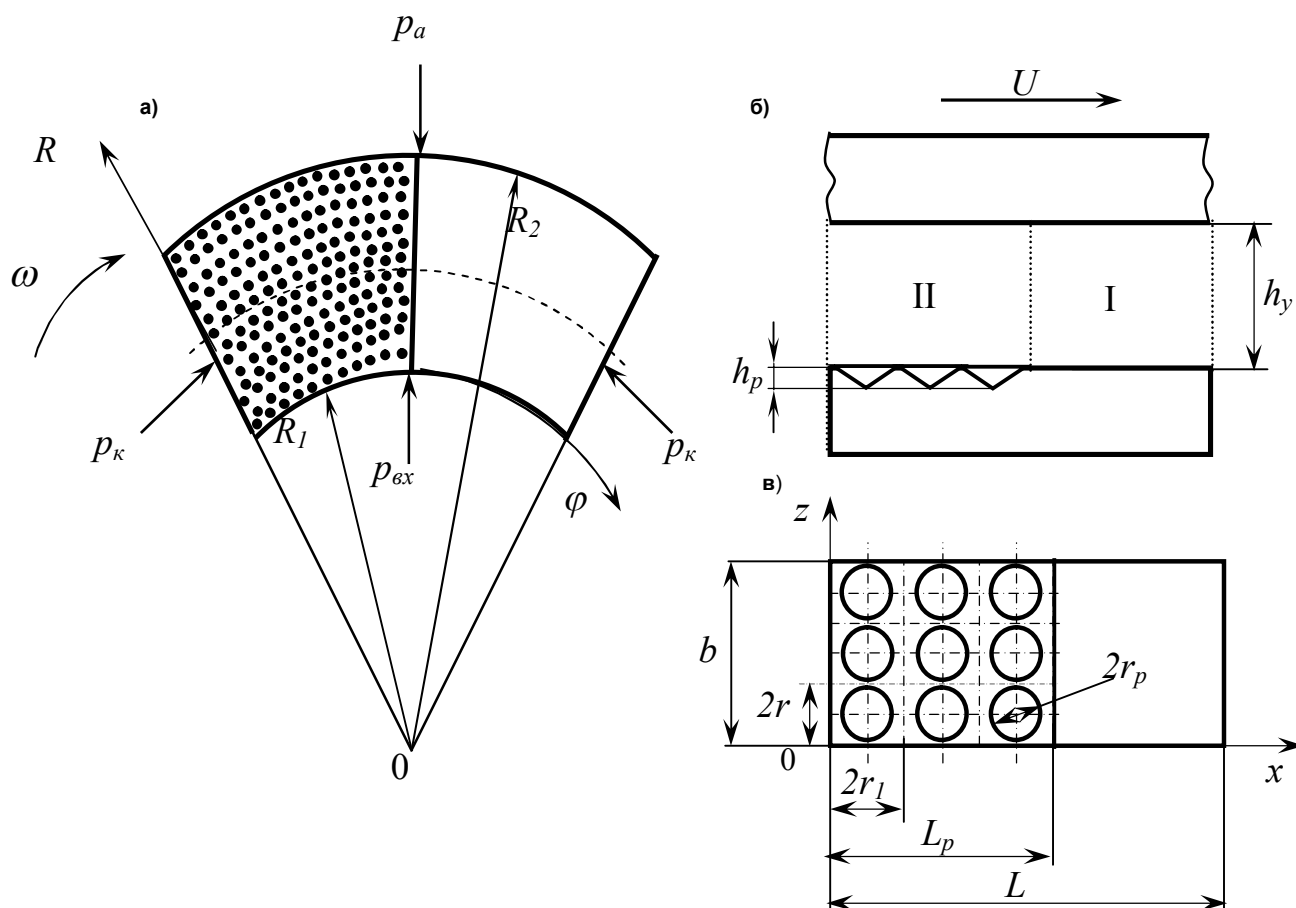


Рисунок 2.2 Схема одного сегмента: а – схема сегмента; б – схема упорного ПС вид сбоку; в – расчетная схема сегмента (вид сверху)

В работах, в которых проводится исследование профиля поверхности после текстурирования, представлены фотографии с микроямками. Последние имеют различную форму: обратный конус (рисунок 2.3) или полусфера (рисунок 2.4)

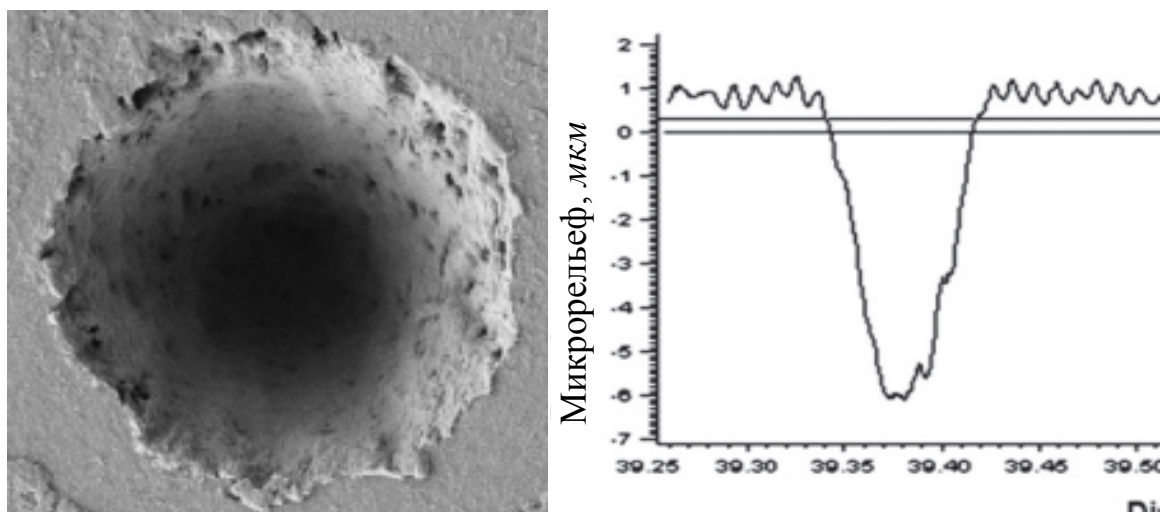


Рисунок 2.3. Фотография микроямки в форме обратного конуса

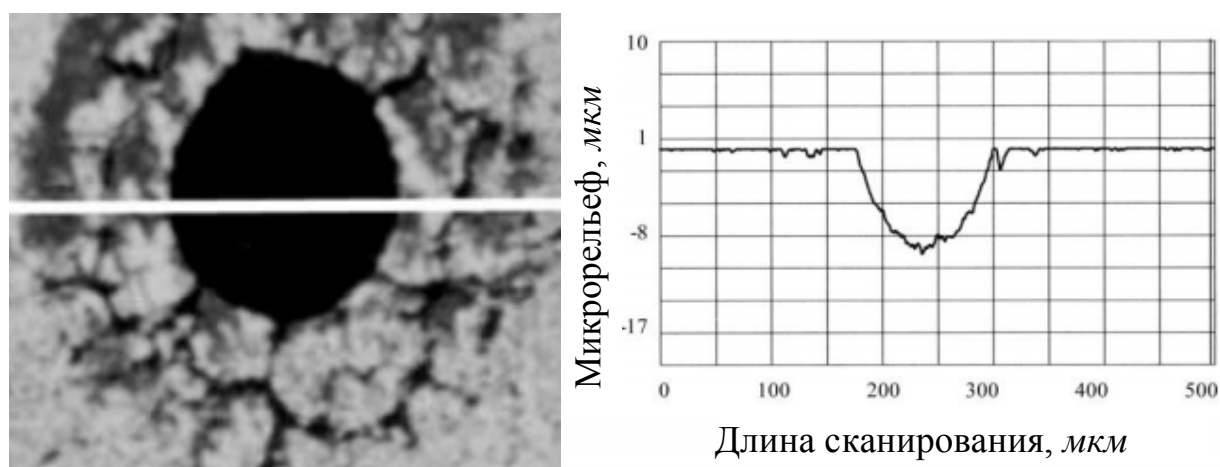


Рисунок 2.4 – Фотография микроямки в форме полусферы

В связи с разработкой универсальной математической модели были выведены уравнения толщины СС в микроямке для обоих случаев.

Толщина СС в нетекстурированной области I (рисунок 2.2, б) равна $h = h_y$. Для определения толщины СС h^* в произвольной точке текстурированной области II введем локальную систему координат $O_e x_e y_e z_e$ с началом O_e в центре ямки (рисунок 2.5). Если микроямка имеет форму обратного конуса, тогда толщину СС определяем из теоремы о подобии треугольников (рисунок 2.6, а).

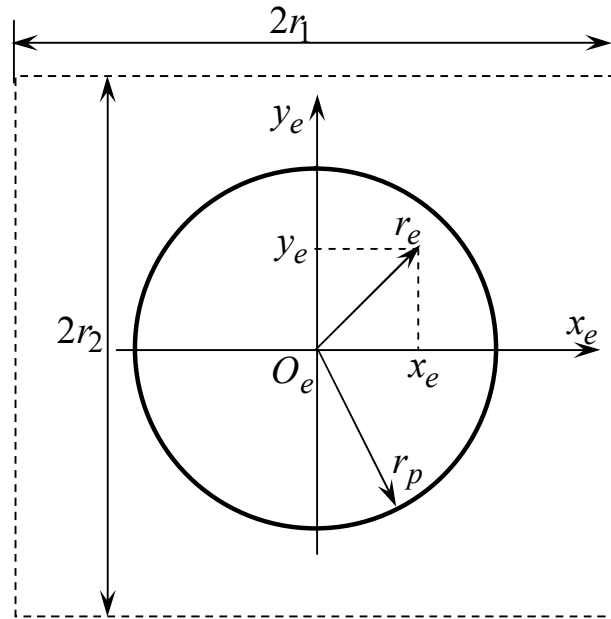
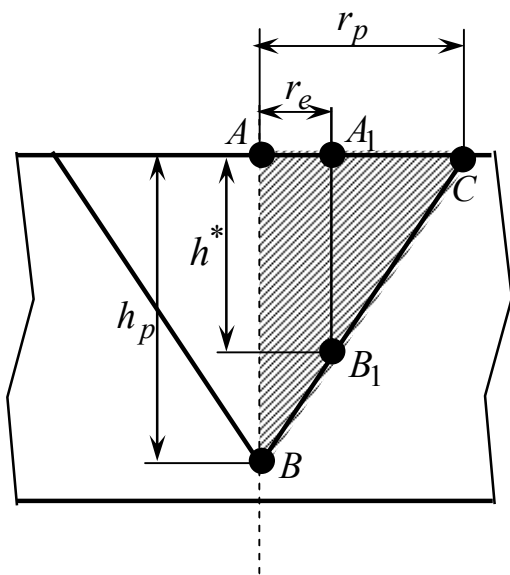


Рисунок 2.5. Квадратная ячейка в координатах $O_e x_e y_e z_e$

а)

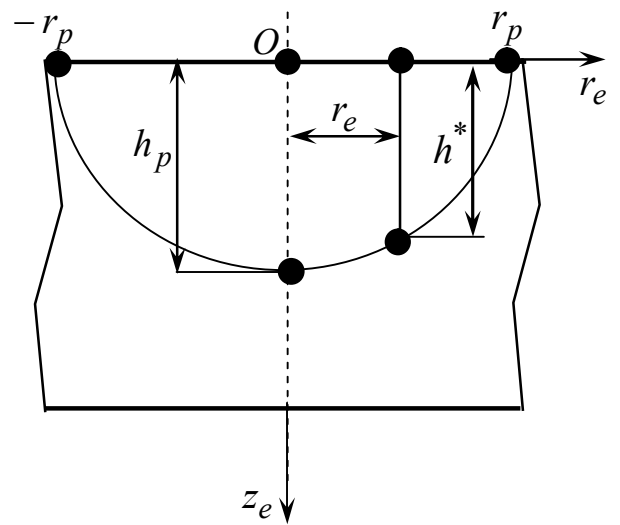


$$\Delta ABC \approx \Delta A_1 B_1 C \Rightarrow \frac{AB}{A_1 B_1} = \frac{BC}{B_1 C},$$

отсюда

$$h^* = \frac{(r_p - r_e) \cdot h_p}{r_p}$$

б)



$$h^* = -\frac{h_p}{r_p^2} x^2 + h_p$$

Рисунок 2.6. К определению толщины СС в ямке: а) микроямка в виде обратного конуса; б) микроямка в виде полусферы

Если микроямка имеет форму полусферы, тогда толщину СС определяем из уравнения параболы (рисунок 2.6, б).

Запишем уравнение параболы в координатах $Ox_e z_e$ в общем виде (2.1):

$$z_e = ax^2 + bx + c \quad (2.1)$$

Разложим уравнение (2.1) на линейные множители:

$$z_e = ax^2 + bx + c = a(x - x_1)(x - x_2) \quad (2.3)$$

Зная, что корни уравнения (1) равны: $x_1 = r_p$, $x_2 = -r_p$ перепишем уравнение (2.3) в следующем виде:

$$z_e = a(x^2 - r_p^2) \quad (2.4)$$

Для определения коэффициента a рассмотрим крайний случай когда $x = 0$, тогда из уравнения (2.4):

$$a = -\frac{h_p}{r_p^2} \quad (2.5)$$

Подставим значения a (2.5) в уравнение (2.4) и получим выражение для определения толщины СС h^* в произвольной точке:

$$z_e = h^* = -\frac{h_p}{r_p^2} x^2 + h_p \quad (2.6)$$

Запишем систему уравнений для определения толщины СС в упорном подшипнике скольжения в общем виде.

$$\bar{h} = \begin{cases} \bar{h}_y, \text{при} & \bar{x}_e^2 + \bar{y}_e^2 \geq \bar{r}_p^2 \\ \bar{h}_y + \bar{h}^*, \text{при} & \bar{x}_e^2 + \bar{y}_e^2 < \bar{r}_p^2 \end{cases} \quad (2.7)$$

где $\bar{h} = h/h_0$; $\bar{h}_y = h_y/h_0$; $\bar{h}_p = h_p/h_0$; $\bar{r}_p = r_p/h_0$; $\bar{r}_e = r_e/h_0$; $\bar{x}_e = x_e/h_0$; $\bar{y}_e = y_e/h_0$, h_0 – характерная толщина СС (м).

2.2. Модель смазочно материала

При расчете толщины СС очень важно учитывать свойства смазочного материала, т.к. на сегодняшний день широкое распространение при эксплуатации турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания получили всесезонные моторные масла, которые загущены различными присадками, и поведение таких масел отличается от минеральных (ньютоновских масел).

Известно, что такие масла относятся к неньютоновским жидкостям. Основной особенностью реологического поведения таких масел является нелинейность вязкости в зависимости от скорости сдвига. Другими словами, вязкость представляет собой функцию не только температуры и давления, но и скорости сдвига, значения которых в ПС ротора турбокомпрессора достигают $3 \cdot 10^6 \text{ с}^{-1}$.

При таких значениях скоростей сдвига возможно значительное снижение вязкости. Это обстоятельство необходимо учитывать при расчете гидромеханических характеристик подшипников скольжения.

Для расчета вязкости смазочного материала в зависимости от температуры, давления и касательных напряжений использовалась уравнение (2.10), полученное в работах Прокопьева В.Н., Рождественского Ю.В., Задорожной Е.А., Леванова И.Г. [4, 21]. Основные положения, заложенные в формулу вязкости: зависимость вязкости смазочного материала от скорости сдвига была аппроксимирована степенным законом Оствальда-Вейля; от температуры – трёхконстантной формулой Фогеля; от давления – формулой Баруса.

$$\mu(T, p, \tau) = \begin{cases} \mu_1 \cdot C_1 e^{(C_2/(T+C_3)) + \beta(T) \cdot p}, & 1 \leq \dot{\gamma} \leq \dot{\gamma}_1; \\ (I_2)^{(n(T)-1)/2} \cdot C_1 e^{(C_2/(T+C_3)) + \beta(T) \cdot p}, & \dot{\gamma}_1 \leq \dot{\gamma} \leq \dot{\gamma}_2; \\ \mu_2 \cdot C_1 e^{(C_2/(T+C_3)) + \beta(T) \cdot p}, & \dot{\gamma} > \dot{\gamma}_2, \end{cases} \quad (2.10)$$

где $\dot{\gamma} = \sqrt{I_2}$, $I_2 = \left(\frac{\partial V_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2$ – второй инвариант скоростей сдвига.

Значения коэффициентов C_i рассчитывались по формулам:

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

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

Здесь μ_i, T_i где $i = 1, 2, 3$ – экспериментальные значения вязкостей и соответствующие температуры.

Зависимость пьезокоэффициента вязкости $\beta(T)$ от температуры (для углеводородных масел с противоизносными присадками) была получена и представлена в работе Леванова И.Г. «Методика расчета сложнонагруженных подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах» (Леванов, И.Г. Методика расчета сложнонагруженных подшипников скольжения, работающих на неньютоновских маслах: дис. ... канд. тех. наук / И.Г. Леванов. – Челябинск, 2011. – 138 с.)

$$\beta(T) = 2,17398 \cdot 10^{-13} \cdot T^2 - 1,01915 \cdot 10^{-10} \cdot T + 2,16588 \cdot 10^{-8} \quad (2.11)$$

Степенной закон Оствальда-Вейла в общем виде имеет вид:

$$\mu = kI_2^{n-1}, \quad (2.12)$$

где k – параметр консистенции смазочного материала, имеющий размерность вязкости, Па·с и являющийся функцией температуры смазочного слоя;

n – параметр, характеризующий степень неньютоновского поведения смазочного материала;

Для определения истинных значений показателя степени n необходимо проводить экспериментальные исследования. Левановым И.Г. были получены значения данного показателя для различных масел. Например, для неньютоновского масла Revolux D2 10W40 значения показателя степени n представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Зависимость показателя степени от температуры

$T, ^\circ C$	60	80	100	120
n	0,954	0,943	0,929	0,916

По этим данным была подобрана сглаживающая функция в виде полинома третьей степени, которая используется при расчете вязкости:

$$n(T) = 0,0000000833T^3 - 0,00002375T^2 + 0,0015416667T + 0,929. \quad (2.13)$$

2.3. Определение поля гидродинамических давлений в смазочном слое упорного подшипника скольжения с лазерным текстурированием поверхности

При проведении численных исследований были приняты следующие допущения [24, 26]: режим движения СМ предполагается ламинарным; частицы СМ на границе с твердым телом имеют скорость соответствующую точке тела; движение пяты в радиальном направлении не учитывается; давление по толщине СС принимается постоянным; гидродинамическая реакция СС направлена по нормали к поверхности пяты; вследствие симметрии задачи, определение полей давлений проводилось для одного сегмента упорного ПС; сегменты упорного ПС полагаем неподвижными и прямоугольной формы, тангенциальный размер сегмента упорного ПС L равен дуге среднего радиуса, а ширина – $b = R_2 - R_1$ (рисунок 2.2, в); силы инерции СС не учитываются.

Для оценки теплового состояния ПС применялся изотермический подход.

Поле гидродинамических давлений $p(x, z)$ в СС неньютоновской жидкости находится интегрированием обобщенного уравнения Рейнольдса, которое в безразмерном виде имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(\frac{\bar{h}^{n+2}}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{\bar{h}^{n+2}}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right) = 6\bar{U} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{x}}, \quad (2.14)$$

где $\bar{p} = (p - p_a)\psi / \mu_0 \omega_0$ – безразмерное давление в СС, $\psi = h_0 / r_0$ – относительная характерная толщина СС; $\bar{z} = z / h_0$; $\bar{\mu} = \mu / \mu_0$ – безразмерная динамическая вязкость ($Па \cdot c$), μ_0 – характерный коэффициент динамической вязкости ($Па \cdot c$);

$\bar{U} = U/(\omega_0 \cdot r_0)$, где ω_0 – характерная угловая скорость (с^{-1}); r_0 – характерный линейный размер (м).

Уравнение (2.14) решается при следующих граничных условиях:

$$\bar{p}|_{\bar{z}=0} = \bar{p}_{\text{вх}}; \bar{p}|_{\bar{z}=\bar{b}} = 0; \bar{p}|_{\bar{x}=0} \bar{p}|_{\bar{x}=\bar{L}} = \bar{p}_\kappa; \bar{p} \geq 0. \quad (2.15)$$

Для решения уравнения (2.14) был применен успешно апробированный авторами для других видов трибосопряжений [22] метод конечных разностей, обеспечивающий точность решения уравнения при порядке сходимости по давлению до $\varepsilon = 10^{-5}$.

Для численного решения уравнения (2.14) методом конечных разностей введена равномерная сеточная область на поверхности одного сегмента с шагом $\Delta\bar{x}, \Delta\bar{z}$ по x и z соответственно.

Запишем уравнение (2.14) в дивергентной форме:

$$\frac{\partial B}{\partial \bar{x}} + \frac{\partial C}{\partial \bar{z}} = 0, \quad (2.16)$$

где $B = -6\bar{\mu}\bar{U}\bar{h} + \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}}$; $C = \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}$.

