

На правах рукописи



Корнеев Андрей Юрьевич

**МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТА И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ  
КОНИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ**

2.5.2. Машиноведение (технические науки)

Автореферат диссертации на соискание ученой степени  
доктора технических наук

Орел – 2021

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева», г. Орел

Научный консультант: **Савин Леонид Алексеевич**  
доктор технических наук, профессор,  
Заслуженный деятель науки РФ

Официальные оппоненты: **Задорожная Елена Анатольевна**  
доктор технических наук, профессор,  
федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет)»  
профессор кафедры «Автомобильный транспорт»

**Иванов Андрей Владимирович**  
доктор технических наук, доцент,  
АО «НПО Энергомаш имени академика В.П. Глушко»  
зам. главного конструктора по науке и новым технологиям

**Куменко Александр Иванович**  
доктор технических наук, доцент,  
федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Национальный исследовательский университет «МЭИ»  
профессор кафедры робототехники, мехатроники,  
динамики и прочности машин

Ведущая организация: федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Ростовский государственный университет путей сообщения».

Защита состоится «21» апреля 2022 г. в 12:00 на заседании диссертационного совета 24.2.353.02, созданного на базе ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» по адресу: 302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29, аудитория 212.

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке и на официальном сайте ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» по адресу: <http://oreluniver.ru>.

Объявление о защите диссертации и автореферат диссертации размещены в сети Интернет на официальном сайте ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» ([www.oreluniver.ru](http://www.oreluniver.ru)) и на официальном сайте Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (<https://vak.minobrnauki.gov.ru/main>).

Автореферат разослан «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2022 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета



Кожус Ольга Геннадьевна

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ.** Подшипниковые узлы являются базовыми элементами роторных машин, во многом определяющие технические характеристики, надежность и ресурс изделий. В качестве опор роторов используются триботехнические устройства с различными физическими принципами создания несущей способности, включая подшипники качения, магнитные подшипники, подшипники жидкостного трения, газовые подшипники и различные виды их комбинаций. Наиболее широкое распространение в силу целого ряда причин получили подшипники качения, которые производятся специализированными фирмами. В отдельных видах агрегатов для перекачки газовых и многокомпонентных сред находят свое применение магнитные подшипники. При этом существует целый ряд роторных машин, в которых обеспечение вращательных движений рационально осуществлять с использованием подшипников жидкостного трения. В первую очередь, это тяжелые роторные энергетические турбоагрегаты, высокоскоростные турбомшины, детандеры, компрессоры и насосы общепромышленного назначения, шпиндели металлорежущих станков и т.п.

Большинство роторов нагружается радиальными и осевыми силами, для восприятия которых необходимо использовать также упорные подшипники, что приводит к увеличению габаритов машины, усложнению конструкции, повышению расхода смазочного материала и потерь мощности. Использование конических подшипников жидкостного трения (КПЖТ), основными достоинствами которых являются одновременное восприятие радиальных и осевых нагрузок, упрощение конструкции за счет отсутствия необходимости установки упорного подшипника, уменьшение осевых размеров и возможность выставления зазора при монтаже, дает возможность решить обозначенные проблемы.

Однако, анализ научной литературы за период с начала 60-х годов прошлого столетия по настоящее время показывает, что за это время было опубликовано сравнительно небольшое количество работ по теме диссертации, изучение которых показало, что большинство их в основном базируются на различных допущениях, практически нет работ по динамическому анализу и устойчивости роторных систем на конических подшипниках, проблемы снижения массогабаритных размеров роторно-опорных узлов на конических подшипниках жидкостного трения не решаются должным образом. Учитывая недостаточный уровень теоретических и экспериментальных исследований в области расчета и проектирования конических подшипников, связанный, в первую очередь, с технологическими трудностями изготовления и монтажа конических опорных поверхностей, а также с трудностью решения задачи, которая основывается на совместном решении уравнений гидромеханики, термодинамики, теплофизики и теории колебаний, на данный момент не позволяет применять данные опоры повсеместно. Поэтому развитие методологии расчета и динамического анализа роторной системы на конических подшипниках жидкостного трения является актуальной темой диссертации.

Настоящая диссертационная работа выполнялась в соответствии с научно-техническими программами Министерства образования Российской Федерации «Научные исследования высшей школы в области транспорта» – проект № 005.02.01.42 (2000 г.), «Научные исследования высшей школы по приоритетным направлениям науки и техники» – проект № 205.02.01.001 (2001 –

2002гг.) и проект № 205.02.01.056 (2003 г.), грант РФФИ № 09-08-99020 (2009-10 гг.) «Разработка фундаментальных принципов создания мехатронного подвеса роторов электро- и турбомашин», Государственным контрактом №14.740.11.0030 (2010 г.) «Мехатронные опоры роторов агрегатов и машин новых поколений», в рамках выполнения проекта № 9.101.2014/К проектной части государственного задания в сфере научной деятельности «Гидродинамические эффекты в напорно-сдвиговых течениях сред сложной реологии в каналах переменной геометрии» (2014 – 2016 гг.), поддержана Государственным фондом естественных наук Китая (грант № 51405410 «Изучение динамических характеристик и экспериментальные исследования нового типа роторно-опорного узла на базе конического гибридного подшипника с металлорезиновым (МР) демпфером в высокоскоростной роторной системе»), а также в рамках договоров о научно-техническом сотрудничестве с ОАО «Калужский турбинный завод», ПАО «Кузнецов» (г. Самара), АО «Гидрогаз» (г. Воронеж), Юго-Западным государственным университетом (г. Курск), Харбинским политехническим университетом и Сямыньским технологическим университетом (КНР).

**ЦЕЛЬЮ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ** является решение научно-технической проблемы снижения массогабаритных размеров роторно-опорных узлов на конических подшипниках жидкостного трения путем решения комплекса задач анализа и синтеза конических подшипников на основе разработки математических моделей расчета статических и динамических характеристик, инструментальных средств проектирования.