Интегрируя уравнение (2.16) по площадке S_{ij} (рисунок 2.7) и переходя в его левой части по формуле Грина [3] к контурному интегралу, получена разностная консервативная схема:

$$\left(B_{i+\frac{1}{2},j} - B_{i-\frac{1}{2},j} \right) \frac{1}{\Delta\bar{x}} + \left(C_{i,j+\frac{1}{2}} - C_{i,j-\frac{1}{2}} \right) \frac{1}{\Delta\bar{z}} = 0. \quad (2.17)$$

$$\text{Здесь } B_{i+\frac{1}{2},j} = -6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{ij}}{2} + \frac{\bar{h}_{i+1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{i+1,j} - \bar{p}_{ij}}{\Delta\bar{x}};$$

$$B_{i-\frac{1}{2},j} = -6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i-1,j} + \bar{h}_{ij}}{2} + \frac{\bar{h}_{i-1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{ij} - \bar{p}_{i-1,j}}{\Delta\bar{x}};$$

$$C_{i,j+\frac{1}{2}} = \frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{i,j+1} - \bar{p}_{ij}}{\Delta\bar{z}}; \quad C_{i,j-\frac{1}{2}} = \frac{\bar{h}_{i,j-1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{ij} - \bar{p}_{i,j-1}}{\Delta\bar{z}}.$$

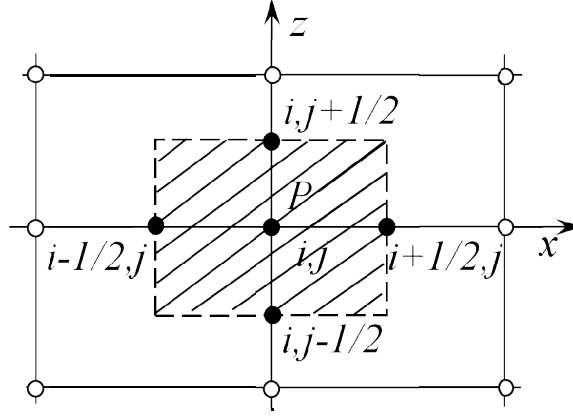


Рисунок 2.7. Модель одной ячейки

С учетом подстановки значений $B_{i \pm \frac{1}{2}, j}$ и $C_{i, j \pm \frac{1}{2}}$ в уравнение (2.17):

$$\begin{aligned}
 & \left(-6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta\bar{x}} + \frac{\bar{h}_{i+1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{i+1,j} - \bar{p}_{ij}}{\Delta\bar{x}^2} + \right. \\
 & \left. + 6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i-1,j} + \bar{h}_{ij}}{2\Delta\bar{x}} - \frac{\bar{h}_{i-1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{ij} - \bar{p}_{i-1,j}}{\Delta\bar{x}^2} \right) + \left(\frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{i,j+1} - \bar{p}_{ij}}{\Delta\bar{z}^2} - \right. \\
 & \left. - \frac{\bar{h}_{i,j-1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2} \cdot \frac{\bar{p}_{ij} - \bar{p}_{i,j-1}}{\Delta\bar{z}^2} \right) = 0 \Rightarrow \\
 & \left(\bar{p}_{i+1,j} \frac{\bar{h}_{i+1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2} - \bar{p}_{i,j} \frac{\bar{h}_{i+1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2} \right) + \left(\bar{p}_{i,j+1} \frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2} - \bar{p}_{i,j} \frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2} \right) = \\
 & \left(-\bar{p}_{i,j} \frac{\bar{h}_{i-1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2} + \bar{p}_{i-1,j} \frac{\bar{h}_{i-1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2} \right) + \left(-\bar{p}_{i,j} \frac{\bar{h}_{i,j-1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2} + \bar{p}_{i,j-1} \frac{\bar{h}_{i,j-1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2} \right) = \\
 & = 6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i-1,j}}{2\Delta\bar{x}} \quad (2.18)
 \end{aligned}$$

Перепишем уравнение (2.18) в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 & \bar{p}_{i+1,j} \left[\frac{\bar{h}_{i+1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2} \right] + \bar{p}_{i,j} \left[- \left(\frac{\bar{h}_{i+1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2} + \frac{\bar{h}_{i-1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2} + \frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2} + \frac{\bar{h}_{i,j-1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2} \right) \right] \\
 & + \bar{p}_{i-1,j} \left[\frac{\bar{h}_{i-1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2} \right] + \bar{p}_{i,j+1} \left[\frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2} \right] + \bar{p}_{i,j-1} \left[\frac{\bar{h}_{i,j-1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2} \right] = 6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i-1,j}}{2\Delta\bar{x}} \quad (2.19)
 \end{aligned}$$

Систему (2.19) представим в виде системы линейных алгебраических уравнений (СЛАУ):

$$A_{ij}\bar{p}_{i,j+1} + B_{ij}\bar{p}_{i,j} + C_{ij}\bar{p}_{i,j-1} + F_{ij}\bar{p}_{i+1,j} + E_{ij}\bar{p}_{i-1,j} = D_{ij}, \quad (2.20)$$

$$\text{где } F_{i,j} = \frac{\bar{h}_{i+1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2}; E_{i,j} = \frac{\bar{h}_{i-1,j}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{x}^2}; A_{ij} = \frac{\bar{h}_{i,j+1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2}; C_{i,j} = \frac{\bar{h}_{i,j-1}^3 + \bar{h}_{ij}^3}{2\Delta\bar{z}^2};$$

$$B_{ij} = -(A_{ij} + C_{ij} + F_{ij} + E_{ij}); D_{ij} = 6\bar{\mu}\bar{U} \frac{\bar{h}_{i,j+1} - \bar{h}_{i-1,j}}{2\Delta\bar{x}}.$$

В схеме (2.20) выполняется условие диагонального преобладания:

$$|B_{ij}| \geq |A_{ij}| + |C_{ij}| + |E_{ij}| + |F_{ij}|. \quad (2.21)$$

Поэтому решение задачи о давлении может быть получено различными итерационными методами. Простым и гибким алгоритмом, хорошо учитывающим геометрию подшипника и условия в виде неравенств, является алгоритм Зейделя, который реализуется по схеме:

$$\bar{p}_{ij}^{(\rho+1)} = \frac{1}{B_{ij}} (D_{ij} - A_{ij}\bar{p}_{i,j+1}^{(\rho)} - C_{ij}\bar{p}_{i,j-1}^{(\rho)} - F_{ij}\bar{p}_{i+1,j}^{(\rho)} - E_{ij}\bar{p}_{i-1,j}^{(\rho)}),$$

где ρ – номер итерации.

Итерационный процесс поиска эпюры давления прекращается при выполнении условия сходимости:

$$\left| \frac{\sum \sum (p_{ij}^{\rho+1} - p_{ij}^{\rho})}{\sum \sum p_{ij}^{\rho}} \right| \leq \varepsilon.$$

2.4. Многосеточный метод решения уравнения Рейнольдса

Так как в работе проводилось исследование кроме макро-, но микропрофиль рабочей поверхности, то для качественного и более точного расчета несущей способности и гидромеханических характеристик упорного ПС необходимо использовать большое количество узлов. Для повышения скорости итерационного процесса сходимости и точности решения уравнения (2.14) применен многосеточный метод [22]. Эффективность использования многосеточного метода по сравнению с моносеточным режимом расчета доказана численными экспериментами, результаты которых представлены в таблице 2.2.

Сравнение количества узлов и итераций в зависимости от используемого метода

ns	Количество узлов по x и z	Количество итераций	
		Многосеточный метод	Односеточный метод
1	64x39	1392	1372
2	127x77	4893	4968
3	254x153	6309	17062
4	507x305	6371	36920
5	1014x609	6452	49636

В данном методе несущая область ПС S_{ij} аппроксимировалась последовательностью прямоугольных сеток $S^1, S^2, \dots, S^{ns}$, где ns – количество сеток (уровней дискретизации). Количество узлов на первой (самой грубой) сетке ($ns = 1$) определяли исходя из того, чтобы узел сетки был совмещен с серединой ямки и шаги сетки по x и по z равнялись соответственно: $\Delta\bar{x} = 2\bar{r}_1$, $\Delta\bar{z} = 2\bar{r}_2$, где $\bar{r}_1 = r_1/r_0$, $\bar{r}_2 = r_2/r_0$. При достижении сходимости по давлению на грубой сетке шаг по x и по z делился пополам и повторялось численное решение на более мелкой сетке.

Для оценки порядка сходимости численной схемы удобно использовать результаты, полученные с различным количеством сеток. В работах Марчука и Роуча [27] показано, что сходимость решения достигается при выполнении условий аппроксимации дифференциального оператора и устойчивости решения разностной краевой задачи. Численная схема (2.17) аппроксимирует уравнение Рейнольдса для давлений с порядком $O(\Delta x^2 + \Delta z^2)$, что следует из методики ее получения.

Устойчивость решения обеспечивается условиями (2.21) диагонального преобладания в схеме. Отсюда теоретический порядок сходимости разностного решения равен порядку аппроксимации, то есть $O(\Delta x^2 + \Delta z^2)$ [2].

Оценка порядка сходимости проведена на примере расчета НС упорного подшипника ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С.

Основные исходные данные: $R_1 = 5,9$ мм, $R_2 = 9,35$ мм; $\omega = 70000 \text{ мин}^{-1}$; $p_{\text{вх}} = 0,4$ МПа; температура подачи СМ – $T_{\text{вх}} = 120^\circ \text{C}$; количество сегментов упорного ПС – $kn = 8$. В расчетах были использованы параметры синтетического масла 10W40 ($\mu_1(T_1 = 40^\circ \text{C}) = 70,7, \text{мПа} \cdot \text{с}$; $\mu_2(T_1 = 100^\circ \text{C}) = 11,5, \text{мПа} \cdot \text{с}$), плотность СМ – $\rho = 850 \text{ кг/м}^3$. В качестве «базовых» параметров лазерного текстурирования были приняты следующие значения: $h_y = 10 \text{ мкм}$; $L = 5,87 \text{ мм}$; $\alpha = 0,6$; $S_p = 0,785$; $h_p = 30 \text{ мкм}$; $r_p = 90 \text{ мкм}$.

При варьировании степени дискретизации шаг по x и по z изменялся в зависимости от количества сеток. Учитывая величину Δx и Δz на самой мелкой (пятой) сетке сумма $(\Delta x^2 + \Delta z^2)$ для рассмотренной схемы составляет $7,922 \cdot 10^{-6}$. Результаты расчета НС в зависимости от порядка сходимости при изменении количества сеток от 1 до 5 представлены на рисунок 2.8. Из графика видно, что при увеличении порядка сходимости больше, чем $\varepsilon = 10^{-6}$ результаты расчета НС практически не отличаются, а применение в расчетах более трех сеток ($ns = 3$, количество узлов – 3814×2617) нецелесообразно, т.к. результаты отличаются не более чем на 0,1% [37].

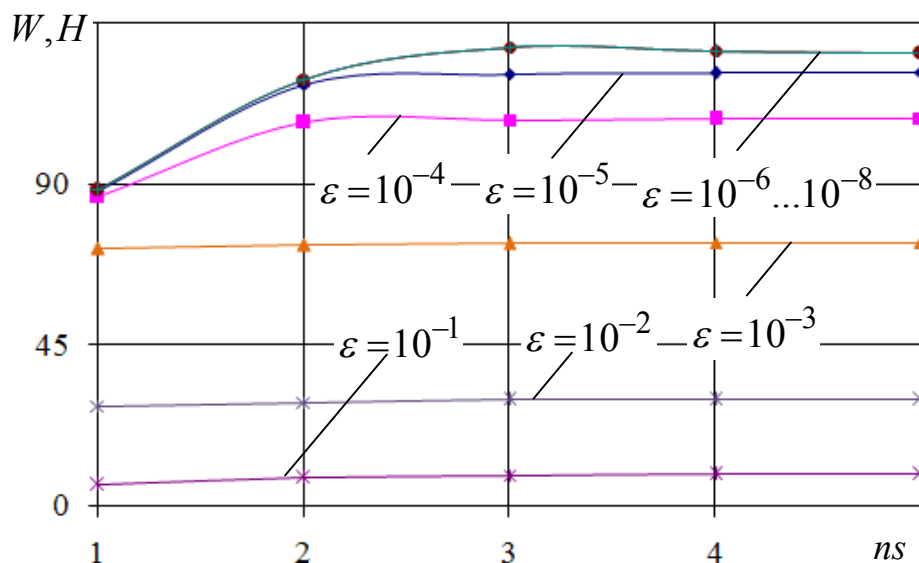


Рисунок 2.8. Определение оптимального значения точности сходимости и количества сеток при выполнении расчетов

Для снижения времени тестовых расчетов были сопоставлены данные для $\varepsilon = 10^{-6}$ и $\varepsilon = 10^{-5}$. В таблице 2.3 представлены результаты расчета НС, максимального давления в СС и количество итераций в зависимости от уровня дискретизации ($ns = 1...5$) при различных ε .

Отличие результатов, полученных при $ns = 3$, $\varepsilon = 10^{-5}$ и $ns = 5$, $\varepsilon = 10^{-6}$ для НС не превышает 2,9 %, а для максимального давления в СМ – 2,3 %. В тоже время количество итераций снижается в 4 раза. Таким образом, было принято решение, что для описания с приемлемой точностью геометрии и процессов, происходящих в тонком смазочном слое УП, а также для снижения времени расчетов использовать следующие параметры многосеточного алгоритма: $ns = 3$, $\varepsilon = 10^{-5}$.

Таблица 2.3

Результаты расчета НС и максимального давления для различного количества сеток и итераций

Количество сеток (ns)	W, H	$p_{\max}, МПа$	Количество итераций
5	127,8 ¹⁾ /121,3 ²⁾	2,971 ¹⁾ /2,844 ²⁾	24127 ¹⁾ /6452 ²⁾
4	127,6 ¹⁾ /121,1 ²⁾	2,97 ¹⁾ /2,842 ²⁾	23820 ¹⁾ /6371 ²⁾
3	127,2 ¹⁾ /120,7 ²⁾	2,967 ¹⁾ /2,835 ²⁾	22766 ¹⁾ /6309 ²⁾
2	119 ¹⁾ /117,8 ²⁾	2,77 ¹⁾ /2,75 ²⁾	8103 ¹⁾ /4893 ²⁾
1	88,19 ¹⁾ /88 ²⁾	1,924 ¹⁾ /1,921 ²⁾	1907 ¹⁾ /1392 ²⁾

1) $\varepsilon = 10^{-6}$; 2) $\varepsilon = 10^{-5}$

2.5. Алгоритм расчета несущей способности и гидромеханических характеристик сопряжения

Для оценки работоспособности упорных ПС высокоскоростных роторных машин необходимо рассчитать их основные характеристики: НС (W, H); потери мощности на трение в СМ ($N, Вт$); массовый расход смазочного материала (Q_m , кг/с).

На основе интегрирования поля гидродинамических давлений в СС определяются: гидродинамическая (подъемная) сила R ; сила F_{mp} и момент M_{mp} сопротивления вращению пяты, обусловленные действием касательных напряжений τ в СС.

Проекции гидродинамической силы на оси неподвижной системы координат $Oxyz$ определялись соотношениями для одного сегмента УП:

$$R_y = \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L p(x, z) dx dz.$$

Элементарная сила сопротивления вращению цапфы зависит от касательного напряжения и при вязком сдвиге имеет вид:

$$dF_{mp} = \tau \cdot dx \cdot dz, \text{ где } \tau = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu U}{h}.$$

Сила и момент сопротивления вращению пяты с учетом касательного напряжения τ определялась как:

$$F_{mp} = kn \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L \tau dx dz,$$

$$M_{mp} = kn \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L (R + \Delta z) \tau dx dz.$$

НС определялась как произведение количества сегментов на гидродинамическую силу (проекция на ось y), (H):

$$W = kn \int_{R_1}^{R_2} \int_0^L p(x, z) dx dz.$$

Потери мощности на трение, (Bm):

$$N_{mp} = M_{mp} U.$$

Коэффициент трения определялся из следующего соотношения:

$$f_{mp} = F_{mp} / W.$$

Объемный расход СМ в радиальном направлении (m^3 / c):

$$Q_{v(r)} = kn \int_0^L \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) dx.$$

Объемный расход СМ в окружном направлении (m^3 / c):

$$Q_{v(\varphi)} = kn \int_{R_1}^{R_2} \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{Uh}{2} \right) dz.$$

Массовый расход (kg / c):

$$Q_{m(r,\varphi)} = Q_{(r,\varphi)} \cdot \rho.$$

При численном интегрировании все интегралы вычислялись по методу Симпсона с использованием безразмерных значений параметров $\bar{p}, \bar{h}, \bar{U}$ в узлах сетки i, j .

Алгоритм расчета (рисунок 2.9) несущей способности и гидромеханических характеристик упорных ПС с различными формами сегментов (лазерное текстурирование поверхности, наклонная поверхность, ступенька Рэлея, ступенька Рэлея с лазерным текстурированием) при различных равновесных положениях пяты заключался в следующем:

1) для заданного значения установочного зазора и известной частоты вращения ротора определяли несущую способность, расход смазки и потери на трение;

2) для зазора проверялось условие:

$$h(x) > h_{\min}; \quad (2.17)$$

3) при выполнении условия (2.17) смещаем пяту на величину Δh и возвращаемся к пункту 1);

4) при нарушении условия (2.17) полагаем $h(x) = h_{\min}$, нагружение опоры рассматриваем как предельное, вычисляем предельную несущую способность и соответствующие этому режиму нагружения статические характеристики.

На основе представленной методики расчета создан программный комплекс «Секторный подпятник» [19] и «Секторный подпятник–II» [20], который позволяет осуществлять анализ влияния различных эксплуатационных и геометрических параметров упорного ПС на его ГМХ.



Рисунок 2.9. Алгоритм расчета несущей способности и гидромеханических характеристик упорного ПС: NSET – номер самой грубой сетки, MSET– номер самой мелкой сетки

2.6. Выводы по главе 2

1. На основе гидродинамической теории смазки и предложенных подходов к описанию функции зазора в упорном ПС, а также с учетом неньютоновских свойств смазочных материалов разработана математическая модель процессов, происходящих в смазочном слое гидродинамического упорного ПС с различными типами лазерного текстурирования поверхностей трения сегментов.

2. На основе проведенных численных исследований были установлены параметры многосеточного метода для решения уравнения Рейнольдса, а также подобран параметр сходимости, обеспечивающий приемлемую точность решения.

3. Представлен алгоритм расчета несущей способности и гидромеханических характеристик сопряжения.

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Экспериментальные исследования проводились для определения влияния параметров лазерного текстурирования на несущую способность и потери на трение упорного ПС [32], а также для проверки адекватности полученной математической модели.

Исследования влияния лазерного текстурирования поверхности на гидромеханические характеристики упорного гидродинамического сегментного подшипника проводились автором в лаборатории «Триботехника» израильского технологического института «Технион» (г. Хайфа). Подобные исследования выполнялись ранее, результаты которых представлены в работах Этсиона [55].

3.1 Описание экспериментального стенда

Общий вид и схема экспериментального комплекса приведены на рисунке 3.1. Основой установки является сверлильный станок 1. Вращение от электродвигателя 2 передается на вал 7 через клиноременную передачу (3 – ведущий ролик, 4 – клиновой ремень, 5 – ведомый ролик). Подшипниковый узел состоит из пяты 8 и подпятника 9, поверхности которых параллельны. Пята вращается с заданной скоростью вместе с валом 7. Подпятник жестко зафиксирован в корпусе стенда. Для наблюдения за экспериментом стенки защитного корпуса 10 выполнены из оргстекла. Осевую нагрузку F обеспечивает груз 11. На конце рычага с противоположной стороны от груза 11 установлен датчик для измерения усилия сжатия («Kraft Aufnehmer Typ C9B», HBM, Германия) 12, который позволяет контролировать прилагаемую нагрузку. Вода поступает в корпус упорного подшипника по трубопроводу из бака 15 и растекается по поверхности трения подпятника. Для измерения момента вязкого трения в эксперименте использовали датчик момента («Wagezelle Load Cell Typ Z8», HBM, Германия) 13 (рисунок 3.2).