Для достижения сформулированной цели в работе были поставлены и решены следующие **ЗАДАЧИ**:

- разработать классификацию конических подшипников жидкостного трения, основанную на комплексе новых технических решений подшипниковых узлов с различными видами питающих камер и дросселирования смазочного материала;
- сформировать теоретические основы расчета полей давлений в смазочном слое конических подшипников жидкостного трения в условиях переменных теплофизических свойств и турбулентного течения смазочного материала на основе совместного решения модифицированного уравнения Рейнольдса, уравнений баланса энергий и баланса расходов и уравнения взаимосвязи теплофизических свойств;
- разработать математические модели и алгоритмы расчета несущей способности, расхода смазочного материала, потерь мощности на трение и прокачку конических подшипников и исследовать на основе разработанных программ расчета влияние эффекта турбулентности смазочного слоя на статические характеристики конических опор;
- разработать алгоритм построения кривых подвижного равновесия в конических подшипниках жидкостного трения;
- разработать математическую модель расчета коэффициентов жесткости и демпфирования конических подшипников и исследовать на основе разработанных программ расчета полученные основные закономерности динамических характеристик от геометрических и рабочих параметров конических опор;
- решить задачу анализа радиальной и осевой устойчивости роторов на конических подшипниках путем решения уравнений движения и расчета коэффициентов жесткости и демпфирования;

- провести численное решение задачи построения пространственных траекторий движения центра ротора и разработать программное обеспечение для динамического анализа роторной системы на конических подшипниках жидкостного трения, выполнить комплекс вычислительных расчетов;

- провести комплекс экспериментальных исследований роторно-опорных узлов на конических подшипниках с целью сравнительного анализа результатов с теоретическими исследованиями, на основании которого разработать практические рекомендации по снижению повышенной вибрации в роторной системе;

- разработать методологию расчета конических подшипников жидкостного трения в виде методики проектирования, рекомендаций и программ расчета, позволяющих обеспечить выбор параметров подшипников, расчет статических и динамических характеристик, устойчивости роторной системы на конических опорах;

- предложить на основе полученных результатов новые технические решения конических подшипников жидкостного трения и рекомендации по проектированию конических подшипников в качестве опор роторов.

**ОБЪЕКТОМ ИССЛЕДОВАНИЯ** являются роторно-опорные узлы с коническими подшипниками жидкостного трения.

**ПРЕДМЕТОМ ИССЛЕДОВАНИЯ** являются статические и динамические характеристики конических подшипников жидкостного трения.

**НАУЧНАЯ НОВИЗНА:**

1. Разработана классификация конических подшипников жидкостного трения, основанная на комплексе новых технических решений подшипниковых узлов с различными видами питающих камер и дросселирования смазочного материала.

2. Сформулированы теоретические основы расчета полей давлений в смазочном слое конических подшипников жидкостного трения в неизотермической постановке, основанной на численном решении краевой задачи с использованием базовых уравнений гидродинамической теории смазки и термодинамики с учетом турбулентности, совместного действия напорных и сдвиговых течений и изменения теплофизических свойств смазочного материала в смазочном слое.

3. Разработаны математические модели и алгоритмы расчета несущей способности, расхода смазочного материала, потерь мощности на трение и прокачку, коэффициентов жесткости и демпфирования для различных типов конических подшипников жидкостного трения и получены основные закономерности статических и динамических характеристик от геометрических и рабочих параметров конических опор.

4. Разработан алгоритм построения пространственных кривых подвижного равновесия в конических подшипниках жидкостного трения и представлены результаты реализации данного алгоритма.

5. Решена задача анализа радиальной и осевой устойчивости движения ротора в конических подшипниках скольжения, основанная на решении характеристического уравнения возмущенного состояния ротора с использованием метода *D*-разбиений для построения областей устойчивой работы роторной системы.

6. Разработана математическая модель расчета пространственных траекторий движения центра масс ротора в смазочном слое конических подшипников жидкостного трения, основанная на совместном интегрировании уравнений движения и уравнений гидродинамики, и представлены результаты численной реализации модели.

**МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ.** Расчет полей давлений в смазочном слое конических подшипников жидкостного трения осуществлялся на основе совместного решения уравнений Рейнольдса, балансов энергий и расходов с учетом нестационарного положения вала, а также соотношений теплофизических и термодинамических параметров. Решение системы уравнений проводилось методом конечных разностей. Для аппроксимации табличных данных различных величин применялся метод наименьших квадратов, реализованный в системе «MathCAD». Численное решение задачи определения статических и динамических характеристик и устойчивости роторной системы на конических подшипниках скольжения проводилось с помощью специально разработанных автором программ расчета в среде «MathCAD». Построение траекторий движения ротора для динамического анализа и устойчивости роторной системы на конических подшипниках жидкостного трения осуществлялось с помощью разработанного программного обеспечения в среде «MatLab».

Для проверки адекватности разработанных теоретических положений и полученных с помощью программ и программного обеспечения результатов был проведен комплекс модельных физических экспериментов на специально разработанном стенде с использованием современной измерительной аппаратуры, а также выполнен сравнительный анализ теоретических расчетов с результатами экспериментальных исследований. Обработка полученных экспериментальных данных осуществлялась при помощи пакетов прикладных программ «MatLab» и «LabView» с использованием математико-статистического анализа.

**ДОСТОВЕРНОСТЬ РЕЗУЛЬТАТОВ** обеспечивается корректностью постановки задач, обоснованностью используемых теоретических зависимостей, принятых допущений и ограничений, применением известных математических методов, проведением экспериментов и подтверждается качественным и количественным согласованием результатов теоретических исследований с экспериментальными данными, полученными автором на разработанных экспериментальных стендах с использованием современной измерительной аппаратуры.

**ВЫНОСИМЫЕ НА ЗАЩИТУ ПОЛОЖЕНИЯ:**

1. Классификация конических подшипников жидкостного трения, основанная на комплексе новых технических решений, отличающихся наличием опор с различными видами дросселирования, состоянием рабочих поверхностей, наличием упругих, демпфирующих и подвижных элементов.

2. Теоретические основы и результаты расчета полей давлений в смазочном слое конических подшипников жидкостного трения в неизотермической постановке, основанной на численном решении краевой задачи с использованием базовых уравнений гидродинамической теории смазки и термодинамики с учетом турбулентности, совместного действия напорных и сдвиговых течений и изменения теплофизических свойств смазочного материала.

3. Математические модели и алгоритмы расчета несущей способности, расхода смазочного материала, потерь мощности на трение и прокачку, коэффициентов жесткости и демпфирования для различных типов конических подшипников жидкостного трения.

4. Алгоритм построения пространственных кривых подвижного равновесия в конических подшипниках жидкостного трения.

5. Результаты решения задачи анализа радиальной и осевой устойчивости движения ротора в конических подшипниках скольжения, основанная на решении характеристического уравнения возмущенного состояния ротора с использованием метода  $D$ -разбиений для построения областей устойчивой работы роторной системы.

6. Математическая модель расчета пространственных траекторий движения центра масс ротора в смазочном слое конических подшипников жидкостного трения, основанная на совместном интегрировании уравнений движения и уравнений гидродинамики.

7. Результаты экспериментальных исследований роторно-опорных узлов на конических подшипниках с целью сравнительного анализа результатов с теоретическими исследованиями, на основании которого разработаны практические рекомендации по снижению повышенной вибрации в роторной системе.

8. Методология расчета конических подшипников жидкостного трения в виде методики проектирования, рекомендаций и программ расчета, позволяющих обеспечить выбор параметров подшипников, расчет статических и динамических характеристик, устойчивости роторной системы на конических опорах.

9. Новые технические решения конических подшипников жидкостного трения и рекомендации по проектированию конических подшипников в качестве опор роторов.

### ***ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ И РЕАЛИЗАЦИЯ РАБОТЫ.***

1. Разработана методология расчета конических подшипников жидкостного трения в виде методики проектирования, рекомендаций и программ расчета, позволяющих обеспечить выбор параметров подшипников, расчет статических и динамических характеристик, устойчивости роторной системы на конических подшипниках. На разработанные программы для ЭВМ получены 2 свидетельства о регистрации данных программ.

2. Разработаны новые технические решения конических подшипников жидкостного трения, конструктивные особенности которых позволяют повысить долговечность и надёжность работы опорного узла путём применения дополнительных элементов. Новизна технических решений подтверждается 9 патентами РФ на изобретение и патентом РФ на полезную модель.

Разработанные на основе математической модели программы расчета статических и динамических характеристик, а также программное обеспечение для динамического анализа и устойчивости роторной системы на конических подшипниках жидкостного трения могут быть использованы в конструкторских бюро и технических отделах промышленных предприятий, занимающихся разработкой, прежде всего насосного и компрессорного оборудования. Результаты работы внедрены и используются при проектировании роторных систем высокоскоростных турбомашин в ОАО «Калужский турбинный завод», ПАО «Кузнецов» (г. Самара), АО «Гидрогаз» (г. Воронеж).

***АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ.*** Материалы диссертации докладывались и обсуждались на Международной научно-технической конференции «Системные проблемы качества, математического моделирования и информационных технологий» (Сочи, 1999); I-ом и II-ом Международных научных симпозиумах «Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия» (Орел, 2000, 2003); Всероссийской научно-технической конференции «Аэро-

космическая техника и высокие технологии» (Пермь, 2001); Международной дистанционной научно-технической конференции «Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения» (Орел, 2001); II-ой Всероссийской научно-технической конференции «Прикладные задачи механики и теплообмена в авиационной технике» (Воронеж, 2001); III-ей Международной научно-технической конференции «Авиакосмические технологии» (Воронеж, 2002); V-ой, VI-ой и VIII-ой Международных научно-технических конференциях «Вибрационные машины и технологии» (Курск, 2001, 2003, 2008), Международных научно-технических симпозиумах «120 лет гидродинамической теории смазки» и «Гидродинамическая теория смазки – XXI» (Орел, 2006, 2016); III-ем и IV-ом Международных научных симпозиумах «Ударно-вибрационные системы, машины и технологии» (Орел, 2006, 2010); I-ом и II-ом Всероссийских научно-методических конференциях «Основы проектирования и детали машин – XXI век» (Орел, 2007, 2010); научно-практической конференции «Образование, наука, производство и управление» (Старый Оскол, 2008); региональной научно-практической конференции «Инжиниринг-2009» (Орел, 2009); IX-ой и XII-ой Международных научно-технических конференциях «Вибрация-2010. Управляемые вибрационные технологии и машины» и «Вибрация-2016: Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины» (Курск, 2010, 2016); IX-ой Международной конференции «Machine Learning and Cybernetics» (Циньдао, КНР, 2010), II-ой Международной научно-технической конференции «Пром-Инжиниринг» (Челябинск, 2016), кафедре «Проектирование механизмов и деталей машин» Тульского государственного университета, кафедре «Автомобильный транспорт и сервис автомобилей» Южно-Уральского государственного университета, кафедре «Механика, мехатроника и робототехника» Юго-Западного государственного университета, а также на научно-технических конференциях и семинарах кафедр «Динамика и прочность машин», «Мехатроника и международный инжиниринг», «Механика, мехатроника и робототехника» Орловского государственного университета им. И.С. Тургенева (Орловского государственного технического университета, Госуниверситета – УНПК), 2000 – 2021 гг.

**ПУБЛИКАЦИИ.** По теме диссертации опубликовано **66** научных трудов, включая **53** статьи (из них **31** в рецензируемых научных журналах и изданиях, определенных Перечнем высшей аттестационной комиссии при Министерстве науки и высшего образования Российской Федерации), монографию, **9** патентов РФ на изобретение, патент РФ на полезную модель и **2** свидетельства об официальной регистрации программ для ЭВМ.

**СТРУКТУРА И ОБЪЕМ РАБОТЫ.** Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы из **274** наименований, **4** приложений и содержит **320** страниц основного текста, **178** рисунков и **16** таблиц.

*Автор выражает благодарность научному консультанту д.т.н., проф., Заслуженному деятелю науки РФ Л.А. Савину за всестороннюю помощь в проведении научных исследований по данной тематике.*



## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

### **1. КОНИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ КАК ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ**

Подшипниковые узлы, как составная часть роторной системы машины, предназначены для обеспечения постоянного положения вращающихся элементов относительно корпуса. Работоспособность роторных систем, используемых в большом классе устройств (насосы, генераторы, детандеры, турбины, двигатели, компрессоры), предназначенных для преобразования энергии и используемых для привода электрогенераторов, нагнетателей газа, судовых движителей и т.д., зависит от характеристик подшипниковых узлов. Предъявляемые к узлам требования формулируются исходя из задач, решаемых не только роторной системой, в которую он входит как составная часть, но и всего агрегата. Таким образом, к роторным системам, помимо общих и специальных, предъявляется и ряд обязательных требований: обеспечение надежной работы на всех режимах и основных эксплуатационных характеристик при гарантированном высоком ресурсе и многократном запуске в условиях агрессивных сред (жидкий кислород, водород, аммиак); гарантированная подача смазочного материала на всех режимах работы системы с требуемым расходом и давлением при высокой степени надежности и приемлемым КПД; минимальная масса и габаритные размеры, а, следовательно, максимально допустимая угловая скорость вращения роторов; высокая стойкость к ударным и вибрационным нагрузкам; перекачивание жидкостей как с содержанием газовой фазы, так и с мелкодисперсными твердыми включениями; отсутствие опорных узлов со значительным местным нагревом; высокая антикавитационная способность; минимальная стоимость изготовления и эксплуатации.