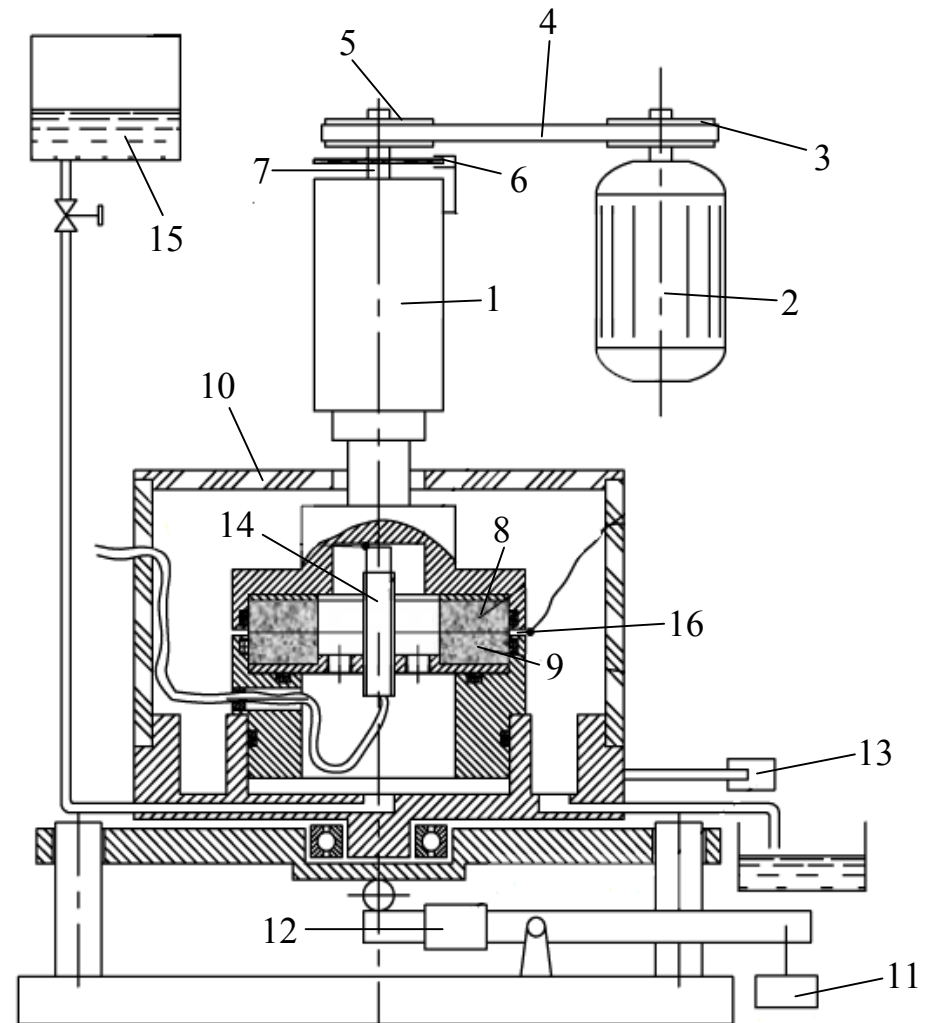


Рисунок 3.1 – Общий вид (а) и схема экспериментального комплекса (б)

Датчик определения толщины смазочного слоя (воды) 14, представленный на рисунке 3.3, и датчик определения скорости вращения ротора 6 (фото представлено на рисунке 3.4), установленные на стенде, выполнены по интеллектуальной вихретоковой системе (НВМ, Германия).



Рисунок 3.2. Датчик измерения крутящего момента

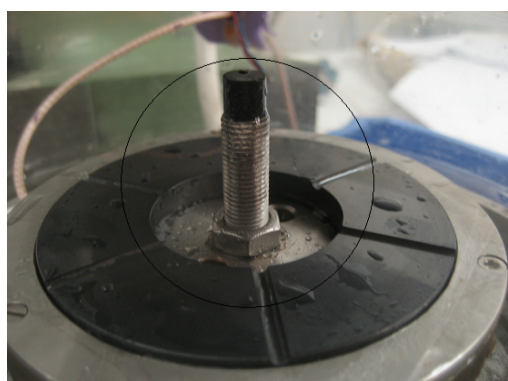


Рисунок 3.3. Датчик измерения толщины смазочного слоя

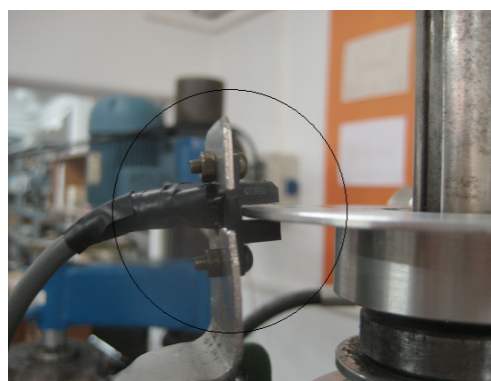


Рисунок 3.4. Датчик измерения скорости вращения ротора

Основные преимущества данной системы: бесконтактный способ определения требуемых параметров; низкая погрешность измерений; на сигнал датчика практически не влияют влажность, давление и загрязненность окружающей газовой

среды. Вихретоковая система (рисунок 3.5) состоит из датчика и электронного блока. Датчик (рисунок 3.6) представляет собой металлический зонд с диэлектрическим наконечником (в который заключена катушка индуктивности).

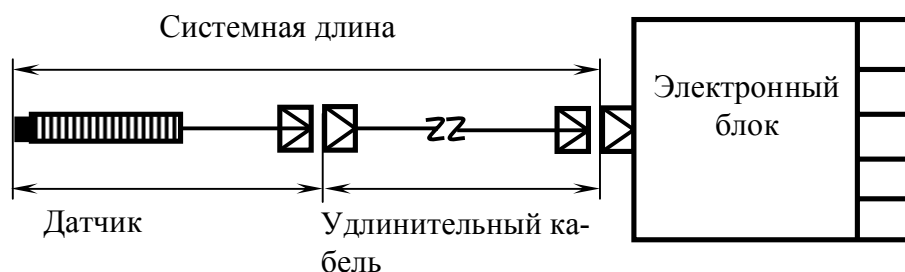


Рисунок 3.5. Схема вихретоковой системы

С помощью кабеля датчик подключается к электронному блоку. Электронный блок вырабатывает сигнал возбуждения катушки индуктивности датчика и осуществляет выделение информативного параметра. После обработки информации электронный блок создает электрический сигнал, прямо пропорциональный расстоянию от торца датчика до контролируемого объекта.

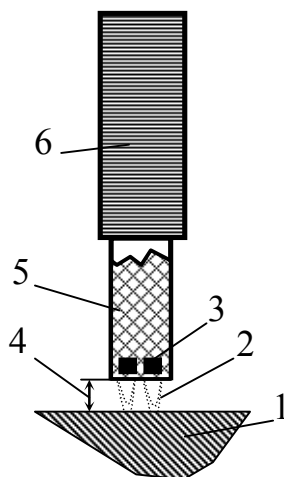


Рисунок 3.6. Схема вихретокового датчика: 1 – объект контроля; 2 – электромагнитное поле; 3 – плоская катушка; 4 – измеряемый зазор; 5 – диэлектрический наконечник; 6 – металлический цилиндрический корпус с резьбой

Термопара ТХК 16 (представлена на рисунке 3.7), прилегающая к внешней кромке подпятника, позволяет контролировать температуру воды.

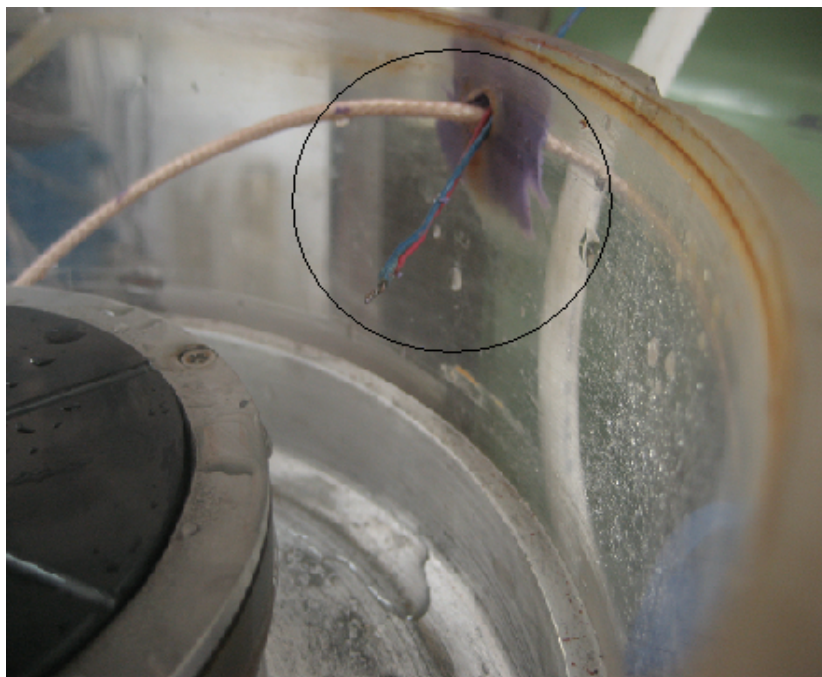


Рисунок 3.7. Термопара ТХК

В таблице 3.1 представлены предел измерений и класс точности используемых в эксперименте датчиков. Все измеряемые величины изменяются по линейному закону $y = k \cdot x + b$. Для тарировки датчиков использовались измерительные приборы (микрометр настольный, тахометр, термометр, тарированные грузики). Значение, измеренное на приборе, сравнивалось со значением, которое определяет датчик, и если требовалась корректировка, изменялись коэффициенты k и b .

Таблица 3.1

Технические характеристики датчиков

Вид датчика/название	Предел измерений	Класс точности
Датчик измерения усилия сжатия/ Kraft Aufnehmer Typ C9B	50Н...50 кН	0,5
Датчик измерения крутящего момента/ Wagezelle Load Cell Typ Z8	5...1000 Нм	0,5
Датчик определения толщины смазочного слоя, НВМ	0,1...2,1 мм	0,5
Датчик определения скорости вращения ротора, НВМ	5...60000 мин ⁻¹	0,5

Все данные с датчиков приходят на многоканальный контроллер BE 3200 (HBM, Германия), который позволяет усилить сигнал, получаемый от датчиков, и преобразовать его в цифровой. После обработки сигнал поступает на PCI-контроллер, установленный в ПК. PCI-контроллер вместе с многоканальным контроллером BE 3200 и датчиками образуют информационно-измерительную систему (ИИС) (рисунок 3.8).

Инструментом для автоматического сбора и обработки экспериментальных данных является программное обеспечение «Perception». Диалоговое окно пользовательского интерфейса состоит из двух частей: (рисунок 3.9).

В первой части (блок 1) расположены блок 1а тарировки и проверки работоспособности датчиков. В блок 1б вручную записываются исходные данные эксперимента (в левом столбце по порядку сверху вниз: № проводимого эксперимента, № образца пяты и подпятника, плотность распределения ямок, глубина ямки, диаметр ямки, тип смазки, площадь обработанной поверхности колодки), а также справа в блоке фиксируется мгновенная скорость вращения, величина нагрузки, продолжительность проводимого эксперимента. Во второй части (блок 2) расположены графики измеряемых величин (коэффициент трения, зазор, температура, тангенциальная нагрузка, осевая нагрузка).

Система смазки упорного подшипника скольжения выполнена по замкнутой схеме и включает в себя: бак «для слива воды», электрический гидронасос, фильтр грубой очистки для предотвращения попадания мелкодисперсных инородных включений в смазочный слой подшипника, вентили, соединительные трубопроводы, бак «подачи воды». Вода поступает в зону контакта из бака «подачи воды», в котором установлен концевой выключатель. При заполнении бака поплавки замыкают концевой выключатель, и насос перестает перекачивать воду из бака «для слива воды».

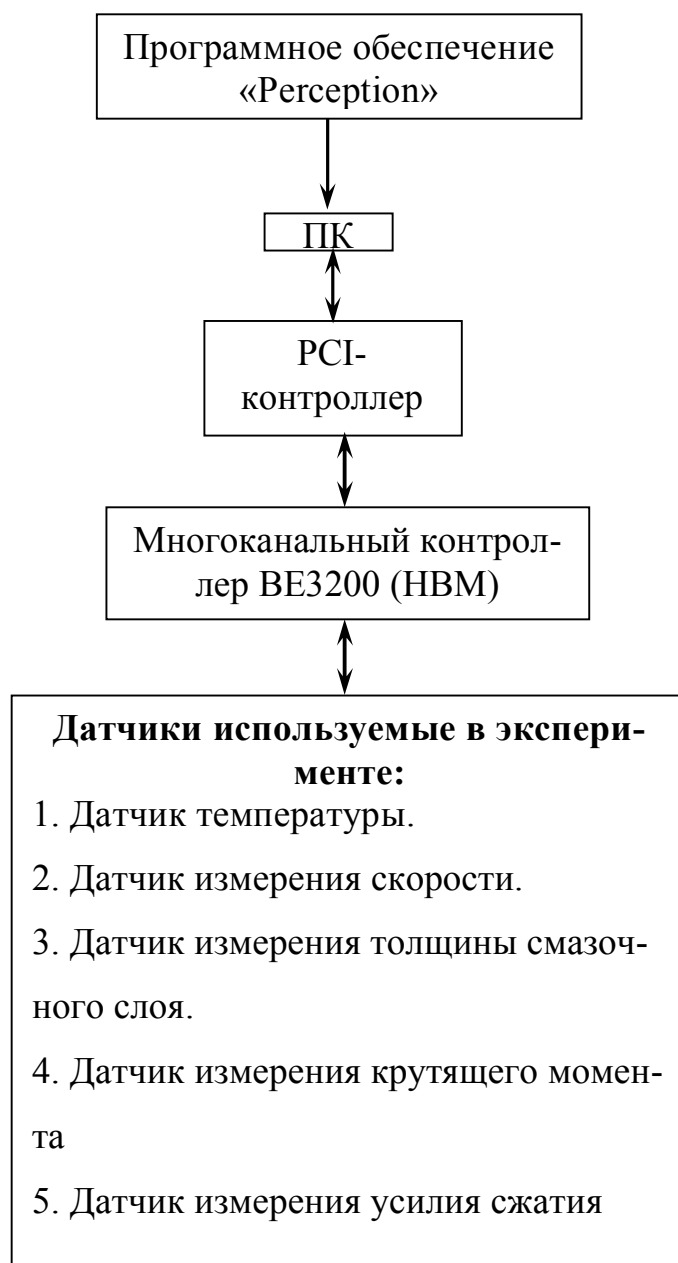


Рисунок 3.8. Схема информационно-измерительной системы

Использованные в эксперименте пята и подпятники выполнены в виде дисков из карбида кремния (SiC), толщиной 10 мм, с наружным диаметром 85 мм и внутренним 40 мм. Подпятник разделен радиальными канавками на шесть сегментов, на поверхности которых нанесено лазерное текстурирование. Для определения влияния лазерного текстурирования поверхностей сегментов подпятника на характеристики УГСП во всех испытаниях были использованы: одна пята (рисунок 3.10, а) и 3 сегментных подпятника (без лазерного текстурирования поверхности (рисунок 3.10, б, 3.11, а, б); с «односторонним» текстурированием, когда обраба-

тывается только одна часть поверхности со стороны входа в сегмент по вращению пяты (рисунок 3.11, а); с «двусторонним» текстурированием, когда обрабатывается две части поверхности со стороны входа и выхода из сегмента (рисунок 3.11, б)).

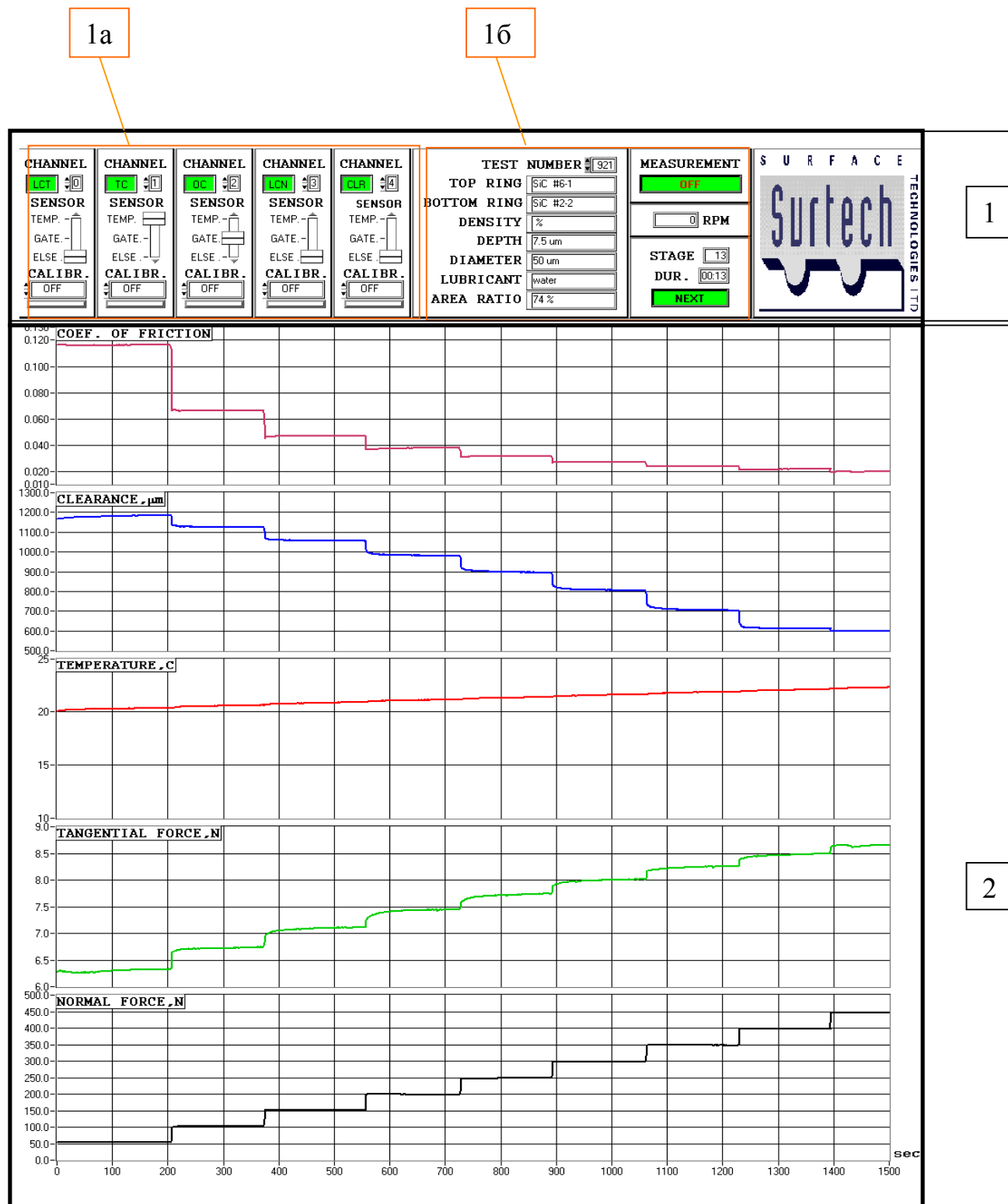


Рисунок 3.9. Пользовательский интерфейс программы

На фотографиях темная часть подпятника – необработанная, светлая – обработанная. Обработывали поверхности дисков с помощью пульсирующего лазера на алюмоиттриевом гранате, легированном неодимом, с частотой 5 кГц.

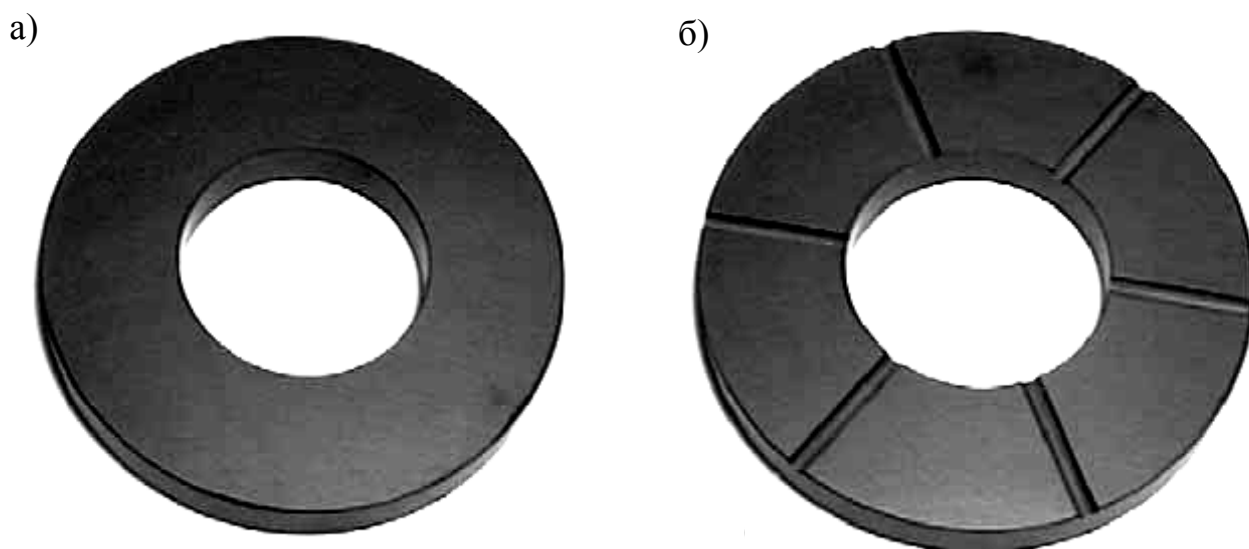


Рисунок 3.10. Фотографии образцов пяты (а) и подпятника с гладкой поверхностью (б)

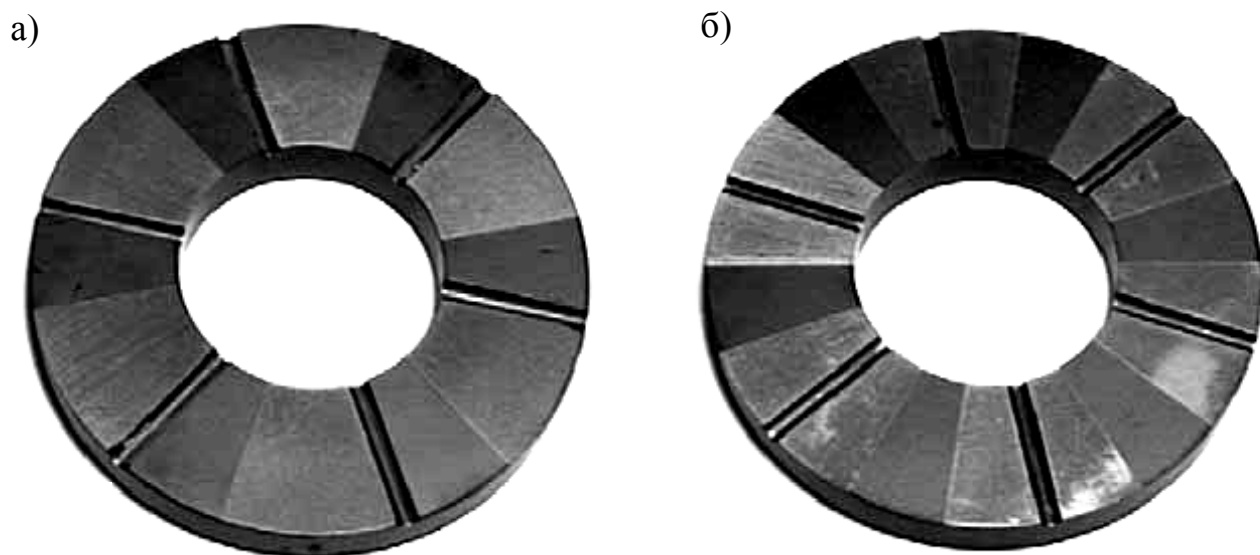


Рисунок 3.11. Фотографии образцов подпятников с «односторонним» (а) и «двусторонним» лазерным текстурированием поверхности

Измерения параметров лазерного текстурирования подпятников выполнялись на электронном микроскопе Veeco «Wyko NT1100» (рисунок 3.12), их значения приведены в таблице 3.2.



Рисунок 3.12 – Микроскоп Veeco «Wyko NT1100»

Осевая нагрузка F увеличивалась с шагом 40 Н от 160 Н до 460 Н, время одного шага 60 секунд. Нижний и верхний предел нагрузки ограничивался экспериментальной установкой. На каждом шаге фиксировалась толщина смазочного слоя h , мкм, момент вязкого трения $M_{тр}$, Н*м и температура воды, °С. Эксперимент проводился при двух скоростях вращения ротора: 1500 и 3000 мин⁻¹.

Таблица 3.2

Параметры обработки поверхности подпятника

Вид текстурирования	h_p , мкм	r_p , мкм	S_p	α , %
"одностороннее"	6,3	34,5	0,68	74
"двустороннее"	6,5	36,1	0,64	74

Установлено, что в процессе лазерного текстурирования вокруг ямок образуются наплывы высотой около 2 мкм (рисунок 3.13). Для устранения данных неровностей поверхность образцов полировалась, а замеренная на профилометре «Surftest» (Mitutoyo, Japan) шероховатость стала равна $R_a = 0,04$ мкм. Исходная шероховатость поверхностей пяты и нетекстурированного подпятника $R_a = 0,03$ мкм. Для корректности сравнения характеристик упорных ПС с текстурированными и нетекстурированными поверхностями подпятников шероховатость необработанного подпятника была доведена до значения $R_a = 0,04$ мкм.

3.2 Постановка задач и планирование эксперимента

Упорный узел ротора турбокомпрессора представляет собой сложную многофакторную систему с большим числом управляющих параметров. Для исследования определенных явлений упорного подшипника, нужно зафиксировать второстепенные параметры и определить варьируемые характеристики и диапазон их изменения. Исходя из этого, был сформирован набор управляемых параметров: угловая скорость вращения вала, осевая нагрузка на подпятник, тип обработки

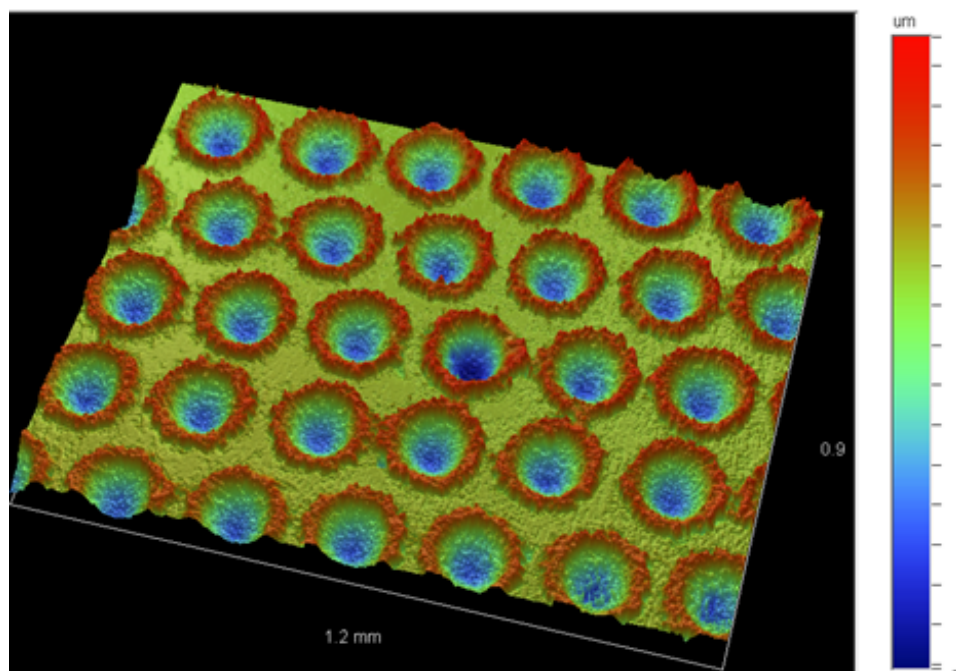


Рисунок 3.13 – Фрагмент поверхности с лазерным текстурированием

поверхности сегментов подпятника. Диапазоны изменения управляемых параметров, определяющиеся возможностями экспериментальной установки, сведены в таблице 3.3.

Таблица 3.3

Управляющие параметры экспериментальных исследований

Управляющий параметр	Диапазон изменения	Кол-во уровней, L
Частота вращения вала n , мин ⁻¹	1500, 3000	2
Тип поверхности сегмента упорного ПС	- текстурированный - гладкий, нетекстурированный	2 1
Цикл нагружения подпятника	160...460	1

Проведение экспериментальных исследований в соответствии с таблицей 3.3 приводит к необходимости планированию многофакторного эксперимента. Основными целями планирования являются: минимизация времени проведения эксперимента, его стоимости и ошибок измерения при получении максимально возможной информации и максимальном контроле за внешними и посторонними воздействиями.

Для сокращения времени монтажных работ серии опытов для каждой скорости проводились отдельно. При планировании эксперимента вследствие большей точности и меньших затрат времени использовался факторный план, когда все уровни одного управляющего параметра комбинируются со всеми уровнями остальных. В этом случае имеем факторный эксперимент вида $M = M_1 \times M_2 \times M_3 = 2 \times 3 \times 1 = 6$, где L с соответствующим индексом обозначает количество уровней каждого управляющего параметра. Таким образом, для реализации всех возможных сочетаний изменяемых параметров эксперимента требуется проведение $n = 6$ опытов [10].

Необходимо отметить, что изменение отклика всякий раз при проведении опыта носит случайный характер, поэтому для повышения точности эксперименталь-

ных исследований, снижения влияния случайных отклонений каждый опыт (при данном сочетании измеряемых параметров) повторялся семь раз. Таким образом, общее количество опытов составило 42.

3.3. Обработка результатов экспериментальных исследований

Очень важно в ходе проведения эксперимента провести оценку получаемых значений измерений и выявить есть ли среди этих значений измерения, проведенные с грубыми погрешностями (промахами).

Далее приведена схема исключения грубых погрешностей и нахождения доверительного интервала, которой автор пользовался при проведении испытаний, на примере измеренных значений толщины смазочного слоя.

Значения толщины смазочного слоя в зависимости от нагрузки для упорного ПС с «односторонним» текстурированием для скорости 1500 мин^{-1} представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.4

Значения толщины смазочного слоя, замеренные в ходе эксперимента

	<i>h, мкм</i>						
N, Н	1	2	3	4	5	6	7
160	8.29	8.25	8.27	8.40	8.24	8.80	8.26
200	7.50	7.25	7.46	7.61	7.65	7.25	7.01
240	6.83	6.94	6.86	6.79	7.26	6.77	6.59
280	6.62	6.74	6.73	6.70	6.46	6.49	6.42
320	6.48	6.63	6.55	6.32	6.26	6.34	6.30
360	6.39	6.48	6.05	6.19	6.18	6.27	6.20
400	5.86	6.25	5.88	6.10	6.05	6.18	6.01
440	5.76	5.87	5.56	5.56	5.60	5.92	5.89
460	5.65	5.69	5.44	5.48	5.30	5.76	5.71

Среднее арифметическое результатов опытов $\bar{y}$ вычисляли с учетом «подозреваемой» величины y_i (одно из измеренных значений толщины смазочного слоя при одной и той же нагрузке) и среднего квадратического отклонения S_n по следующим формулам:

$$\bar{y} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m y_i, \quad (3.1)$$

где i – номер повторного опыта; m – количество параллельных опытов.

$$S_m = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (\bar{y} - y)^2}{m-1}}. \quad (3.2)$$

Затем определялась величина максимального отклонения в долях среднеквадратической ошибки:

$$V_{\max} = \left| \frac{y_i - \bar{y}}{S_m} \right| \quad (4.3)$$

По таблице оценки максимальных отклонений [5], зная число измерений m и $V_{\max}$, находим вероятность β того, что данное измерение содержит случайную погрешность.

В случае $\beta \geq 0,1$ измерение y_i содержит случайную погрешность и данное значение нужно оставить. При $\beta < 0,1$ в данном измерении присутствует грубая погрешность и это измерение исключалось из ряда, после чего пересчитывались $\bar{y}$ и S_m оставшихся измерений. Причинами грубых ошибок могут являться различные факторы: сбой в работе аппаратуры, невнимательность оператора и т.д.

После того как были отброшены грубые погрешности определялся доверительный интервал и погрешность в определении среднего арифметического $\bar{y}$.

Истинное значение y измеряемой величины, полученное в результате серии из $m = 7$ опытов, при доверительной вероятности $p = 0,95$, находится в интервале:

$$\bar{y} - \Delta y < y < \bar{y} + \Delta y, \quad (3.3)$$

Значение Δy определим по формуле:

$$\Delta y = \frac{S_m \cdot t_{\alpha, f}}{\sqrt{m}}, \quad (3.4)$$

где $t_{\alpha; f}$ – коэффициент Стьюдента, зависящий от уровня значимости α , определяется по таблицам t-распределения (для принятого при обработке опытных данных уровня значимости $\alpha = 0,05 (p = 0,95)$ коэффициент Стьюдента равен $t_{0,05;6} = 2,6$ [5]);

$f = m - 1$ – число степеней свободы.

В таблице 3.5 приведены результаты расчета среднего арифметического $\bar{y}$, среднего квадратического отклонения S_m и интервала Δy для каждой серии опытов.

Погрешность в определении среднего арифметического экспериментальных значений толщины смазочного слоя с доверительной вероятностью $p=0.95$ не превышает 8 %.

Таблица 3.5

Расчетные значения $\bar{y}$, S_m , Δy

N, Н	$\bar{y}$	S_m	Δy	$\frac{S_m}{\bar{y}}, \%$
160	8.36	0.49	0.49	5.918
200	7.39	0.56	0.55	7.614
240	6.86	0.50	0.49	7.331
280	6.59	0.33	0.33	5.047
320	6.41	0.35	0.34	5.414
360	6.25	0.35	0.35	5.630
400	6.05	0.35	0.35	5.869
440	5.74	0.40	0.39	6.896
460	5.58	0.42	0.41	7.485

Для проверки воспроизводимости эксперимента рассчитывали значение критерия Кохрана G_p и сравнивали с его табличным значением $G_{T_{\alpha,f}}$:

$$G_p = \frac{\max_m S_m^2}{\sum_1^m S_m^2} = \frac{0,56}{1,63} = 0,35;$$

$$G_{T_{\alpha,f}} = 0,373.$$

Т.к. выполняется условие $G_p \leq G_T$, то эксперимент считается воспроизводимым [5].

Расчет погрешности в определении значений среднего арифметического коэффициента жидкостного трения производился аналогичным образом и значение погрешности также не превышает 8 %. Выполненный эксперимент по коэффициенту жидкостного трения также оказался воспроизводимым.

3.4. Результаты эксперимента

На рисунке 3.14 и 3.15 представлены зависимости толщины смазочного слоя h и коэффициент вязкого трения f_{mp} от нагрузки F и скорости вращения ротора n для трех видов обработки поверхности подпятника. На этих рисунках обозначены:

- 1 – подпятник с «односторонним» лазерным текстурированием поверхностей сегментов;
- 2 – подпятник с «двусторонним» лазерным текстурированием поверхностей сегментов;
- 3 – подпятник без лазерного текстурирования поверхности.

Как видно из рисунка 3.14, упорный ПС с текстурированными поверхностями подпятников работают во всем диапазоне нагрузок при больших толщинах смазочного слоя, чем ПС с нетекстурированной поверхностью подпятника. При максимальной нагрузке 460 Н и скорости 1500 об/мин толщины смазочного слоя составляют: 1 – 5,9 мкм; 2 – 4,3 мкм; 3 – 1,4 мкм. Таким образом, толщина смазоч-

ного слоя с «односторонним» текстурированием поверхности подпятника в 4 раза выше, чем у нетекстурированного и это соотношение сохраняется для всего диапазона нагрузок. Подшипник с «двусторонним» текстурированием поверхности подпятника имеет меньшую толщину смазочного слоя, чем с «односторонним» текстурированием, при этом сохраняет значительное преимущество по сравнению с нетекстурированным подпятником. При скорости 3000 мин^{-1} наблюдается повышение толщины смазочного слоя для всех испытанных подшипников.

Значение толщины смазочного слоя подшипника с «двусторонним» текстурированием подпятника приближается к значениям h при «одностороннем» текстурировании поверхности, причем толщины смазочного слоя по-прежнему примерно в 3 раза выше, чем у нетекстурированного подпятника.

Зависимость коэффициента трения для упорного ПС с «односторонним», «двусторонним» текстурированием поверхности подпятников и нетекстурированным подпятником показаны на рисунке 3.15. Коэффициенты трения у УГСП с текстурированными подпятниками (кривые 1 и 2) отличаются незначительно, но при этом коэффициент трения для ПС с «двусторонним» текстурированием подпятника (кривая 2) выше. Коэффициент трения у нетекстурированного подпятника (кривая 3) значительно выше по сравнению с текстурированными подпятниками. При 1500 об/мин и самой высокой нагрузке 460 Н, коэффициент трения для нетекстурированного подпятника равен 0,026, а для текстурированных подпятников коэффициент трения не превышает значение 0,01. При нагрузке 160 Н коэффициент трения равен 0,06 и 0,02 для упорного ПС с нетекстурированным и текстурированным подпятником соответственно.

Таким образом, значения коэффициента трения нетекстурированного подпятника в 2,5 – 3 раз выше, чем соответствующие значения для УГСП с частичным текстурированием поверхности подпятника. Аналогичные результаты были получены при скорости 3000 об/мин. Коэффициент трения с увеличением скорости возрастает на 18% для текстурированных подпятников и на 10% для нетекстурированного подпятника. Более высокий коэффициент трения у ПС с нетекстуриро-

ванной поверхностью подпятника связан с гораздо меньшей толщиной смазочного слоя, чем при подшипниках с текстурированной поверхностью подпятников.

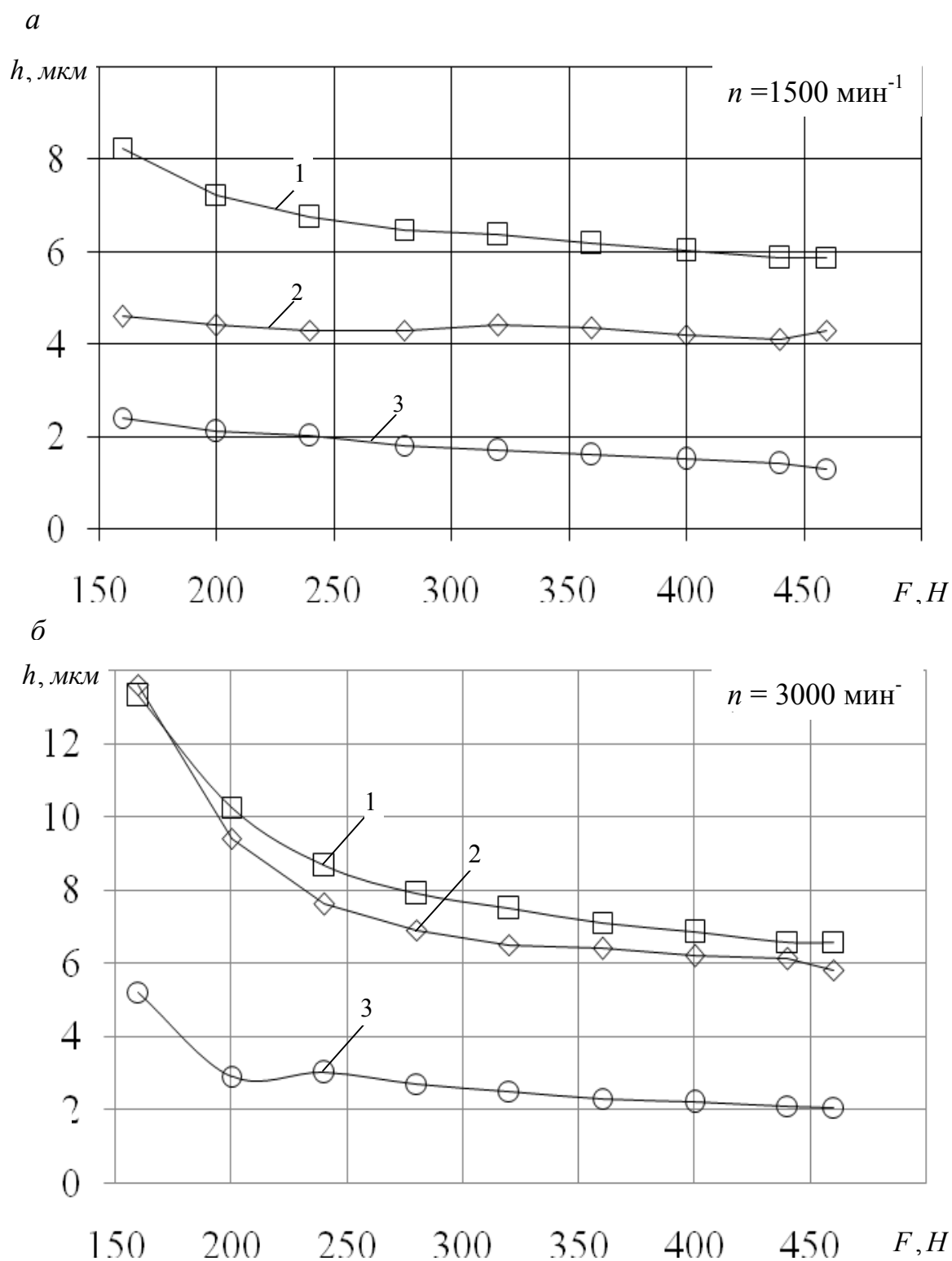


Рисунок 3.14. Зависимость толщины смазочного слоя от нагрузки: а) скорость вращения ротора 1500 мин^{-1} ; б) скорость вращения ротора 3000 мин^{-1}