Поскольку роторно-опорный узел является наиболее нагруженным и ответственным элементом роторной системы, то, следовательно, основные характеристики которой, такие как ресурс работы, надежность, экономичность, зависят от работоспособности опорных узлов. Кроме того, если обозначенные выше характеристики можно считать общими для всех видов подшипников, то дополнительными требованиями для опорных узлов различных машин и агрегатов являются: сохранение работоспособности в условиях значительных температурных деформаций, высокая демпфирующая способность и предельная быстроходность. В связи с этим подшипниковые узлы должны удовлетворять следующим предъявляемым к ним требованиям: иметь достаточную грузоподъемность при небольших габаритах; минимальное трение и износ рабочих поверхностей в течение заданного ресурса; расходовать небольшое количество смазочного материала; обладать повышенной устойчивостью на основных и переходных режимах работы; иметь простую, технологичную и удобную в эксплуатации конструкцию.

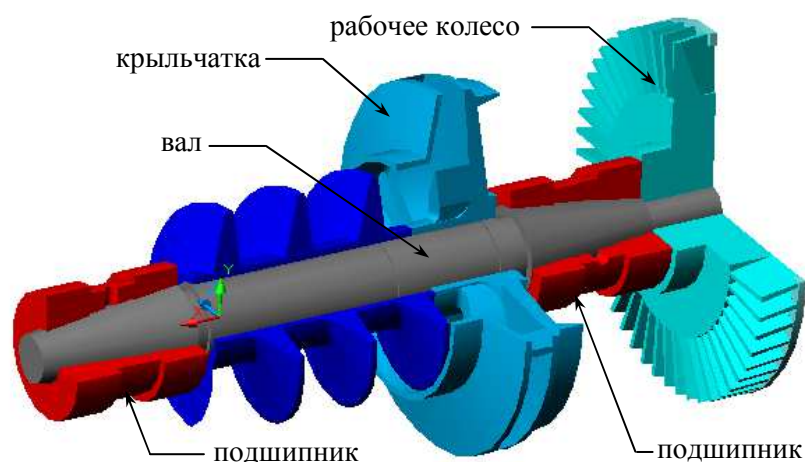
В случае воздействия на роторную систему различно ориентированных в пространстве нагрузок традиционные компоновочные схемы подшипниковых узлов предусматривают наличие упорного подшипника (подпятника). Однако такие роторно-опорные узлы обладают следующими недостатками: использо-

вание двух типов подшипников (радиального и осевого) приводит к увеличению числа дросселирующих элементов, и, как следствие, к усложнению конструкции и увеличению осевых размеров самого узла. В таких случаях целесообразнее использовать конструкции опорных узлов на базе конических подшипников скольжения (жидкостного трения) (*рис. 1*), основными достоинствами которых являются не только одновременное восприятие радиальных и осевых нагрузок при различных скоростях, но и упрощение конструкции за счет отсутствия упорного подшипника (подпятника) и технологии изготовления за счет уменьшения числа дросселирующих элементов, а также уменьшение осевых размеров. К недостаткам относят: сложность изготовления конических поверхностей (нетехнологичность), увеличение размеров в радиальном направлении, возможность заклинивания (так называемое «залипание»).

Общая классификация подшипников скольжения (ПС) подразделяется по следующим категориям: по принципу действия, по фазовому состоянию, по направлению и характеру нагрузки, по конструктивным особенностям как самого подшипника, так и его опорной поверхности. По принципу действия в основу деления положен принцип создания давления в смазочном слое: гидродинамический (ГДП), гидростатический (ГСП) и гидростатодинамический (ГСДП).

По фазовому состоянию опоры скольжения подразделяются на две больших группы: с жидкостной смазкой и с газовой смазкой. Однако, при работе с жидкостной смазкой в смазочном слое подшипников возможен переход части объема смазочного материала из жидкой в газообразную фазу и наоборот. По направлению воспринимаемой нагрузки ПС подразделяются: на радиальные, осевые и радиально-осевые. Радиальные ПС используются в качестве опор высокоскоростных турбомашин в случаях, когда осевые усилия незначительны. При значительных осевых нагрузках применяются осевые (упорные) подшипники (подпятники). В случае одновременного действия значительных радиальных и осевых нагрузок используют радиально-осевые подшипники: на базе совместной конструкции двух опор (радиальной и упорной) и на базе конструкции с одной рабочей поверхностью (например, конические или сферические).

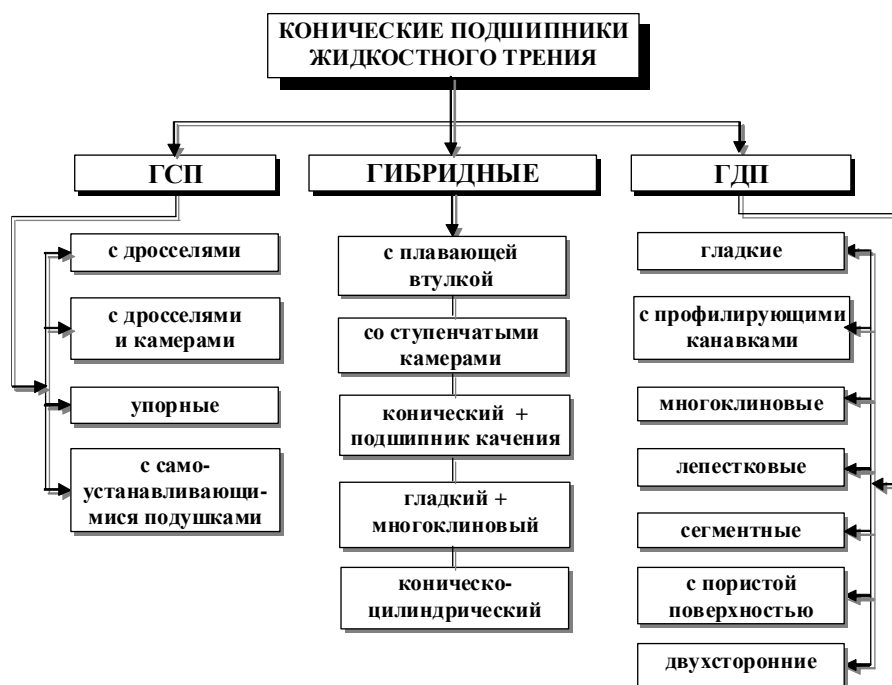
Проведенный анализ научной литературы за период с начала 60-х годов прошлого столетия по настоящее время показывает, что за это время было опубликовано сравнительно небольшое количество работ по исследуемой тематике, что связано было, в первую очередь, с технологическими сложностями изготовления конических подшипников и, как следствие, невозможностью про-



*Рис. 1* Компоновка роторной системы на конических подшипниках

Проведенный анализ научной литературы за период с начала 60-х годов прошлого столетия по настоящее время показывает, что за это время было опубликовано сравнительно небольшое количество работ по исследуемой тематике, что связано было, в первую очередь, с технологическими сложностями изготовления конических подшипников и, как следствие, невозможностью про-

ведения экспериментальных исследований. Часть из этих работ посвящена исследованию конических опор скольжения с некоторыми особенностями: использование газовой смазки; учет температурных и инерционных эффектов; изменение пространственного положения ротора с горизонтального на вертикальное, что характерно для упорных конических подшипников; применение в качестве смазочного материала неньютоновских жидкостей; различная геометрия подшипника (гладкие, с камерами и канавками, многоклиновые, сегментные и т.д.); комбинация в одной конструкции различных типов подшипника, т.е. гибридные конические опоры; нанесение на поверхность для улучшения антифрикционных свойств различных материалов. Обобщение этих исследований позволяет вывести дополнительную классификацию конических подшипников жидкостного трения по конструктивному исполнению, которая является результатом сбора и обработки информации по изученным к настоящему времени в научной литературе различным типам конических опор (рис. 2).



**Рис. 2** Классификация конических подшипников жидкостного трения

В числе отечественных разработок можно отметить результаты теоретических и экспериментальных исследований, проведенных в Казани, Харькове, Самаре, Ростове-на-Дону, Москве, Орле. Этими исследованиями в Казани занимались Р.М. Галиев, Г.А. Пospelов, В.А. Максимов, Г.С. Баткис, В.В. Крамин, В.К. Хайсанов, О.М. Харасов, А.М. и Ш.А. Галеевы; в Харькове – В.Н. Доценко, В.К. Кривонос, А.И. Поддубный, А.М. Торубара, А.И. Чайка; в Самаре – А.И. Белоусов, А.А. Чулошников; в Ростове-на-Дону – К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, Б.Е. Копотун; в Москве – А.И. Куменко, Н.Ю. Кузьминых; в Орле – Л.А. Савин. Среди основных зарубежных школ можно отметить следующие: индийская – Джайачандра Прабу, Ганесан, Сринивасан, Прабу, Шукла, Мюрти, Праваль Синха; египетская – Салем, Халил, Кассаб, Исмаил; польская – Родкевич, Калита, Кеннеди; китайская – Цен, Жанг, Фэнг и др. Краткий

обзор основных работ в области исследования конических подшипников скольжения (КПС) приведен в виде классификации в таблице 1.

Анализ работ этих авторов показал, что большинство их в основном базируются на следующих допущениях: пренебрежение инерционностью смазочного слоя; отсутствие фазовых переходов; гидравлическая постановка задачи; пренебрежение кривизной поверхности смазочного материала; постоянные значения данных теплофизических свойств; изотермическая постановка задачи; отсутствие турбулентности в смазочном слое; отсутствуют работы по исследованию динамики и устойчивости роторов на конических подшипниках.

**Табл. 1** Обзор научно-исследовательских работ в области конических подшипников

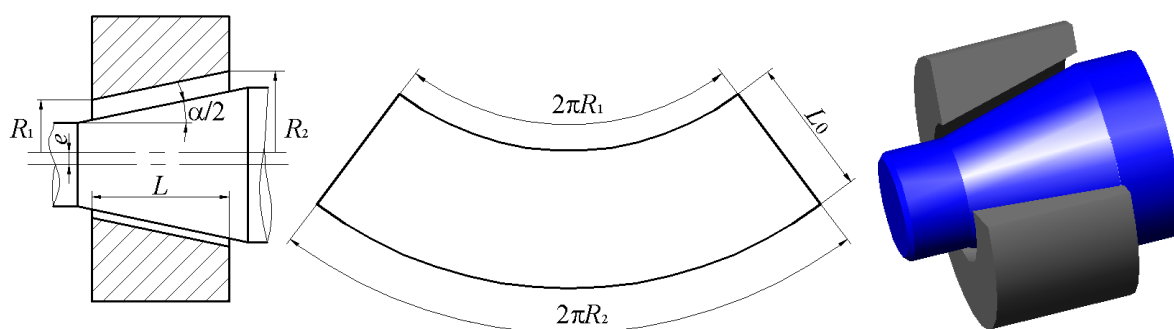
ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ ШКОЛЫ (включая страны СНГ)	
Объект исследования – <i>Конический подшипник</i>	Авторы (ученые)
1. Гидро(газо)динамический (ГДП)	Р.М.Галиев, Г.А.Поспелов, В.В.Крамин и др., 1975 – 1983 (Казань)
2. Двухсторонний ГДП	Г.А.Поспелов, 1986 (Казань)
3. Газодинамический с винтовыми канавками	В.В.Крамин, 1989 (Казань)
4. С самоустанавливающимися подушками: симметричный и несимметричный двухсторонние	В.А.Максимов, Г.С.Баткис, В.К.Хайсанов, А.М. и Ш.А.Галеевы, О.М. Харасов и др., 1987 – 2009 (Казань)
5. С клинообразующими скосами	В.А.Максимов, Г.С.Баткис, 1998 (Казань)
6. Гидростатический (ГСП) с камерами	1) В.Н. Доценко, А.И.Поддубный, А.М.Торубара и др., 1975 – 1992 (Харьков) 2) А.И.Белоусов, А.А.Чулошников (Самара) 3) А.И.Куменко, Н.Ю.Кузьминых (Москва) 4) Л.А.Савин, 2000 – 2021 (Орел)
7. Сегментные	1) А.И.Чайка, 1987 – 1992 (Харьков) 2) А.И.Снопов, А.Н.Иванов (Ростов-на-Дону)
8. Гибридный: на базе опоры скольжения и шарикоподшипника	В.М.Демидович, Л.В.Горюнов, Н.А.Якимов, 1989 (Казань)
9. Пористый	К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, Б.Е. Копотун, 2005 – 2021 (Ростов-на-Дону)
ЗАРУБЕЖНЫЕ ШКОЛЫ	
1. Гидростатический (ГСП) – с прямоугольными камерами – с точечными камерами	1) Р.Астон, Дж.О'Донохью, В.Роув (Англия) 2) С.Шарма, В.Фалле, С.Джейн, 2011 (Индия) 3) П.Хаксе, В.Фалле, С.Манга, 2015 (Индия)
2. Гидродинамический (ГДП)	1) С.Роде, К.Мадай, П.Эллейр, Эззарт (США) 2) В.Хэннон, М.Браун, С.Хэрихаран (США)
3. Упорный ГСП (вертикальное положение) – тепловые эффекты  – неньютоновская смазка  – ступенчатый подшипник с неньютоновской смазкой	1) Прабу Т.Джайачандра, Н.Ганесан (Индия) 2) Ч.Родкевич (Канада), Дж.Кеннеди, В.Калита, Н.Егани, 1975 – 1995 (Польша) 3) П.Синха, П.Чандра, С.Саксена (Индия) 4) Э.Салем, Ф.Халил, А.Эль-Кайяр, С.Кассаб, А.Исмаил, М.Бедеви (Египет) 5) Дж.Шукла, М.Иса, 1963 – 1977 (Индия) 6) Дж.Синха Рой, Б.Бисваль, 1983 (Индия)
4. Газостатический с точечными камерами	1) З.Казимирски, 1971 – 1972 (Польша) 2) К.Сринивасан, Б.С.Прабу, 1983 (Индия)