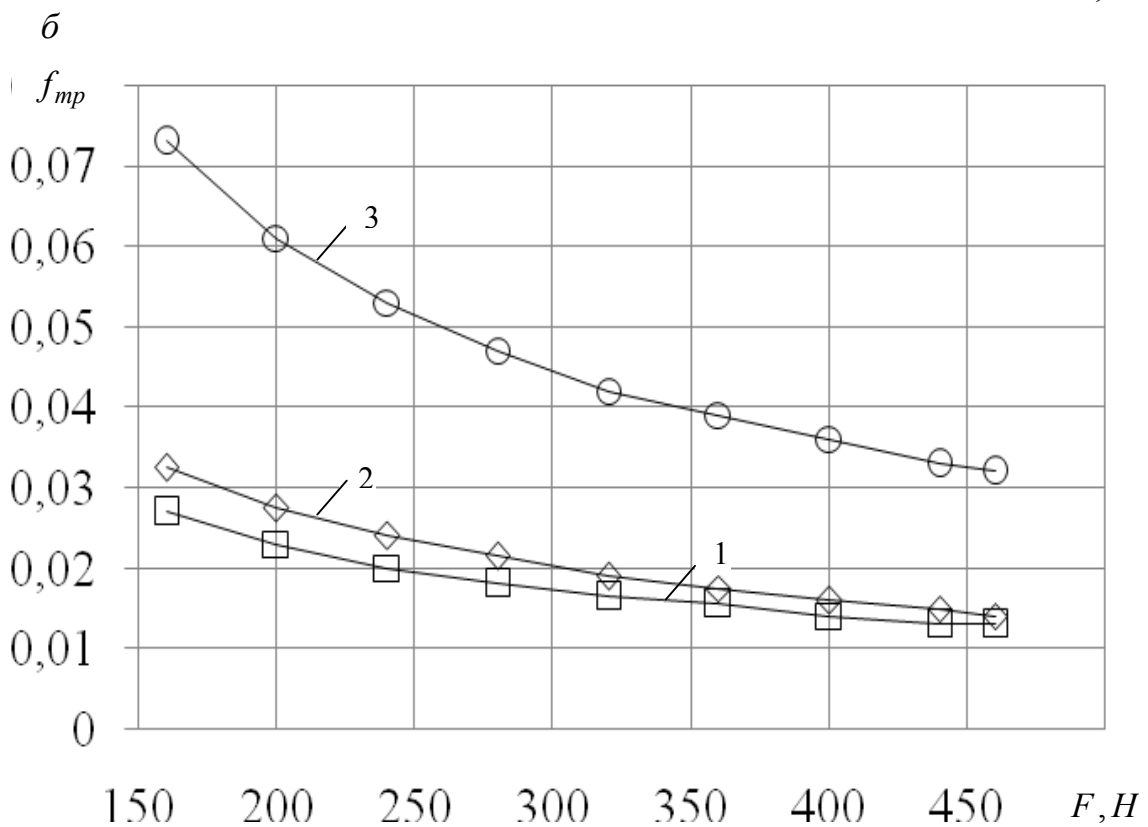
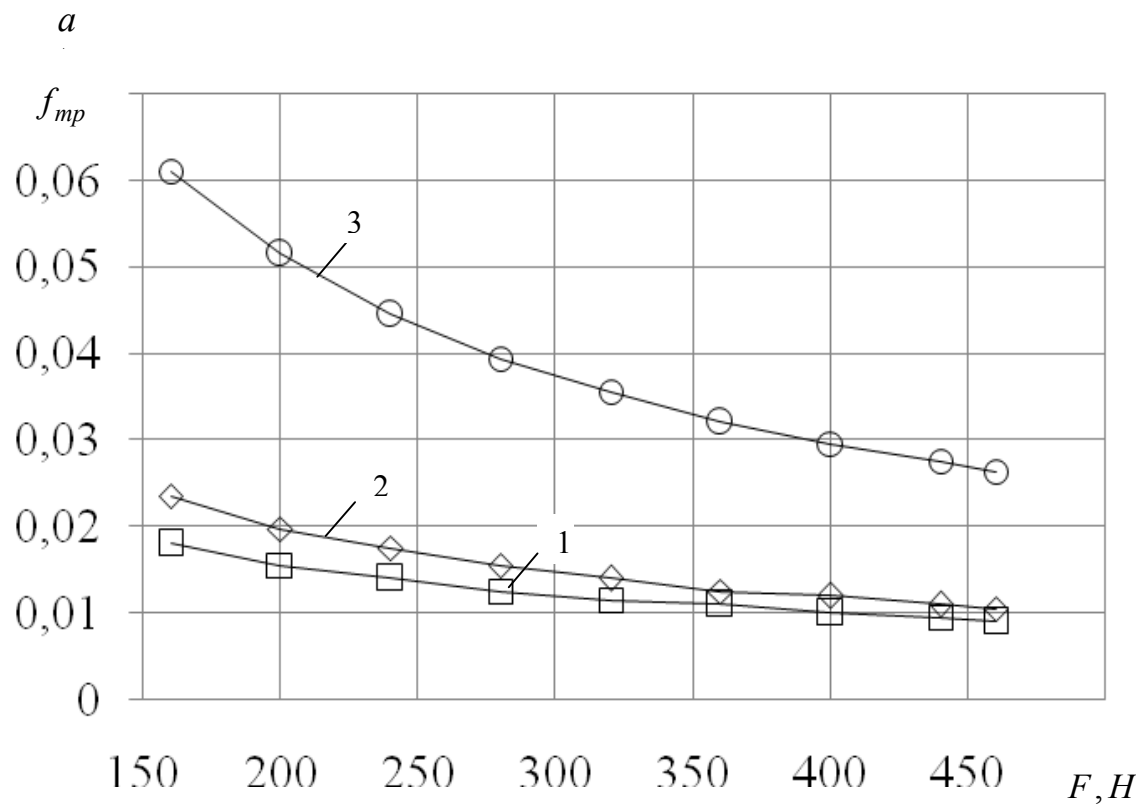


Рисунок 3.15. Зависимость коэффициента вязкого трения от нагрузки: а) скорость вращения ротора 1500 мин^{-1} ; б) скорость вращения ротора 3000 мин^{-1}

3.5. Сравнение экспериментальных и расчетных исследований

Было выполнено сравнение расчетных значений НС и коэффициента трения, полученных с помощью разработанного программного комплекса [19], с экспериментальными результатами. Схема УП, которая использовалась в испытаниях, аналогична представленной на рисунке 2.1, при этом $kn = 6$.

На рисунке 3.16 представлены зависимости толщины СС и коэффициента трения от нагрузки, полученных в результате экспериментальных и расчетных исследований. Из графиков видно хорошее качественное и количественное совпадение результатов. Максимальное расхождение данных наблюдается при $\omega = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и не превышает в процентном соотношении: для толщины СС – 11 % при $F = 300 \text{ Н}$, а для коэффициента трения – 15 % при $F = 450 \text{ Н}$.

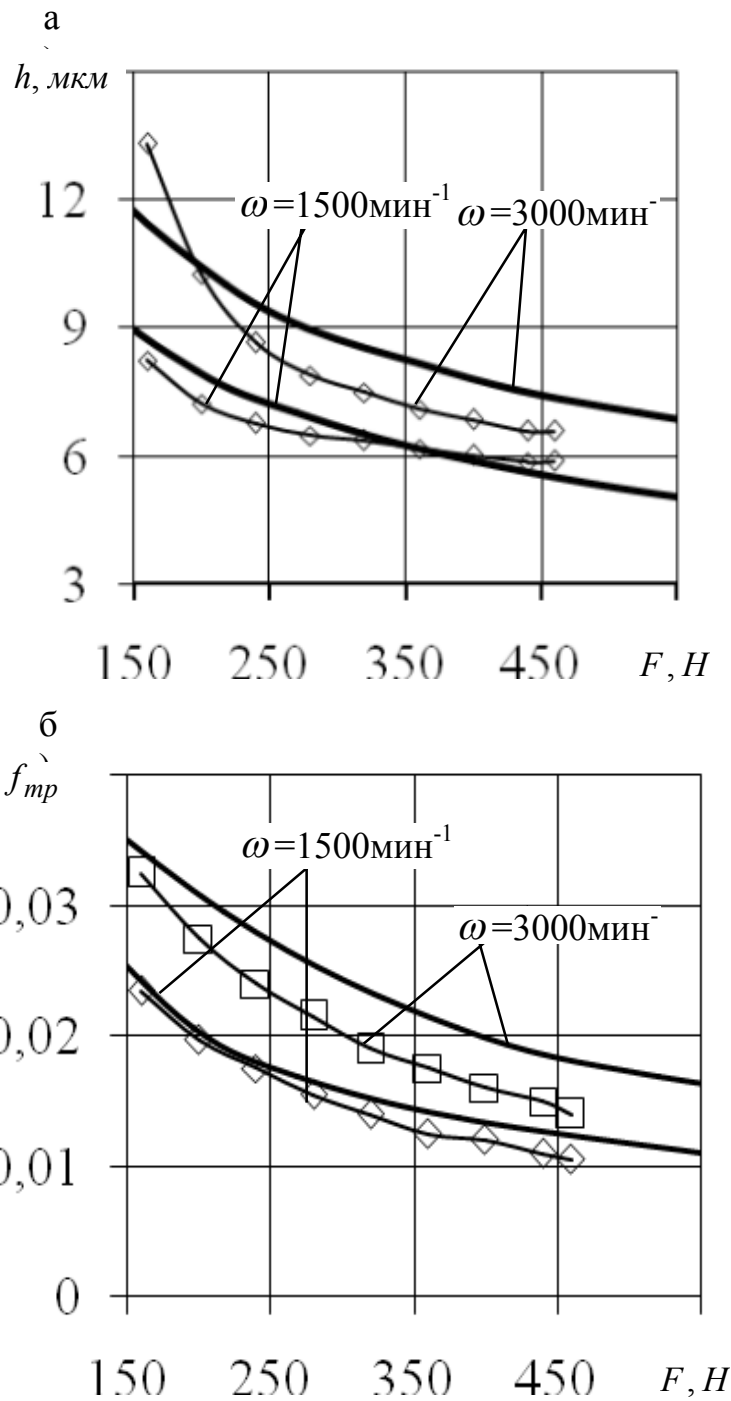


Рисунок 3.16 Зависимость толщины СС (а) и коэффициента трения (б) от нагрузки (— результаты расчета авторов; $\diamond$ — эксперимент)

Также для проверки адекватности разработанной математической модели были проведены тестовые расчеты с использованием экспериментальных данных, представленных в работе Henry Yann [66].

Упорный узел состоит из упорного ПС (бронза UE9P) и пяты (сталь ХС38). Упорный ПС разделен на 8 сегментов, на поверхности которых нанесено лазерное текстурирование. Внешний и наружный радиус упорного ПС и параметры лазерного текстурирования: $2R_2 = 90\text{ мм}$, $2R_1 = 50\text{ мм}$, $\alpha = 0,55$; $S_p = 0,56, 0,25$; $h_p = 20\text{ мкм}$; $r_p = 0,35\text{ мм}$; $L = 26,92\text{ мм}$.

Из рисунка 3.17 видно качественное совпадение результатов расчета авторов, выполненного с помощью разработанного ПО, с экспериментальными данными французских авторов. Среднее арифметическое отклонение результатов составляет не более 10 %.

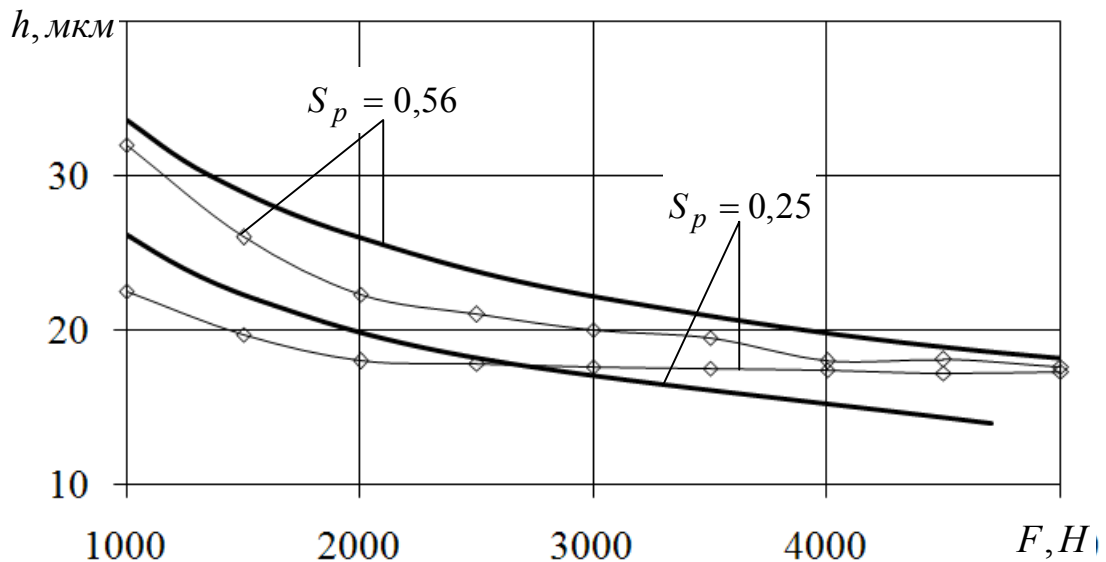


Рисунок 3.17. Зависимость толщины СС от нагрузки (— — результаты расчета автора; $\diamond$ — эксперимент[66])

3.6. Выводы по главе 3

1. Выполненные экспериментальные исследования для подпятников с тремя видами обработки поверхности трения свидетельствуют о преимуществе конструкций с «односторонним» или «двусторонним» лазерным текстурированием поверхностей сегментов по сравнению с конструкцией с нетекстурированной поверхностью.
2. Результаты сравнения экспериментальных и расчетных исследований свидетельствуют об адекватности разработанной математической модели. Представленные зависимости толщины смазочного слоя и коэффициента трения от нагрузки показывают хорошее качественное и количественное совпадение результатов. Максимальное расхождение данных наблюдается при $\omega = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и не превышает в процентном соотношении: для толщины смазочного слоя – 11 % при $F = 300 \text{ Н}$, а для коэффициента трения – 15 % при $F = 450 \text{ Н}$.
3. Адекватность математической модели подтверждена также сравнением результатов, полученных автором с помощью разработанного комплекса программ, с экспериментальными данными других исследователей.

ГЛАВА 4. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УПОРНОГО ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ С ЛАЗЕРНЫМ ТЕКСТУРИРОВАНИЕМ ПОВЕРХНОСТИ ТРЕНИЯ

4.1. Исследование влияния параметров лазерного текстурирования поверхности трения на несущую способность подшипника

Исследование влияния различных параметров лазерного текстурирования на НС подшипника выполнялось для определения наиболее значимых параметров, а также для установления их наилучших значений.

Исследования проводили на примере расчета ГМХ упорного подшипника скольжения ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С. Все входные параметры представлены выше при определении порядка сходимости и количества сеток (см. п. 2.3).

Параметры текстурирования варьировались в пределах:

- величина текстурированной части сегмента: $0 \leq \alpha \leq 1$;
- глубина ямки (10^{-6} м): $5 < h_p \leq 30$;
- радиус ямки (10^{-6} м): $30 \leq r_p \leq 110$;
- плотность распределения ямок: $0,2 \leq S_p \leq 0,785$;

Максимальная плотность распределения ямок $S_p = 0,785$ определялась из принципа отсутствия наложения ямок друг на друга.

На рисунке 4.1 представлена зависимость НС от величины текстурированной части сегмента (α) при различных значениях плотности распределения ямок (S_p). Установлено, что с увеличением S_p НС увеличивается и достигает максимума при $S_p = 0,6 - 0,785$. При этом значения текстурированной части сегмента лежат в пределах $\alpha = 0,5 - 0,7$.

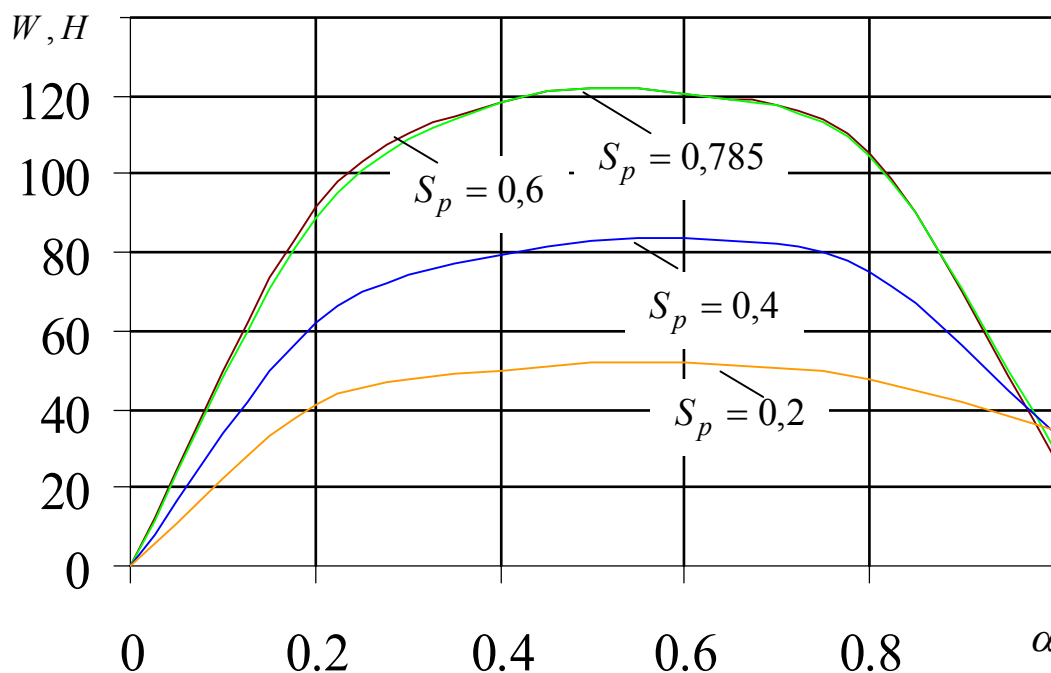


Рисунок 4.1. Зависимость НС от α при различных S_p

Для оценки процессов, происходящих в СМ при полностью и частично обработанных поверхностях сегментов УП, были определены эпюры распределения гидродинамических давлений, построенные на дуге среднего радиуса сегмента, для $\alpha = 0,6$ и $\alpha = 1$ (рисунок 4.2).

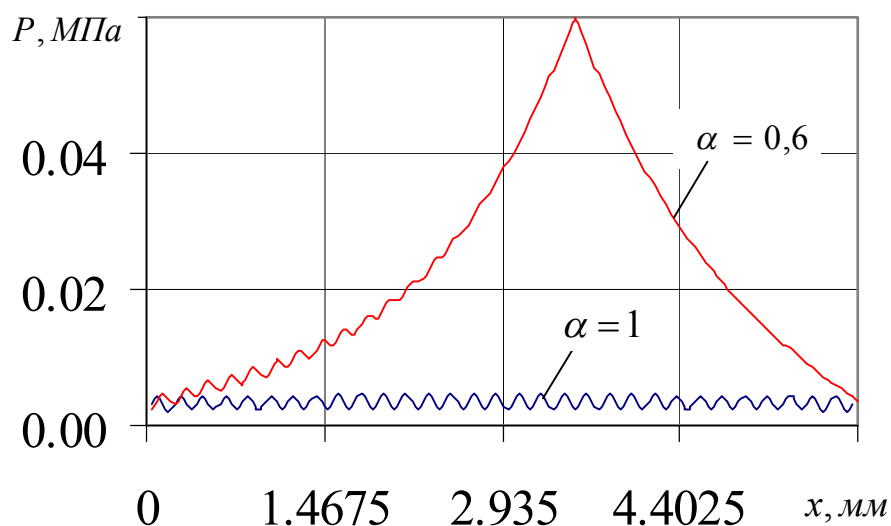


Рисунок 4.2. Распределение гидродинамических давлений, построенное на дуге среднего радиуса сегмента

На следующем этапе численного исследования определялось влияние на НС глубины h_p и радиуса r_p ямки (рисунок 4.3). Значительного влияния радиус ямки на НС не оказывает (при увеличении r_p от 30 до 110 мкм НС увеличилась от 3,9 до 6,4 %). При изменении глубины ямки от 5 до 15 мкм происходит увеличение НС на 13 %. Из рисунка 4.3 видно, что для данного упорного ПС существует оптимальное значение h_p и дальнейшее его увеличение приводит к снижению НС.

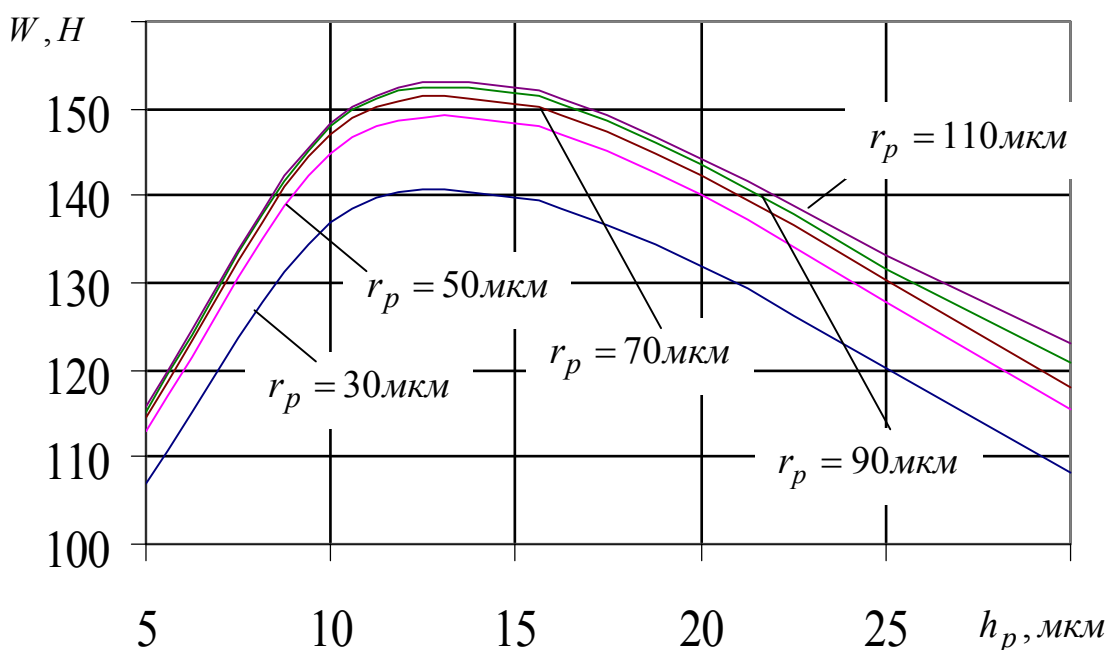


Рисунок 4.3. Зависимость НС от h_p при различных r_p

Далее представлено исследование влияния свойств смазочного материала на гидромеханические характеристики упорного подшипника скольжения. По исходным данным, представленным в пункте 2.2. для упорного ПС с частичным лазерным текстурированием поверхности, был выполнен расчет несущей способности и потерь на трение для семи типов масел (одного минерального и шести синтетических) (рисунок 4.4, 4.5).

Результаты показали важность учета свойств смазочного материала, т.к. значения несущей способности при расчете на минеральном масле М10-ДМ на 7,5 %

выше, чем при расчете на синтетическом масле 0W-30. При этом потери на трение на 9,3 % выше также для масла M10-ДМ.

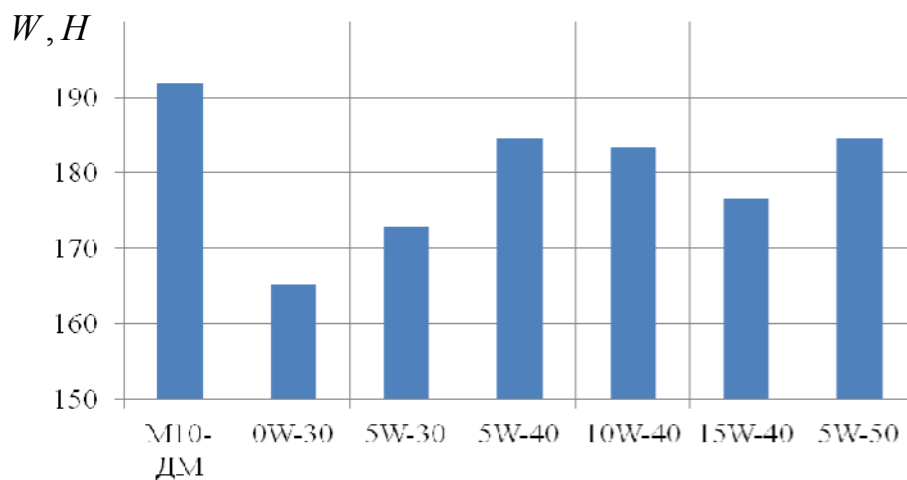


Рисунок 4.4. Зависимость НС от типа СМ

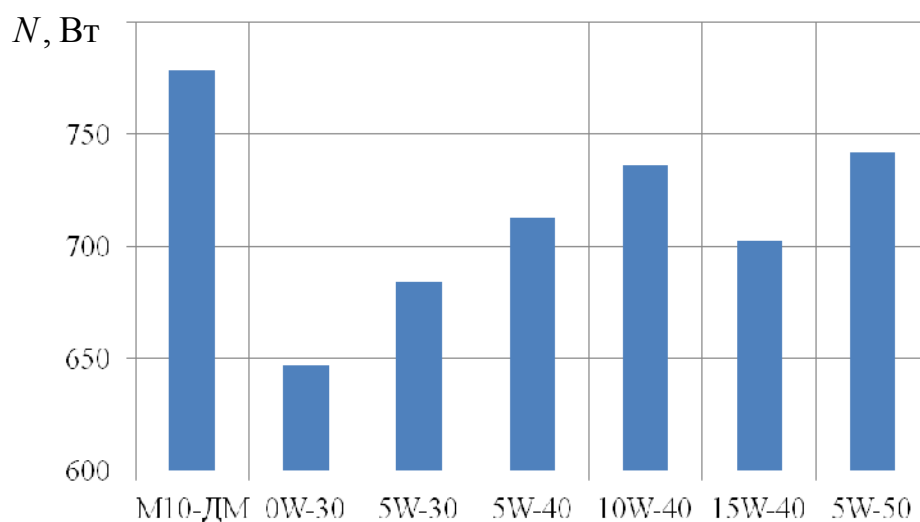


Рисунок 4.5. Зависимость НС от типа СМ

Для того чтобы определить преимущество использования лазерного текстурирования проведен расчет для упорного ПС с двумя типами сегментов по следующим параметрам (таблица 4.1): НС (W, H); потери мощности на трение СМ ($N_{тр}, Вт$); массовый расход СМ ($Q_m, кг/с$) в зависимости от установочного зазора.

Сравнивались два типа микропрофиля сегментов упорного ПС: первый – «ступенька Рэлея» ($L = 5,87$ мм; $L/l_2 = 3,14$; $h/h_y = 1,87$); второй – лазерное текстурирование поверхности ($L = 5,87$ мм; $\alpha = 0,6$; $S_p = 0,785$; $h_p = 15$ мкм; $r_p = 110$ мкм). На каждом графике проведена линия ограничения минимальной толщины СС –

2 мкм, т.к. при дальнейшем уменьшении толщины СС возникает очень высокая вероятность задира поверхностей.

В реальной конструкции упорного ПС ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С установочный зазор равен $h_y = 20 \text{ мкм}$.

Таблица 4.1.

Результаты расчета ГМХ двух типов конструкций УП

$h_y, \text{мкм}$	W, H		N_{mp}, Bm		$Q_m, \text{кг/с}$	
	1	2	1	2	1	2
2	4578	1016	1930	1638	0,5059	0,4867
4	1160	540,1	965	906	0,8583	0,9734
6	527,5	320,6	643,3	633,4	1,209	1,46
8	305,9	212,8	482,4	488,7	1,555	1,947
10	203,4	151,4	385,9	398,6	1,897	2,434
15	102,1	79,72	257,2	274,3	2,737	3,651
20	66,66	52,85	192,9	210,1	3,562	4,869
25	50,25	40,73	154,2	170,8	4,376	6,087
30	41,34	3,452	128,5	144,2	5,185	7,306

У подшипника с сегментами первого типа НС значительно выше при $h_y = 2...5 \text{ мкм}$, однако при дальнейшем увеличении h_y значения НС приближаются друг к другу (рисунок 4.6).

Сравнивая результаты расчета потерь на трение в сопряжении (рисунок 4.7) видно, что подшипник второго типа имеет значительно лучшую характеристику при $h_y = 2...15 \text{ мкм}$. Значения N_{mp} для упорного ПС с сегментами в виде ступеньки Рэлея выше от 2 до 15 %.

Расход СМ у подшипника второго типа ниже во всем диапазоне установочного зазора, что говорит об эффективности использования данного типа обработки (рисунок 4.8).

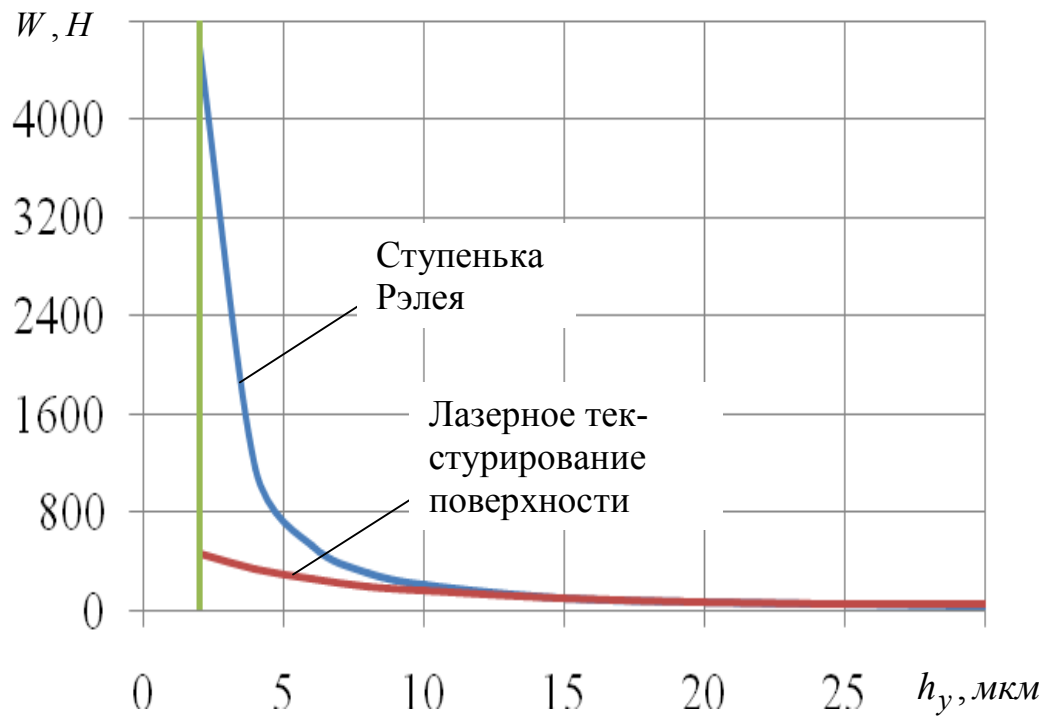


Рисунок 4.6 Зависимость НС от установочного зазора

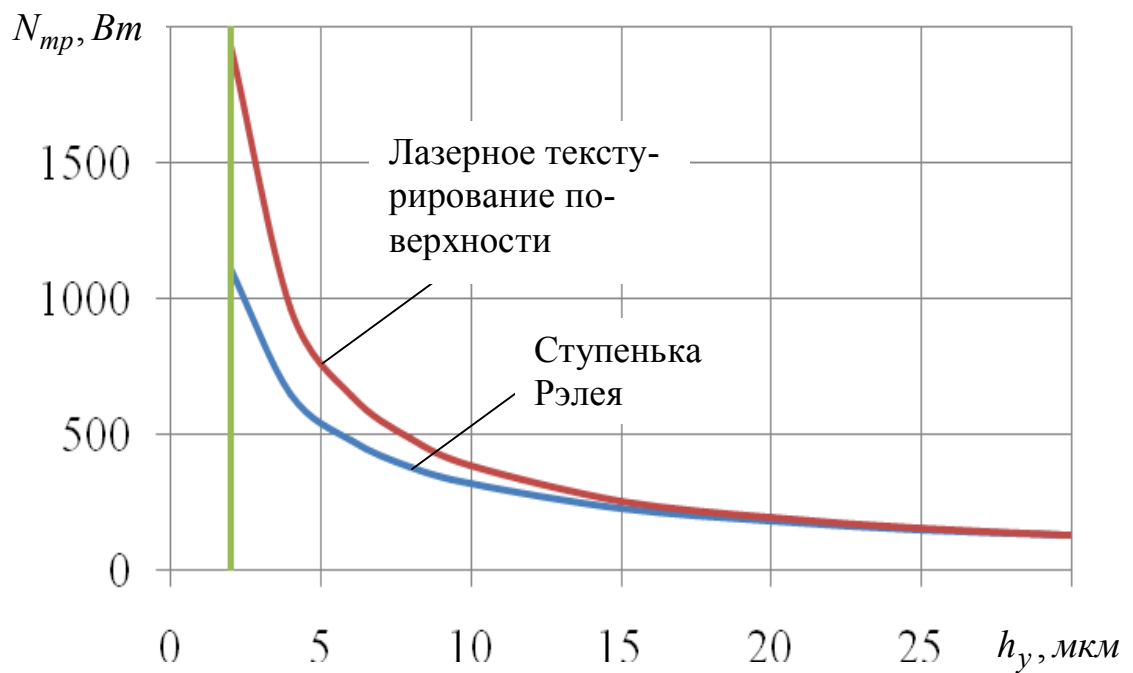


Рисунок 4.7. Зависимость потерь на трение от установочного зазора

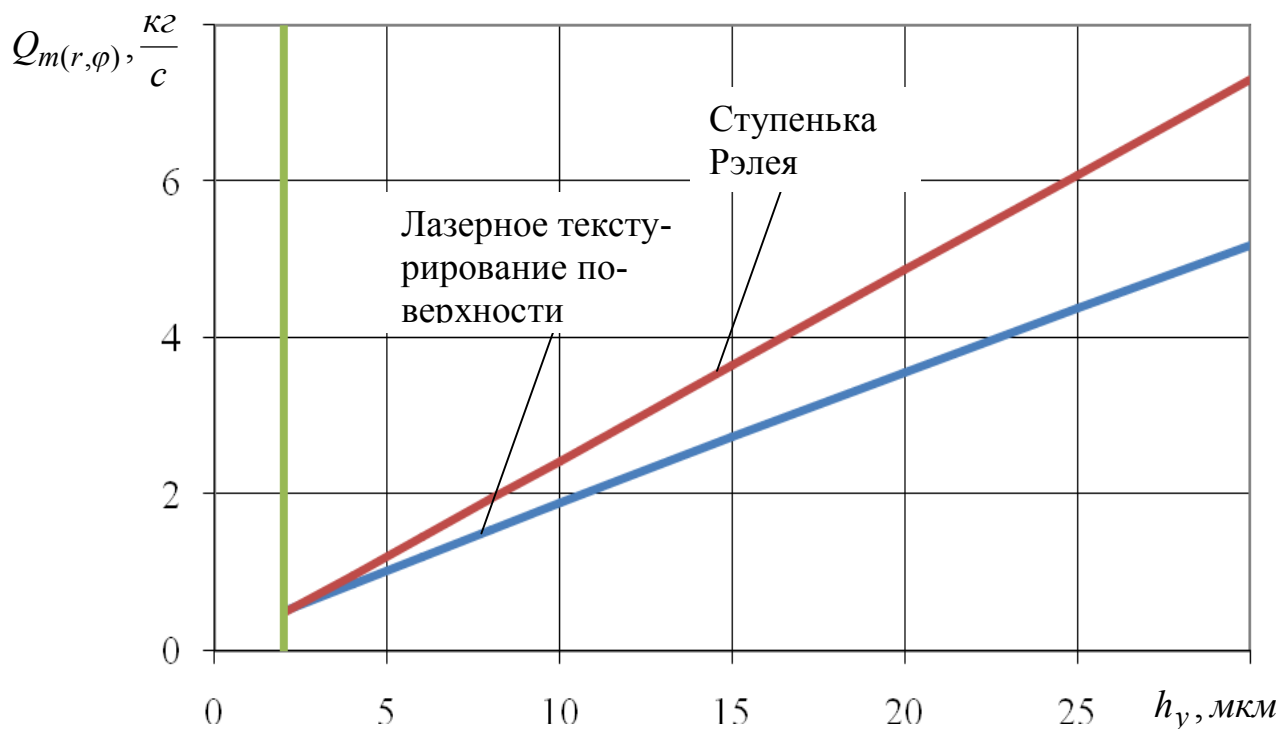


Рисунок 4.8. Зависимость расхода СМ от установочного зазора

На основе выполненных исследований была предложена новая конструкция упорного ПС, сочетающая в себе преимущества «ступеньки Рэлея» и подшипника с лазерным текстурированием. Патент на полезную модель [18] упорного ПС представлен в приложении. Схема разработанной конструкции представлена на рисунке 4.9.

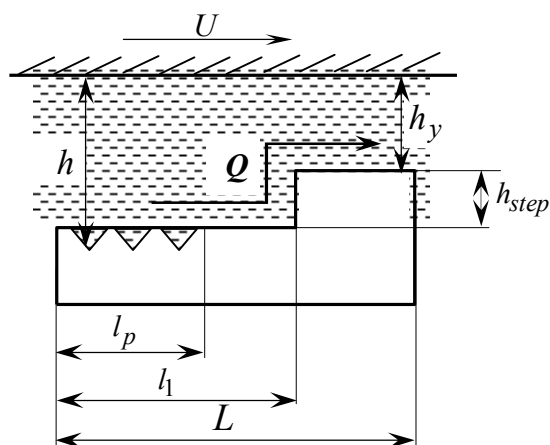


Рисунок 4.9. Схема сегмента в форме «ступеньки Рэлея» и нанесенным на его части лазерного текстурирования

4.2. Оптимизация параметров поверхности сегментов подпятника

Расчетные исследования выполнялись с использованием геометрических и входных параметров для упорного подшипника скольжения ТКР-8,5С (НПО «Турботехника», г. Протвино)

Для оптимизации процесса численных исследований по поиску наилучших параметров обработки сегментов упорных ПС в форме «ступеньки Рэлея» и нанесением на его части поверхности лазерного текстурирования воспользуемся методом «Крутого восхождения», который основывается на результатах, полученных методом дробных реплик [28]. Критерием оптимальности принята функция отклика: $W = y$ – несущая способность.

В качестве влияющих факторов были выбраны следующие параметры обработки поверхности упорного ПС: $x_1 = h_p/r_p$; $x_2 = S_p$; $x_3 = \alpha$; $x_4 = l_2/l$; $x_5 = h_{step}/h_y$

Воспользовавшись планированием типа 2^{5-2} (метод дробных реплик) запишем значения влияющих факторов в виде кодированных переменных: $x_1 = X_1$; $x_2 = X_2$; $x_3 = X_3$. Значения для факторов X_4 и X_5 запишем в виде:

$$X_4 = -X_1X_2, \quad (4.1)$$

$$X_5 = X_1X_2X_3, \quad (4.2)$$

С учетом (4.1) и (4.2) уравнение для целевой функции имеет вид:

$$y = b_0 + b_1X_1 + b_2X_2 + b_3X_3 - b_{12}X_1X_2 + b_{123}X_1X_2X_3. \quad (4.3)$$

Для начала движения к оптимуму был определен центр плана (таблица 4.2)

Таблица 4.2

Основные характеристики плана опытов

Характеристики	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5
Основной уровень	0,25	0,5	0,5	0,25	0,8
Интервал варьирования	0,06	0,1	0,1	0,05	0,2
Верхний уровень	0,43	0,8	1	0,5	1,2
Нижний уровень	0,07	0,1	0,1	0,2	0,4

Матрица планирования эксперимента типа 2^{5-2} представлена в таблице 4.3.

Таблица 4.3

Матрица планирования эксперимента

№	X_1	X_2	X_3	$-X_1X_2$	$X_1X_2X_3$	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	y_i
1	–	–	–	–	–	0,19	0,4	0,4	0,2	0,6	65.35
2	+	–	–	+	+	0,31	0,4	0,4	0,3	1,0	79.3
3	–	+	–	+	+	0,19	0,6	0,4	0,3	1,0	79.45
4	+	+	–	–	–	0,31	0,6	0,4	0,2	0,6	70.04
5	–	–	+	–	+	0,19	0,4	0,6	0,2	1,0	63.77
6	+	–	+	+	–	0,31	0,4	0,6	0,3	0,6	89.23
7	–	+	+	+	–	0,19	0,6	0,6	0,3	0,6	90.26
8	+	+	+	–	+	0,31	0,6	0,6	0,2	1	67.11

Коэффициенты регрессии определяли по следующим формулам:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N y_j, \quad (4.4)$$

где N – число опытов; j – № опыта; i, l, m – № фактора.

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N X_{ji} y_j, \quad (4.5)$$

$$b_{im} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N X_{jl} X_{jm} y_j, \text{ где } l \neq m \quad (4.6)$$

Таким образом коэффициенты регрессии в окончательном виде:

$$b_0 = \frac{1}{32} (y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5), \quad (4.7)$$

$$b_1 = \frac{1}{32} (-y_1 + y_2 - y_3 + y_4 - y_5), \quad (4.8)$$

$$b_2 = \frac{1}{32} (-y_1 - y_2 + y_3 + y_4 - y_5), \quad (4.9)$$

$$b_3 = \frac{1}{32} (-y_1 - y_2 - y_3 - y_4 + y_5), \quad (4.10)$$

$$b_{12} = \frac{1}{32}(y_1 - y_2 - y_3 + y_4 + y_5), \quad (4.11)$$

$$b_{123} = \frac{1}{32}(-y_1 + y_2 + y_3 - y_4 + y_5). \quad (4.12)$$

Проверка значимости коэффициентов регрессии показала, что все линейные коэффициенты существенно влияют на величину целевой функции.

Уравнение регрессии для расчета несущей способности в кодированных переменных:

$$y = 75,564 + 0,856X_1 + 1,151X_2 + 2,029X_3 - 0,05X_1X_2 + 0,2X_1X_2X_3. \quad (4.13)$$

Уравнение (4.13) с подстановкой физических значений влияющих факторов:

$$y = 14,764 + 76,92x_1 + 41,11x_2 + 40,58x_3 - 50x_4 + 20x_5.$$

При выборе шага движения при выполнении расчетов за основу был принят шаг, характеризующий наиболее существенное изменение целевой функции – величину текстурированной части сегмента (α).

Примем шаг движения на крутом восхождении $\Delta x_3^* = 0,1$, тогда коэффициент для перерасчета шагов для других факторов

$$\gamma = \frac{\Delta x_3^*}{b_3 \Delta x_3}.$$

$$\Delta x_2^* = \gamma b_2 \Delta x_2, \quad (4.14)$$

$$\Delta x_3^* = \gamma b_3 \Delta x_3, \quad (4.15)$$

$$\Delta x_4^* = \gamma b_4 \Delta x_4, \quad (4.16)$$

$$\Delta x_5^* = \gamma b_5 \Delta x_5, \quad (4.17)$$

Характеристики эксперимента представлены в таблице 4.4.