5. Гидростатодинамический (ГСДП): – с плавающей втулкой – со ступенчатыми камерами	1) С.Цен, С.Жанг, Х.Гоу, 1995 – 2004 (КНР) 2) К.Фэнг, 1988 – 1997 (КНР)
6. Двухсторонний	1) К.Эттлс, О.Свобода, 1975 (Англия) 2) Х.Эль-Гамаль, 1995 (Египет)
7. Со спиральными канавками  – газовая смазка	1) Д.Девар, 1973 (Англия) 2) Дж.Бутсма, 1975 (Нидерланды) 3) Йошимото и др., 1996 – 2002 (Япония) 4) Д.Чен и др., 1986 – 1996 (КНР) 5) К.Пэн, Д.Ким, 1970 – 2007 (США) 6) Р.Дюпонт, 2003 (Германия)
8. Самоустанавливающийся многоклиновый гидродинамический (МГДП)	Т.Мюрти и др., 1977 – 1983 (Индия)
9. Гибридный на базе конической опоры скольжения и шарикоподшипника	Л.Нипан, Х.Скиббе, Б.Хэмрок, Л.Винн, М.Эйсеппи, 1972 – 1976 (США)
10. Аэростатический	Р.Ингле, Б.Ахуджа, 2004 – 2006 (Индия)
11. Пористый: – однослойный – двухслойный	1) Дж.Пракаш, С.Видж, 1973 (Индия) 2) У.Сринивасан, 1977 (Индия)
12. Микрополярная смазка	1) С.Шарма, А.Раджпут, 2012–2021 (Индия) 2) С.Верма, В.Кумар, К.Гупта, Н.Рана, С.Гаутам, 2009 – 2021 (Индия)

Анализ технической литературы свидетельствует о том, что в настоящее время существуют различные методы расчета основных показателей работоспособности конических подшипников скольжения. Данный материал представляет интерес, но не охватывает всю область исследования конических опор жидкостного трения, большинство работ ограничивается изучением ламинарности и изотермичности течения, малых скоростей вращения, гидравлическим подходом. Практически нет работ, в которых решается комплексная задача по определению полей давлений без вышеперечисленных допущений. Учитывая необходимость изучения турбулентности потока смазочного материала, учета переменности теплофизических свойств, анализа динамики и устойчивости роторной системы на конических подшипниках, вибрации, а также возможность использования последних в качестве опор, предназначенных для турбоагрегатов и других высокоскоростных машин, появляется необходимость в дополнительной разработке методов расчета и исследования конических подшипников. Предлагаемая работа систематизирует знания в исследуемой области и предлагает методики расчета конических подшипников жидкостного трения.

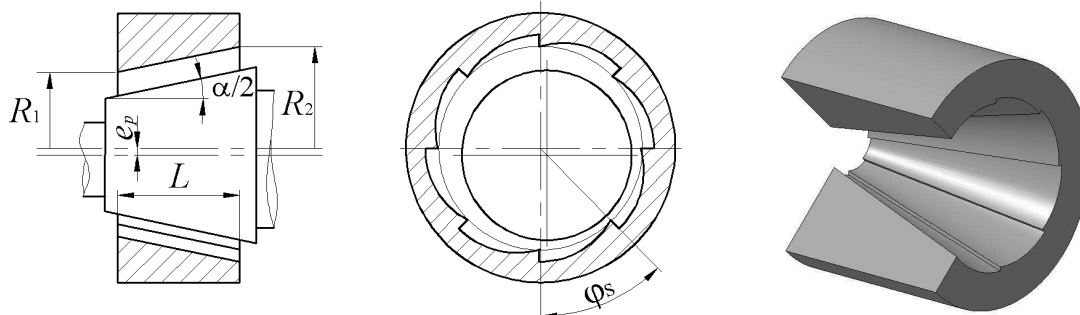
## **2. РАСЧЕТ ПОЛЕЙ ДАВЛЕНИЙ В КОНИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ**

Среди большого разнообразия гидродинамических подшипников в представленной диссертационной работе рассматриваются три основных типа: гладкий, многоклиновый и гибридный. Применение в качестве опор роторов современных высокоскоростных турбомашин и агрегатов находят конические гладкие гидродинамические подшипники (*рис. 3*), что обусловлено, прежде всего, простотой конструкции за счет отсутствия дросселирующих элементов и, как следствие, ее удешевлением и упрощением эксплуатации.



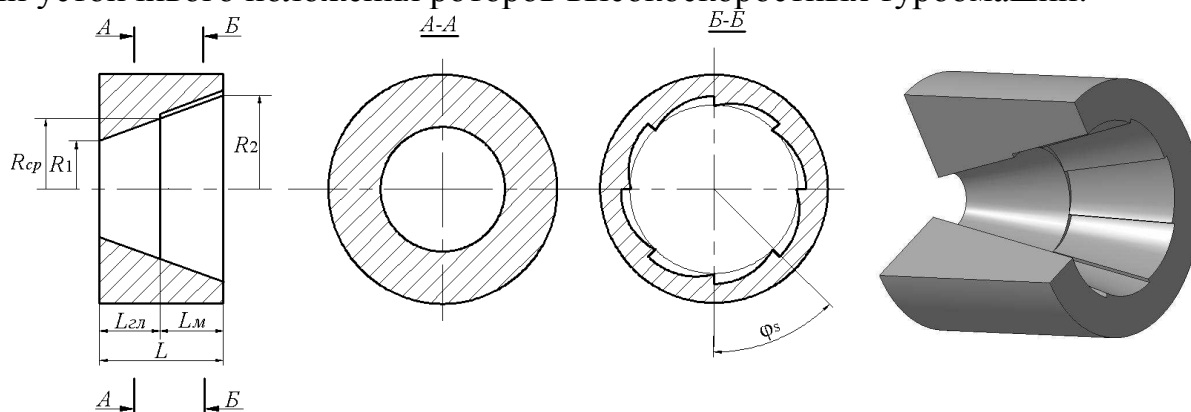
**Рис. 3** Конический гладкий гидродинамический подшипник

Одним из недостатков классических гидродинамических опор является ограниченная виброустойчивость. Заменяя гладкую поверхность многоклиновой, можно существенно изменить характеристики опоры: снижается несущая способность, но при этом возрастает устойчивость движения вала благодаря возникновению дополнительных гидродинамических клиньев в ненагруженной зоне. При правильно подобранном давлении подачи смазочного материала и геометрических характеристиках многоклиновые подшипники (**рис.4**) способны почти полностью подавлять вихрь и биение роторов.