После получения шагов движения на «крутом восхождении» было проведено исследование по поиску оптимальных значений влияющих факторов. Результаты данного исследования представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.4

Характеристики эксперимента

Характеристики	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
Центр плана	0,25	0,5	0,5	0,25	0,8	0	0	0	0	0
Интервал варьирования	0,06	0,1	0,1	0,05	0,2	1	1	1	1	1
Шаг движения	0,051	0,14	0,1	-0,01	-0,014	1	1	1	1	1

Дальнейшее движение по градиенту в этой серии опытов не проводилось, т.к. в следующем (девятом) опыте результат был хуже. Анализ результатов крутого восхождения показал, что движение по используемому методу оказалось не эффективным, т.к. область оптимума находилась далеко от области экспериментов.

Таблица 4.5

Результаты «Крутого восхождения»

№ шага	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	W
1	0.25	0.50	0.50	0.2500	0.80	78.12
2	0.26	0.53	0.55	0.2506	0.81	79.4
3	0.28	0.56	0.60	0.2512	0.82	80.75
4	0.29	0.59	0.65	0.2518	0.83	81.85
5	0.30	0.61	0.70	0.2525	0.84	82.86
6	0.31	0.64	0.75	0.2531	0.85	83.79
7	0.33	0.67	0.80	0.2537	0.86	84.66
8	0.34	0.70	0.85	0.2543	0.87	85.25
9	0.35	0.73	0.90	0.2549	0.88	85.18

Поэтому на втором этапе оптимизации был взят центр плана в области, приближенной к оптимальной. Таким образом, новый центр плана и результаты эксперимента представлены в таблице 4.6.

Таблица 4.6

Второй этап «Крутого восхождения»

Характеристика и номер опыта	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	W, H
Центр плана	0.19	0.6	0.6	0.3	0.6	90,26
Интервал варьирования	0.060	0.100	0.100	0.05	0.200	—
Шаг движения	0.041	0.03	0.050	0.1	0.05	—
Опыты						
1	0.23	0.63	0.65	0.40	0.65	102.80
2	0.27	0.66	0.70	0.50	0.70	110.50

В результате процесса оптимизации параметров обработки сегмента в форме «ступеньки Рэлея» с нанесением на части его поверхности лазерного текстурирования удалось повысить несущую способность упорного ПС на 17,2 % от 78,12 до 110,5 Н. Значения параметров, при которых было достигнуто повышение несущей способности сопряжения, следующие: $h_p/r_p = 0,27$; $S_p = 0,66$; $\alpha = 0,7$; $l_2/l = 0,5$; $h_{step}/h_y = 0,7$. Эпюра распределения гидродинамических давлений в смазочном слое для такого подшипника изображена на рисунке 4.8.

Преимущество разработанной конструкции (с оптимальными параметрами) было продемонстрировано на примере сравнения результатов расчета несущей способности и максимального давления для четырех конструкций сегментов (рисунк 4.9): I – лазерное текстурирование поверхности, II – наклонная поверхность, III – «ступенька Рэлея», IV – «ступенька Рэлея» с лазерным текстурированием поверхности. Результаты сравнения представлены в таблице 4.7.

Таблица 4.7

Зависимость максимального давления и несущей способности упорного ПС от конструкции сегментов подпятника

Характеристики	Конструкции сегмента подпятника			
	I	II	III	IV
$P_{\max}/P_{\max_{IV}}$	0,62	0,66	0,99	1
W/W_{IV}	0,47	0,59	0,60	1

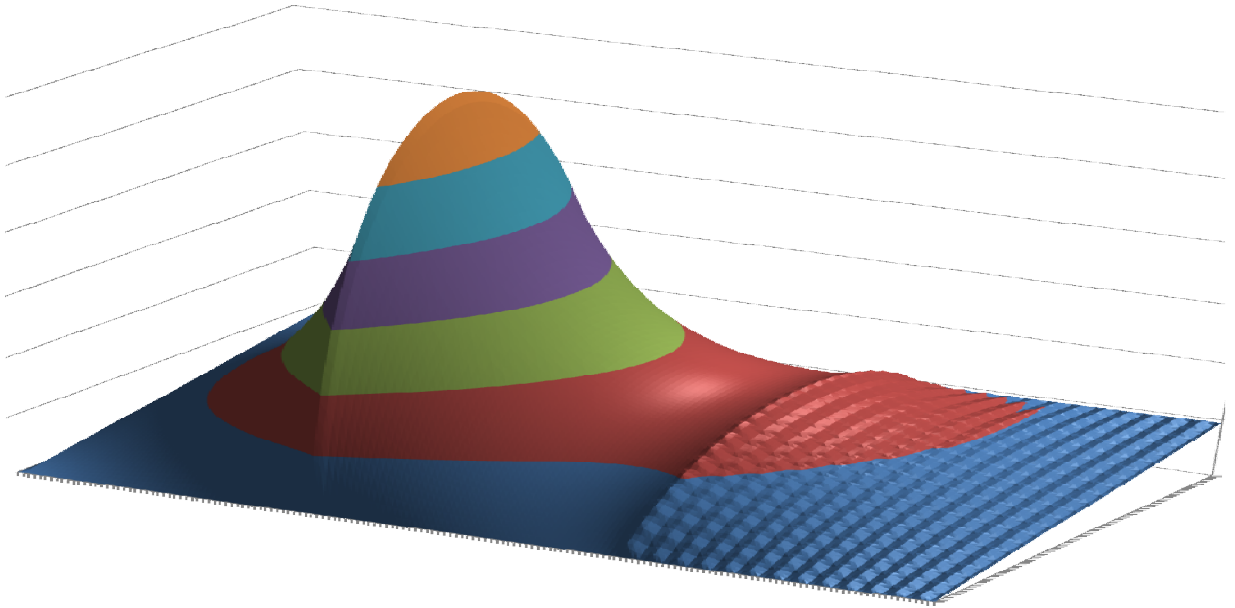


Рисунок 4.10. Эпюра распределения гидродинамических давлений в смазочном слое для одного сегмента упорного ПС в форме «ступеньки Рэлея» и лазерным текстурированием нижней части поверхности

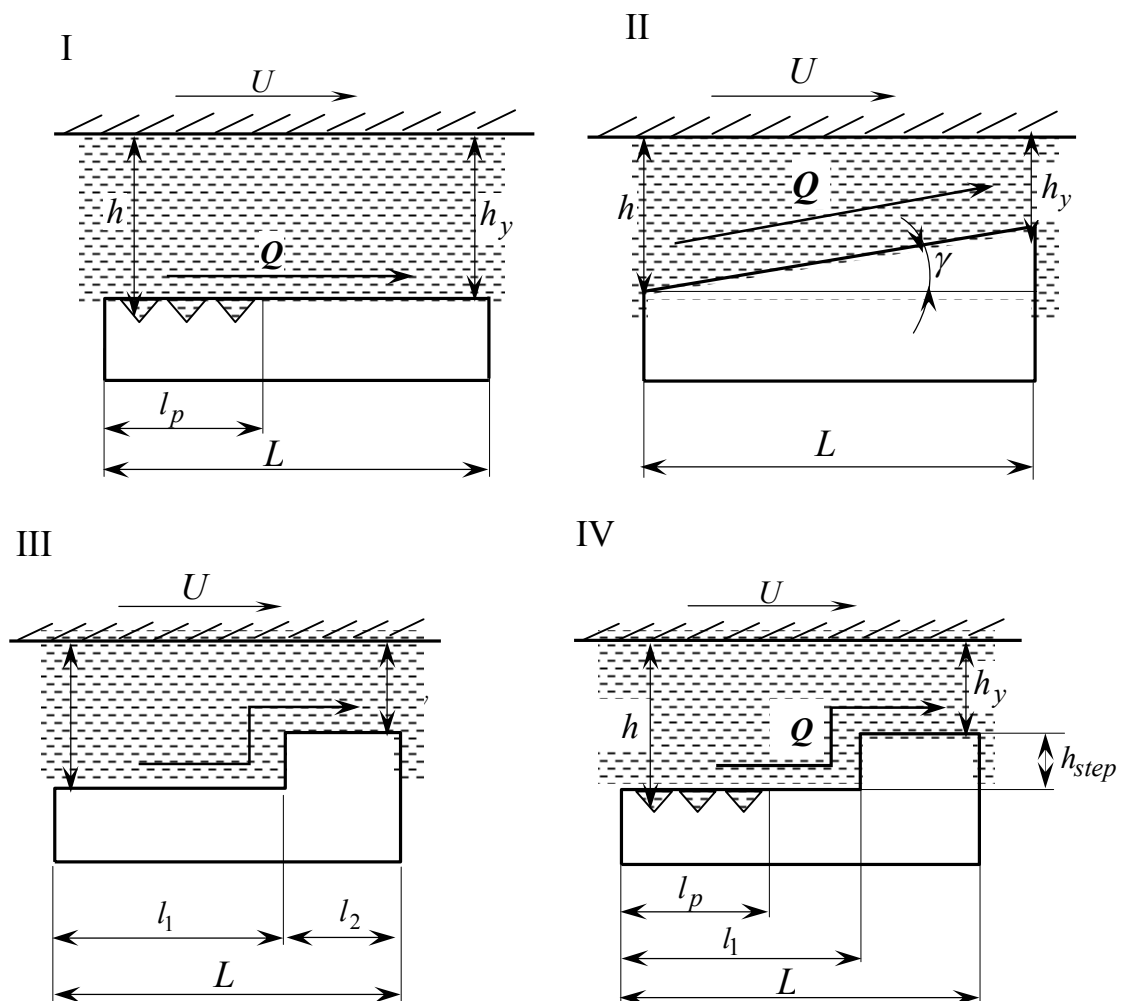


Рисунок 4.11. Конструкции сегментов с различной формой поверхности

Полученные результаты показали значительное преимущество новой конструкции сегментов по сравнению с «частичным» текстурированием. Несущая способность у IV конструкции сегмента на 53 % выше чем у I. Такого результата удалось добиться благодаря правильному подбору параметров конструкции сегментов подпятника.

4.3. Выводы по главе 4

1. Выполнено исследование влияния параметров лазерного текстурирования поверхности трения на несущую способность и гидромеханические характеристики упорных подшипников скольжения.
2. В ходе исследований определены параметры, которые оказывают значительное влияние на повышение НС сопряжения. Установлено, что при $\alpha = 0,6$, $S_p = 0,785$ значение несущей способности имеет максимальное значение, равное $W = 120,6, H$ для рассмотренной геометрии поверхности. Плотность распределения ямок необходимо увеличивать до максимального значения с учетом отсутствия наложения ямок. Определено, что увеличение S_p более 0,6 не позволяет повысить НС более, чем на 0,04 %. Также важным параметром, влияющим на увеличение несущей способности, является глубина микроямки, оптимальное значение которой $h_p = 15$ мкм для рассматриваемой конструкции. При увеличении h_p от 5 до 15 мкм НС увеличивается на 13,7 %, дальнейшее увеличение h_p приводит к снижению НС.
3. На основе выполненных исследований разработано техническое решение, защищенное патентом на полезную модель «Упорный гидродинамический подшипник скольжения», которое сочетает в себе преимущества обработки поверхности с помощью лазерного текстурирования и макрогеометрии сегмента в форме «ступеньки Рэлея». Определены наилучшие параметры лазерного текстурирования применительно к разработанной конструкции упорного ПС ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Согласно выполненной работе, были сделаны основные выводы.

1. Предложена математическая модель процессов течения неньютоновской жидкости в смазочном слое упорного гидродинамического сегментного подшипника скольжения, позволяющая учитывать макро- и микропрофиль несущей поверхности подпятника: «ступеньку Рэлея», наклон поверхности, частичное и полное лазерное текстурирование.
2. Полученные зависимости несущей способности и гидромеханических характеристик трибосопряжения от параметров лазерного текстурирования поверхностей трения с применением метода оптимизации позволяют прогнозировать несущую способность упорного ПС турбокомпрессора.
3. Разработанное алгоритмическое и программное обеспечение для расчета гидродинамического упорного сегментного подшипника скольжения турбопрессора, с учетом неньютоновских свойств смазочного материала, позволяет проводить исследования влияния параметров макро- и микрогеометрии сегментов подпятника в широком диапазоне их изменения на несущую способность и гидромеханические характеристики.
4. Проведенные экспериментальные исследования влияния параметров лазерного текстурирования на несущую способность и на коэффициент трения подтвердили адекватность математической модели. Результаты показали количественное и качественное совпадение характеристик: максимальное расхождение данных наблюдается при частоте вращения ротора $\omega = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и не превышает в процентном соотношении: для толщины смазочного слоя – 11 % при нагрузке $F = 300 \text{ Н}$, а для коэффициента трения – 15 % при нагрузке $F = 450 \text{ Н}$.
5. Численные исследования позволили определить параметры лазерного текстурирования поверхности и их наилучшие значения, оказывающие наибольшее влияние на несущую способность и гидромеханические характеристики упорного подшипника. Так было установлено, что можно

увеличить несущую способность трибосопряжения, если значения текстурированной части сегмента лежат в пределах $\alpha = 0,5 - 0,7$; плотность распределения ямок $-S_p = 0,6 - 0,785$; глубина ямки – 15 мкм.

6. На основе выполненных исследований разработано техническое решение, защищенное патентом на полезную модель «Упорный гидродинамический подшипник скольжения», которое сочетает в себе преимущества обработки поверхности с помощью лазерного текстурирования и макрогеометрии сегмента в форме «ступеньки Рэлея».
7. Проведенные компьютерные параметрические исследования и оптимизация гидродинамического упорного подшипника для турбокомпрессора ТКР-8,5С, производства ООО НПО «Турботехника» г. Протвино, позволили рекомендовать основные геометрические параметры профиля несущей поверхности скольжения (глубина микроямки, радиус ямки, плотность распределения ямок, площадь обработанной поверхности сегмента, длина и высота «ступеньки Рэлея»), обеспечивающие повышение несущей способности на 53 % по сравнению с частичным лазерным текстурированием плоской поверхности при сохранении заданного ресурса.
8. Перспективой дальнейшей разработки темы является использование созданных моделей, методического, алгоритмического и программного обеспечения для исследования гидродинамических трибосопряжений поршневых и роторных машин с различной, в том числе, нерегулярной макрогеометрией поверхностей трения.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Сокращения

ТК	– турбокомпрессор
ДВС	– двигатель внутреннего сгорания
ПС	– подшипник скольжения
НС	– несущая способность
ЛТ	– лазерное текстурирование
ГМХ	– гидромеханические характеристик
СС	– смазочный слой
СМ	– смазочный материал
УП	– упорный подшипник

Условные обозначения

L	– тангенциальный размер сегмента УП по дуге среднего размера (м);
l_1	– длина нижней части сегмента (м);
l_2	– длина верхней части сегмента (м);
l_p	– длина текстурированной части сегмента УП (м);
h	– толщина СС (м);
h_{step}	– высота ступеньки Рэлея (м);
γ	– угол наклона сегмента (рад);
h_y	– установочный зазор (м);
h_p	– глубина ямки (м);
r_p	– радиус ямки (м);
b	– ширина сегмента УП (м);
p	– давление в СС (МПа);
p_a	– атмосферное давление (МПа);
p_{ex}	– входное давление смазочного материала (МПа);

ω	– угловая скорость вращения пяты (с^{-1});
$\alpha = l_p / L$	– относительная величина текстурированной части сегмента УП;
U	– окружная скорость пяты по среднему радиусу (м/с);
W	– несущая способность (Н);
kn	– количество сегментов (шт.);
R_1	– внутренний радиус УП (м);
R_2	– наружный радиус УП (м);
T_{ex}	– температура подачи СМ (град. С);
F	– осевая нагрузка на УП (Н);
ρ	– плотность СМ (кг/м^3);
$\kappa = r_2 / r_1$	– соотношение размеров ячейки;
S_p	– плотность распределения ямок;
Δx	– шаг сетки в направлении оси x ;
Δz	– шаг сетки в направлении оси z ;
h_0	– характерная толщина СС (м);
μ_0	– характерный коэффициент динамической вязкости ($\text{Па} \cdot \text{с}$);
μ	– динамическая вязкость ($\text{Па} \cdot \text{с}$);
r_0	– характерный линейный размер (м);
r_1	– ширина ячейки (измеряется вдоль оси x) (м);
r_2	– высота ячейки (измеряется вдоль оси z) (м);
r_e	– вектор (с локальными координатами x_e и z_e), относительно которого определяется толщина СС;
ω_0	– характерная угловая скорость (с^{-1});
ε	– порядок сходимости по давлению.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Дадаев, С.Г. Нестационарные модели газодинамических подшипников со спиральными канавками: монография / С.Г. Дадаев. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2012. – Ч.3. – 430 с.
2. Дулан Э., Миллер Дж., Шилдерс У. Равномерные численные методы решения задач с пограничным слоем. – М.: Мир, 1983. – 200с.
3. Ефимов А.В., Золотарев Ю.Г., Терпигорова В.М. Математический анализ. – Т.2. – М.: Высшая школа, 1980. – 350 с.
4. Задорожная, Е.А. Особенности моделирования трибосопряжений поршневых и роторных машин с учетом свойств смазочного материала/ Е.А. Задорожная // Известия Самарского научного центра РАН. Механика и машиностроение. – Самарский научный центр РАН. – 2011. – т.13. – № 4 (3). – С. 733–738.
5. Зайдель, А.Н. Погрешности измерений физических величин / А.Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1985. – 112 с.
6. Камерон, А. Теория смазки в инженерном деле. / Пер. с англ. // А. Камерон. – М.: МАШГИЗ, 1962. – 295 с.
7. Разработка турбокомпрессора низкого давления с осевой турбиной для системы двухступенчатого наддува / В.Н. Каминский, И.Н. Григоров, Р.В. Каминский, С.В. Сибиряков, А.В. Лазарев, Е.А. Костюков, В.А. Шурипа // Известия МГТУ «МАМИ». – 2014. – Т.1. – № 4 (22).
8. Результаты разработки регулируемого турбоэлектрокомпрессора / В.Н. Каминский, А.В. Лазарев, Р.В. Каминский, С.В. Сибиряков, И.Н. Григоров, Е.А. Костюков // Известия МГТУ «МАМИ». – 2014. – Т.1. – № 4 (22).
9. Создание стендов для контрольно-исследовательских испытаний турбокомпрессоров / В.Н. Каминский, Р.В. Каминский, А.В. Лазарев, И.Н. Григоров, Е.А. Костюков, С.А. Корнеев, И.В. Ковальцов, А.С. Сергеев, А.А. Гусак, С.В. Сибиряков // Известия МГТУ «МАМИ». – 2012. – Т.1. – № 2 (14).
10. Крамер, Г. Математические методы статистики. / Пер. с англ. // Г. Крамер. 2 изд. – М.: Мир, 1975. – 648 с.

11. Луканин, В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов : учебник для вузов / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др.; Под ред. В. Н. Луканина и М. Г. Шатрова. – 4-е изд., испр. – М.: Высшая школа, 2010. – 479 с.
12. Луцко, В.А. Формирование и обеспечение качества подшипникового узла турбокомпрессора высокофорсированного автомобильного дизеля на этапе проектирования: дис. ...канд. тех. наук: 05.04.02 / Луцко Василий Александрович. – Набережные Челны, 2015. – 142 с.
13. Марциновский, В.С. Эффективное повышение несущей способности упорных подшипников скольжения турбокомпрессорных агрегатов / В.С. Марциновский, В.И. Юрко // Компрессорная техника и пневматика. – 2009. – Т. № 7. – С. 16–23.
14. Новиков, Е.А. Расчёт гидродинамических упорных подшипников с первоначально плоскопараллельными поверхностями скольжения / Е.А. Новиков, В.А. Максимов, А.В. Палладий, Т.В. Максимов // Вестник машиностроения. – 2009. – № 3. – С.18–23.
15. Экспериментальные исследования упорных подшипников скольжения с первоначально параллельными поверхностями при орбитальном движении ротора / Е.А. Новиков, В.А. Максимов, Т.В. Максимов, В.К. Хайсанов // Вестник машиностроения. – 2009. – № 4. – С.14–19.
16. Новиков, Е.А. Экспериментальные исследования характеристик упорных гидростатических подшипников, работающих на маловязких жидкостях / Е.А. Новиков, А.Г. Егоров // Вестник Казанского технологического университета. – 2013. – № 5. – С. 207–209.
17. Орлов, П.И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие в 3-х книгах / П.И. Орлов. – Кн. 2, 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 574 с.
18. Патент на полезную модель «Упорный гидродинамический подшипник скольжения»/ А.К. Бояршинова, С.В. Чернейко // Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. – № 146643 от 16.09.2014

19. Программный комплекс для расчета гидромеханических характеристик секторного упорного гидродинамического подшипника с различной обработкой поверхности «Секторный подпятник»/ А.К. Бояршинова; С.В. Чернейко // Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. – № 2013617906 от 27. 08.2013.

20. Программный комплекс для расчета характеристик упорного гидродинамического сегментного подшипника Релея с лазерным текстурированием поверхности «Секторный подпятник-II»/ А.К. Бояршинова; С.В. Чернейко // Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам. – № 2014614568 от 29. 04.2014.