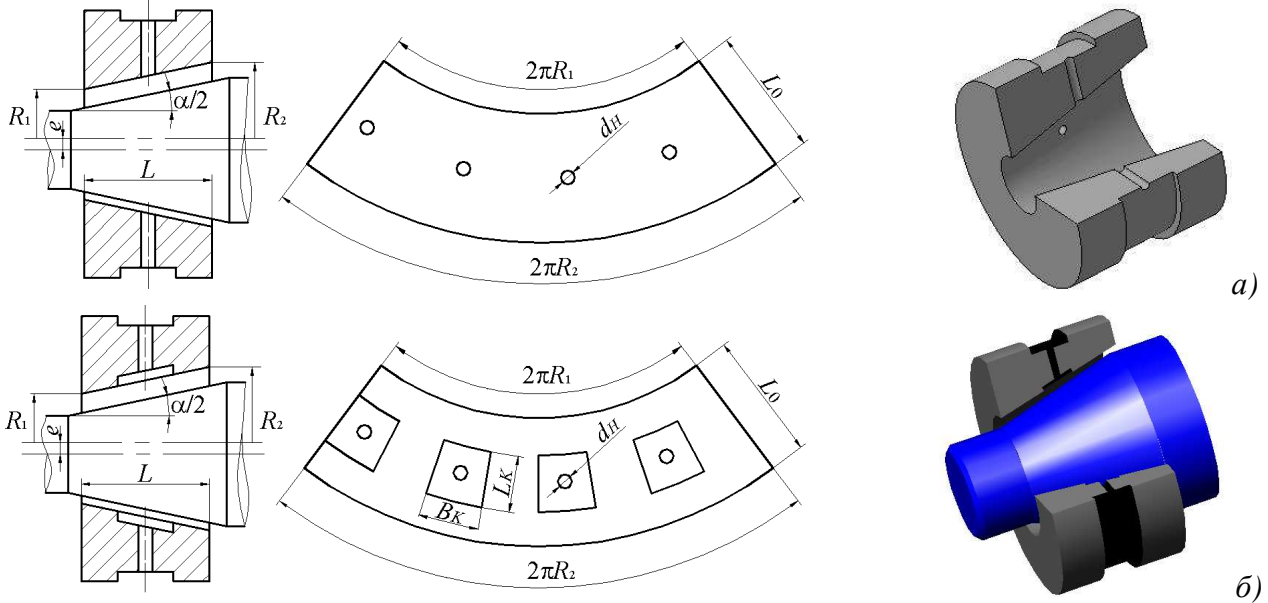
**Рис. 4** Конический многоклиновый гидродинамический подшипник

Совмещение в одной конструкции двух различных типов опор скольжения позволяет получить новый тип конического гибридного подшипника, совмещающего в своей конструкции гладкую и многоклиновую части (**рис. 5**). Преимущество данного типа подшипника заключается в следующем: гладкая часть опоры обеспечивает большую грузоподъемность, тогда как многоклиновая – большую устойчивость. Использование таких типов опор необходимо в случаях, когда требуется обеспечить большую грузоподъемность при сохранении устойчивого положения роторов высокоскоростных турбомашин.



**Рис. 5** Конический гибридный гидродинамический подшипник

Преимуществом гидростатических подшипников является возможность создания достаточной несущей способности при отсутствии или низких частотах вращения ротора, что предотвращает соприкосновение трущихся деталей, и, соответственно, увеличивает надежность и долговечность роторно-опорного узла. Работоспособность опорного узла обеспечивается за счет давления подачи смазочного материала в питающие камеры, которые могут иметь различную форму: точечные, прямоугольные, круглые, шевронные и т.д. В данной работе исследуются гидростатические подшипники двух типов: с точечными (рис. 6, а) и прямоугольными (рис. 6, б) камерами.



**Рис. 6** Конический гидростатический подшипник:  
а) с точечными камерами; б) с прямоугольными камерами

Существенное влияние на распределение давления в смазочном слое оказывает его толщина  $h$ , входящая в уравнение Рейнольдса и являющаяся функцией положения центра цапфы и угловой координаты. Функция зазора определяется из рассмотрения геометрии опорного узла. При наличии перекоса оси ротора относительно оси конического подшипника зазор является функцией двух переменных координат  $r$  и  $\varphi$  и для конического подшипника представляется следующим образом:

$$h(r, \varphi) = h_0 - (X \sin \beta + Y \cos \beta) \cos(\alpha/2) + Z \sin(\alpha/2) - (r - r_1) \operatorname{tg} \gamma. \quad (1)$$

где  $h_0$  – средний зазор,  $\gamma$  – угол перекоса,  $r_1 = R_1 / (\sin(\alpha/2))$ .

В многоклиновом подшипнике зазор между опорными поверхностями представляется в виде двух составляющих:

$$h = h(r, \varphi) + h_s, \quad (2)$$

где  $h(r, \varphi)$  – функция зазора между валом и конической поверхностью, вписанной по выступам клиньев, определяется согласно зависимости (1);  $h_s$  – функция зазора вдоль поверхности сегмента, определяемая его геометрией в окружном направлении. Безразмерная функция зазора  $\bar{h}_s$  для клиньев может быть линейной, но в общем случае представляет собой зависимость вида:



$$\bar{h}_S = \frac{2}{1 + K_S \cos(n\varphi_S - \varphi)} - 1, \text{ при } \varphi \geq (n - 1)\varphi_S,$$

где  $n$  – номер сегмента ( $n = 1; \dots; N_S$ );  $\varphi_S$  – угол развертки одного сегмента, определяемый соотношением:  $\varphi_S = 2\pi \sin(\alpha/2) / N_S$ ;  $K_S$  – коэффициент, определяющий высоту клина.

Конический гибридный подшипник совмещает в своей конструкции гладкую и многоклиновую части (**рис. 5**), соответственно, и функция зазора будет рассматриваться отдельно для каждого из участков, и в общем виде может быть записана как:

$$h = \begin{cases} h(r, \varphi), & \text{если } r \leq r_{cp}; \\ h(r, \varphi) + h_S, & \text{если } r > r_{cp}, \end{cases} \quad (3)$$

где верхнее выражение определяется формулой (1), а нижнее – формулой (2).

Помимо общепринятых в гидродинамической теории смазки допущений принимаем рабочие поверхности цапфы и подшипника абсолютно гладкими, форма их сечения не меняется вдоль оси подшипника, а неточности изготовления и монтажа опорного узла – незначительны, ротор – абсолютно жесткий.