21. Прокопьев, В.Н. Совершенствование методики расчёта сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых неньютоновскими маслами / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев, И.Г. Леванов // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2010. – № 1. – С. 63–67.

22. Прокопьев В.Н. Многосеточные алгоритмы интегрирования уравнения Рейнольдса в задачах динамики сложнонагруженных подшипников скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2005. – № 5. – С. 16–21.

23. Прокопьев, В.Н. Термогидродинамическая задача смазки сложнонагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. – 2003. – №1 (17), вып. 3. – С. 56–66.

24. Рождественский, Ю.В. Модель расчета упорного подшипника скольжения с лазерным текстурированием несущей поверхности / Ю.В. Рождественский, Е.А. Задорожная, С.В. Чернейко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Математическое моделирование и программирование». – 2015. – т. 8, – № 1. – С. 5–23.

25. Рождественский, Ю.В. Пути повышения несущей способности гидромеханических трибосопряжений текстурированием поверхностей трения / Ю.В. Рождественский, К.В. Гаврилов, С.В. Чернейко // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2014. – Т.14 – № 3. – С. 16–21.

26. Рождественский, Ю.В. Расчет несущей способности и коэффициента трения упорных подшипников скольжения с лазерным текстурированием несущей поверхности / Ю.В. Рождественский, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная, С.В. Чернейко // Вестник ОГУ. – 2014. – № 10(171). – С. 169–176.
27. Роуч, П. Вычислительная гидродинамика. – М.: Мир, 1980. – 616 с.
28. Саутин, С.Н. Планирование эксперимента в химии и химической технологии / С.Н. Саутин. – Л.: «Химия», 1975. – 48 с.
29. Смирнов, А. В. Перспективный тип опор турбокомпрессоров ДВС / А. В. Смирнов // Двигателестроение. – 2014. – № 2 (256). – С. 23–25.
30. Фабиано, Б. Численная оптимизация нестационарных тепловых процессов турбокомпрессора / Б. Фабиано, С. Джеральд // «Динамикс». – 2014. – № 36. – С. 37–39.
31. Фуруиси. Несущая способность смазываемых водой плоских упорных подшипников со спиральными канавками // Фуруиси, Суганами, Ямамото, Токумицу // Проблемы трения. – 1985. – Т. 107. № 2. – С. 124–130.
32. Чернейко, С.В. Экспериментальная оценка характеристик упорного гидродинамического подшипника с параллельными поверхностями / С.В. Чернейко, А.М. Ципенюк // Двигателестроение. – 2014. – №3(257). – С. 29–33.
33. Эззат. Исследование термогидродинамических характеристик ползунов конечной ширины / Эззат, Роде // Проблемы трения и смазки. – 1973. – № 3. – С. 37.
34. Abramovitz S. Theory for a slider bearing with a convex pad surface: side flow neglected / S. Abramovitz // J. Franklin Inst. – 1955. – Vol. 259. – P. 221–233.
35. Andharia, P.L. On the shape of the lubricant film for the optimum performance of a longitudinal rough slider bearing / P.L. Andharia, J.L. Gupta, G.M. Deheri // Indus Lubric Tribo. – 2000. – Vol. 52. – P. 273–279.
36. Andharia, P.L. Effect of surface roughness on hydrodynamic lubrication of slider bearings / P.L. Andharia, J.L. Gupta, G.M. Deheri // Tribo Trans. – 2001. – Vol. 44. – P. 291–298.
37. Anno, J.N. Microasperity lubrication / J.N. Anno, J.A. Walowit, C.M. Allen // Journal of Lubrication Technology. – 1968. – Vol. 4. – P. 351–356.

38. Anno, J.N. Load support and leakage from microasperity-lubricated face seal / J.N. Anno, J.A. Walowit, C.M. Allen // *Trans ASME, Journal of Lubrication Technology*. – 1969. – Vol. 10. – P. 726–731.
39. Bagci, C. Hydrodynamic lubrication of finite slider bearings: effect of one-dimensional film shape and their computer aided optimum designs / C. Bagci, A.P. // *Singh J Lubric Techno.* – 1983. – Vol. 105. – P. 48–66.
40. Berthe, D. Influence of the shape defects and surface roughness on the hydrodynamics of lubricated systems / D. Berthe, B. Fantino, J. Frene, M. Godet // *Journal of Mechanical Engineering Science, Institution of Mechanical Engineers*. – 1974. – Vol. 16. – P. 156–159.
41. Berthe, D. Equation de l'ecoulement laminaire entre deux parois rapproches en mouvement relative / D. Berthe, M. Godet // *C. R. Academie des Sciences, Paris*. – 1971. – Vol. 272. – P. 1010–1013.
42. Berger, S. Influence of a levelness defect in a thrust bearing on the dynamic behavior of an elastic shaft / S. Berger, O. Bonneau, J. Frene // *Journal of Sound and Vibration*. – 2002. – Vol. 249(1). – P. 41–53.
43. Brizmer, V. A Laser surface textured parallel thrust bearing / V. Brizmer, Y. Kligerman, I. Etsion // *Tribology Transactions*. – 2003. – Vol. 46(3). – P. 397–403.
44. Bulatov, V. Basics of machining methods to yield wear and fretting resistive surfaces, having regular roughness patterns / V. P. Bulatov, V. A. Krasny, Y. G. Schneider // *Wear*. – 1997 – Vol. 208 – P. 132–137.
45. Charitopoulos, A.G. Effects of manufacturing errors on tribological characteristics of 3-D textured micro- thrust bearings / A.G. Charitopoulos, E.E. Efstathiou, C.I. Papadopoulos, P.G. Nikolakopoulos, L. Kaiktsis // *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology*. – 2013. – Vol. 6. – P. 128–142.
46. Chen, P.Y.P. Use of computational fluid dynamics in hydrodynamic lubrication / P.Y.P. Chen, E.J.Hahn // *Proc IME*. – 1998. – Vol. 212(J). – P. 427–436
47. Costa, H.L. Hydrodynamic lubrication of textured steel surfaces under reciprocating sliding conditions / H.L. Costa, I.M. Hutchings // *Tribology International*. 2007 – Vol. 40(8) – P. 1227–1238.

48. Da browski, L. Analysis of Kaplan turbine thrust bearing performance / L. Da browski, M. Wasilczuk, M. Wodtke // Unpublished report for VATech Escher Wyss Ravensburg. – 2003. – Gdansk. – P. 163.
49. Das, N.C. A study of optimum load capacity of slider bearings lubricated with power law fluids / N.C. Das // *Tribo Int.* – 1999. – Vol. 32. – P. 435–441.
50. Dobrica, M.B. Thermohydrodynamic behaviour of a slider pocket bearing / M.B. Dobrica, M. Fillon // *ASME Journal Tribology.* – 2006. – Vol.128. – P. 312–320.
51. Dumitru, G. Ablation of carbide materials with fem to second pulses / G. Dumitru, V. Romano, H.P. Weber, M. Sentis, W. Marine // *Appl. Surf. Sci.* – 2003. Vol. 205. – P. 80–85.
52. Elsharkawy, A. Effects of misalignment on the performance of flexible porous journal bearings / A. Elsharkawy // *STLE Tribol Trans.* – 2003. – Vol.46. – P. 119–127.
53. Etsion, I. A Model for Mechanical seals with regular microsurface structure / I. Etsion, L. Burstein, // *Tribology Transactions.* – 1996. – Vol. 39(3). – P. 677–683.
54. Etsion, I. Increasing mechanical seal life with laser-textured seal faces / I. Etsion, G. Halperin, Y. Greenberg // 15th Int. Conf. on fluid sealing BHR Group, Maastricht. – 1997. – P. 3–11.
55. Etsion, I. Experimental investigation of laser surface textured parallel thrust bearings / I. Etsion, G. Halperin, Y. Kligerman, V. Brizmer, Y. Kligerman // *Tribology Letters* – 2004. – Vol. 17(2). – P. 295–300.
56. Etsion, I. A laser surface textured hydrostatic mechanical seal / I. Etsion, G. Halperin // *Trib. Trans.* – 2002. – Vol. 45(3). – P. 430–436.
57. Ettles, C.M. Solutions for flow in a bearing groove / C.M. Ettles // *Proc IME.* – 1967. – Vol. 68. – P. 120–131.
58. Ettles, C.M. The Development of a Generalized Compulei Analysis or Sector Shaped Tilting Pad Thrust Bearings / C.M. Ettles // *ASLE Trans.* – 1976. – Vol. 19. No. 2. – P. 153–163.
59. Fantino, B. Charge tournante et défauts de forme en regime transitoire Mecanique / B. Fantino, J. Frene // *Materiaux Electricite Revue du GAMI.* – 1975. – P. 40–44.

60. Fesanghary, M. Topological and shape optimization of thrust bearings for enhanced load-carrying capacity / M. Fesanghary, M.M. Khonsari // *Tribology international*. – 2012. – Vol. 53. – P. 2112–2128.
61. Geiger, M. Influence of laser-produced micro-structures on the tribological behaviour of ceramics / M. Geiger, S. Roth, W. Becker // *Surface and Coatings Technology*. – 1998. Vol. 101. – P. 17–22.
62. Gethin, D.T. Lubricant inertia effects and recirculatory flow in load-capacity optimized thrust pad bearings / D.T. Gethin // *ASLE Trans.* – 1987. – Vol. 30. – P. 254–260.
63. Halperin, G. Increasing mechanical seal life with laser-textured seal faces / G. Halperin, Y. Greenberg, I. Etsion // *Proceedings of the 15th International Conf. on Fluid Sealing*. Maastricht: BHR Group – 1997. — P. 3–11.
64. Hamilton, D.B. A theory of lubrication by micro-irregularities / D.B. Hamilton, J.A. Walowit, C.M. Allen // *Trans ASME, Journal of Basic Engineering*. – 1966. – Vol. 88(1). – P. 177 – 185.
65. Hargreaves, D.J. Surface waviness effects on the load carrying capacity of rectangular slider bearings / D.J. Hargreaves // *Wear*. – 1991. – P. 137–151.
66. Henry, Y. Experimental investigation on hydrodynamic parallel surface thrust bearings with textured pads / Y. Henry, J. Bouyer, M. Fillon // *World Tribology Congress 2013*. Torino, Italy, September 8 – 13, 2013. – P. 1 – 4.
67. Heshmat, H. Mixing inlet temperatures in hydrodynamic bearings / H. Heshmat, O. Pinkus // *Trans ASME – J Tribol.* – 1986. – Vol. 108(2). – P. 231 –248.
68. Huynh, P.B. Numerical study of slider bearings with limited corrugation / P.B. Huynh // *ASME J Tribol.* – 2005. – Vol. 127. – P. 582–595.
69. Iliev, H. Failure analysis of hydro-generator thrust bearing / H., Iliev // *Wear* 1999. – Vol. 229. – P. 913–920.
70. Kazama, T. Application of a mixed lubrication model for hydrostatic thrust bearings of hydraulic equipment / T. Kazama, A. Yamaguchi // *Trans ASME, J Tribol.* – 1993. – Vol.115. – P. 686 – 691.

71. Kicinski, J. Models of heat exchange and flow in the bearing grooves and in the gaps between slider bearing pads / J. Kicinski // Transactions of the IFFM PAS. – 1991. – Vol. 347. – P. 91.
72. Kligerman, Y. Analysis of the hydrodynamic effects in a surface textured circumferential gas seal / Y. Kligerman, I. Etsion // Trib. Trans. – 2001. – Vol. 44(3) – P. 472–476.
73. Komvopoulos, K. Adhesion and friction forces in microelectromechanical systems: mechanisms, measurement, surface modification techniques, and adhesion theory / K. Komvopoulos // J. Adhes. Sci. Technol. – 2003 – Vol. 17(4) – P. 477–517.
74. Kovalchenko, A. The effect of laser texturing of steel surfaces and speed-load parameters on the transition of lubrication regime from boundary to hydrodynamic / A. Kovalchenko, O. Ajayi, A. Erdemir, G. Fenske, I. Etsion // Trib. Trans. – 2004 – Vol. 47(2) – P. 299–305.
75. Lai, T. Development of non-contacting, non-leaking spiral groove liquid face seals // T. Lai // Lubrication Engineering. – 1994. – Vol. 8. – P. 625–631.
76. Markin, D. A FEM approach to simulation of tilting-pad thrust bearing assemblies / D. Markin, D.M.C. McCarthy, S.B. Glavatskih // Tribol Int. – 2003. – Vol. 36. – P. 807–814.
77. Muijderman, E. A. Spiral Groove Bearing // Doctoral thesis... – 1964. – New York.
78. Naduvanamani, N.B. Hydrodynamic lubrication of rough slider bearings with couple stress fluids // N.B. Naduvanamani, S.T. Fathima, P.S. Hiremath // Tribo Int. – 2003. – Vol. 36. – № 12. – P. 949–959.
79. Pinkus, O. Theory of hydrodynamic lubrication / O. Pinkus, B. Sternlicht // New York: McGraw-Hill Book Co. – 1961.
80. Purday. An introduction to the mechanics of viscous flow / Purday // HPF London: Constable Publisher. – 1949.
81. Ronen, A. Friction-reducing surface texturing in reciprocating automotive components / Ronen, A., Etsion, I., and Kligerman, Y. // Tribology Transactions. – 2001. – Vol. 44(3). – P. 359–366.
82. Ryk, G. Experimental investigation of laser surface texturing for reciprocating automotive components / G. Ryk, Y. Kligerman, I. Etsion // Tribology Transactions. – 2002. – Vol. 45(4). – P. 444–449.

83. San, A.L. Effects of misalignment on turbulent flow hybrid thrust bearings / A.L. San // *Trans ASME, J Tribol.* – 2002. – Vol. 124. – P. 212–221.
84. Sternlicht, B. Adiabatic analysis of elastic, centrally pivoted, sector, thrust-bearing pads / B. Sternlicht, G.K. Carter, E.B. Arwas // *Trans ASME.* – 1961. – Vol. 28. – P. 179 – 187.
85. Tien, L. K. A Numerical simulation of finite-width thrust bearings, taking into account viscosity variation with temperature and pressure / L. K. Tien // *Journal of Mechanical Engineering.* – 1975. – Vol. 17 – P. 1 — 10.
86. Vohr, J.H. Prediction of the operating temperature of thrust bearings / J.H. Vohr // *Trans ASME. J. Lubr. Technol.* – 1981.– Vol. 103(3). – P. 97–106.
87. Wang, X. The Lubrication Effect of Micro-Pits on Parallel Sliding Faces of SiC in Water / X. Wang, K. Kato, K. Adachi // *Tribology Transactions.* – Vol. 45 (3). – P. 294–301.
88. Wang, X. Loads carrying capacity map for the surface texture design of SiC thrust bearing sliding in water / X. Wang, K. Kato, K. Adachi, K. Aizawa // *Tribology International.* – 2003. – Vol. 36(3). – 189–197.
89. Wang, X. The effect of laser texturing of SiC surface on the critical load for the transition of water lubrication mode from hydrodynamic to mixed / X. Wang, K. Kato, K. Adachi, K. Aizawa // *Tribology International.* – 2001. – Vol. 34(10). – P. 703–711.
90. Wang, Y.S. Mixed lubrication of coupled journal-thrust-bearing systems including mass conserving cavitation / Y.S. Wang, Q. Wang, C. Lin // *Trans ASME, J Tribol.* – 2003. – Vol. 125. – P. 747–755.
91. Wang, Y. S. A mixed-EHL analysis of effects of misalignments and elastic deformations on the performance of a coupled journal-thrust bearing system / Y.S. Wang, Q. J. Wang, L. Chih // *Tribology International.* – 2006. – Vol. 39. – P. 281–289.
92. Wasilczuk, M. Modeling lubricant flow between thrust-bearing pads / M. Wasilczuk, R. Grzegorz // *Tribology International.* – 2008. – Vol. 41. – P. 908–913.
93. Willis, E. Surface Finish in Relation to Cylinder Liners / E. Willis // *Wear.* – 1986. – Vol. 109. – P. 351–366
94. Zhang, J.X. On the design of thrust bearings using a CFD technique / J.X. Zhang, C.M. Rodkiewicz // *STLE Tribol. Trans.* – 1997. – Vol. 40 (3). – P. 403–412.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Копии свидетельств о государственной регистрации программ для ЭВМ

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО
о государственной регистрации программы для ЭВМ
№ 2013617906

**Программный комплекс для расчета гидромеханических характеристик секторного упорного гидродинамического подшипника с различной обработкой поверхности
«Секторный подпятник»**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет) (ФГБОУ ВПО «ЮУрГУ» (НИУ)) (RU)*

Авторы: *Бояришинова Алла Константиновна (RU),
Чернейко Сергей Викторович (RU)*

Заявка № **2013616054**
Дата поступления **15 июля 2013 г.**
Дата государственной регистрации
в Реестре программ для ЭВМ **27 августа 2013 г.**



*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*
 **Б.П. Симонов**

Рисунок А.1 – Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2013617906 («Секторный подпятник»)

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



СВИДЕТЕЛЬСТВО

о государственной регистрации программы для ЭВМ

№ 2014614568

**Программный комплекс для расчета характеристик
упорного гидродинамического сегментного подшипника
Релея с лазерным текстурированием поверхности
«Секторный подпятник - II»**

Правообладатель: *Федеральное государственное бюджетное
образовательное учреждение высшего профессионального
образования «Южно-Уральский государственный университет»
(национальный исследовательский университет) (ФГБОУ ВПО
«ЮУрГУ» (НИУ)) (RU)*

Авторы: *Бояришинова Алла Константиновна (RU),
Чернейко Сергей Викторович (RU)*

Заявка № **2014610405**

Дата поступления **27 января 2014 г.**

Дата государственной регистрации
в Реестре программ для ЭВМ **29 апреля 2014 г.**



*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

 **Б.П. Симонов**

Рисунок А.2 – Свидетельство о государственной регистрации программы для
ЭВМ № 2014614568 («Секторный подпятник–II»)

Приложение Б

Копия патента на полезную модель

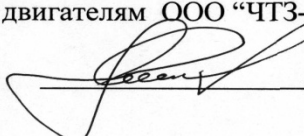


Рисунок Б.1 – Патент на полезную модель № 146643 «Упорный гидродинамический подшипник скольжения»

Приложение В

Копии актов использования результатов научно-исследовательской работы

ООО "ЧТЗ-УРАЛТРАК"
 Главное специализированное
 конструкторское бюро "Трансдизель"
 (ГСКБД)
 г. Челябинск
 Т. 39-54: 775-11-65
 29.01.15г. № 04/14-48

УТВЕРЖДАЮ
 Начальник ГСКБД – главный конструктор
 по двигателям ООО "ЧТЗ-УРАЛТРАК"

 /М.А.Старунский/
 - 2015г.

АКТ
 использования результатов научно-исследовательских работ

Настоящим документом подтверждено, что на предприятии ООО "ЧТЗ-УРАЛТРАК" при разработке узлов трения роторов турбокомпрессора систем наддува тепловых двигателей используется программное обеспечение для расчета гидромеханических характеристик радиальных и упорных подшипников скольжения. Программное обеспечение разработано на кафедре «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» и в Вузовско-академической лаборатории «Триботехника» Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета) в ходе выполнения научно-исследовательских работ.

Исполнители: Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А., Хозенюк Н.А., Леванов И.Г., Гаврилов К.В., Чернейко С.В., Курочкин М.И., Мыльников А.А.

Используемое программное обеспечение предназначено для расчета гидродинамических процессов, протекающих в тонких смазочных слоях многослойных радиальных и упорных подшипников роторов турбомашин. В программах предусмотрена возможность расчета различных конструкций промежуточных элементов и подпятников, в том числе с наклонными и текстурированными сегментами. Результатом решения является распределение гидродинамического давления в смазочном слое, которое используется для оценки предельной несущей способности, потерь мощности на трение, расходов смазки в окружном и радиальном направлениях, реакций смазочного слоя.

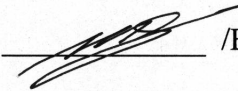
Перечень используемого программного обеспечения.

1. Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения гибкого ротора, смазываемых неньютоновскими жидкостями «Гибкий ротор II». Свидетельство № 2010612189.
2. Программа для ЭВМ «Динамика многослойного подшипника». Свидетельство № 2010617227
3. Программа расчета несущей способности и гидромеханических характеристик упорных гидродинамических подшипников роторных машин «Подпятник». Свидетельство № 2011618913.

Рисунок В.1 – Акт использования результатов научно-исследовательской работы (С.1)

4. Программный комплекс для расчета гидромеханических характеристик секторного упорного гидродинамического подшипника с различной обработкой поверхности «Секторный подпятник». Свидетельство 2013617906.
5. Программный комплекс для расчета характеристик упорного гидродинамического сегментного подшипника Релея с лазерным текстурированием поверхности «Секторный подпятник-II». Свидетельство 2014614568.

Главный конструктор
направления

 /В.В.Щеголев/

Начальник отд. агрегатов
наддува и теплообменников

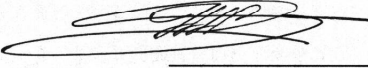
 /А.В. Шумилов/

Рисунок В.2 – Акт использования результатов научно-исследовательской работы (С.2)