Рассмотрение течения смазочного материала в радиальном зазоре конического подшипника скольжения ведется в цилиндрической системе координат (**рис. 7**). Основным уравнением гидродинамической теории смазки является уравнение Рейнольдса по определению давлений в смазочном слое подшипника скольжения, которое можно получить совместным решением уравнения неразрывности и уравнений Навье-Стокса. Для случая двумерного турбулентного течения вязкого сжимаемого материала в зазоре конического подшипника уравнение Рейнольдса записывается следующим образом:

$$\frac{\partial}{r\partial r} \left[ \frac{\rho r h^3}{\mu K_r} \frac{\partial p}{\partial r} \right] + \frac{\partial}{r\partial \varphi} \left[ \frac{\rho h^3}{\mu K_\varphi} \frac{\partial p}{r\partial \varphi} \right] = 12h \frac{\partial p}{\partial t} + 6 \frac{\partial}{r\partial r} (\rho r h V_r) + 6 \frac{\partial}{r\partial \varphi} (\rho h V_\varphi) + 12\rho V_y, \quad (4)$$

где значения скоростей в точках на поверхности шипа в осевом, окружном и радиальном направлениях определяются:

$$V_r = (\dot{X} \sin \beta + \dot{Y} \cos \beta) \sin(\alpha/2) + \dot{Z} \cos(\alpha/2); \quad V_\varphi = \omega r \sin(\alpha/2) + \dot{X} \cos \beta - \dot{Y} \sin \beta;$$

$$V_y = (\dot{X} \sin \beta + \dot{Y} \cos \beta) \cos(\alpha/2) - \dot{Z} \sin(\alpha/2),$$

где  $\rho$  и  $\mu$  – плотность и вязкость смазочного материала;  $\alpha$  – угол конусности;  $\beta$  – угловая координата в окружном направлении;  $K_r$  и  $K_\varphi$  – коэффициенты турбулентности;  $t$  – время.

Неизотермическая постановка задачи достигается включением в математическую модель уравнения баланса энергий, которое можно записать относительно температуры в следующем виде:

$$\begin{aligned} & \rho C_p \left[ h \frac{\partial T}{\partial t} + \left( \frac{V_r h}{2} - \frac{h^3}{12\mu K_r} \frac{\partial p}{\partial r} \right) \frac{\partial T}{\partial r} + \left( \frac{V_\varphi h}{2} - \frac{h^3}{12\mu K_\varphi} \frac{\partial p}{r\partial \varphi} \right) \frac{\partial T}{r\partial \varphi} \right] = \\ & = \frac{\partial p}{\partial t} h + \frac{h}{2} \left[ V_r \frac{\partial p}{\partial r} + V_\varphi \frac{\partial p}{r\partial \varphi} \right] + \frac{\mu}{h} \left[ K_r V_r^2 + K_\varphi V_\varphi^2 \right] + \frac{\mu h}{3r^2} \left[ \frac{4}{3} K_r V_r^2 + K_\varphi V_\varphi^2 \right]. \end{aligned} \quad (5)$$



Необходимые граничные условия для смешанной задачи (5) могут быть записаны исходя из следующих соображений:

1) равенство температуры смазочного материала в камерах  $T_H$  и в соответствующих точках опорной поверхности:

$$T(r_{H_n}, \varphi_{H_n}) = T_{H_n};$$

2) смазочный слой не имеет разрыва (гипотеза Зоммерфельда):

$$T(r, 0) = T(r, 2\pi \sin(\alpha/2)).$$

Рассмотренная система уравнений – Рейнольдса (4) и баланса энергий (5) – является недоопределенной, так как число неизвестных параметров ( $p$ ,  $T$ ,  $\rho$ ,  $\mu$ ) превышает число уравнений. Дополнительными соотношениями, замыкающими эту систему, являются зависимости теплофизических свойств смазочного материала от давления и температуры, и уравнение состояния среды, связывающее давление, плотность и температуру:  $\mu = \mu(p, T)$ ;  $\rho = \rho(p, T)$ ;  $p = f(\rho, T)$ .

Система уравнений (4) и (5) представляет собой смешанную задачу. Поэтому, помимо граничных, должны быть записаны и начальные условия, в качестве которых принимаются заданные функции координат для давления и температуры в начальный момент времени.

Для определения давлений  $p_H$  в питающих камерах ГСП необходимо включить в математическую модель расчета поля давлений в смазочном слое уравнение баланса расходов, которое выражает равенство массовых расходов смазочного материала через жиклер и контур, расположенный вокруг питающей камеры, и имеет вид при условии положительного расхода ( $p_0 > p_H$ ):

$$Q_H = Q_r + Q_\varphi + Q_y, \quad (6)$$

где  $Q_H$  – массовый расход смазочного материала через дросселирующее устройство (жиклер), определяемый следующей зависимостью:

$$Q_H = \frac{\pi d_H^4}{128 \cdot l_H} \frac{(p_0 - p_H)(\rho_0 + \rho_H)}{K(\mu_0 + \mu_H)}, \quad (7)$$

где  $K$  – обобщенный коэффициент, зависящий от интенсивности течения;

$Q_r$  и  $Q_\varphi$  – массовые расходы смазочного материала в осевом и окружном направлениях через контур вокруг питающей камеры, обусловленные вращением цапфы и градиентом давлений в соответствующих направлениях;

$Q_y$  – массовый расход, обусловленный радиальным перемещением цапфы, когда проявляются эффекты всасывания и сдавливания смазочной пленки, для точечных и прямоугольных камер соответственно равный:

$$Q_y = -\rho_H V_y \frac{\pi d_H^2}{4} \quad \text{и} \quad Q_y = -\iint_{S_K} \rho V_y r d\varphi dr, \quad (8)$$

где  $S_K$  – площадь поверхности прямоугольной камеры.

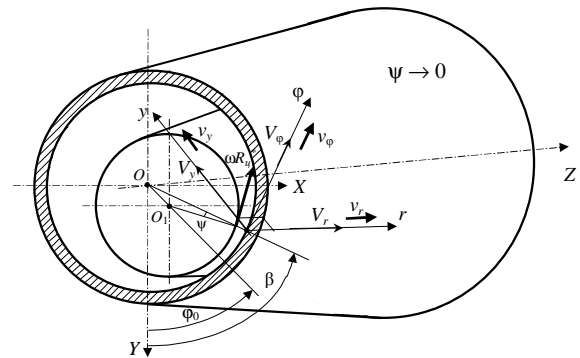


Рис. 7 – Расчетная схема течения смазочного материала в КПС

Решение уравнения (6) позволяет определить давление  $p_H$  в камерах, используемое в граничном условии для уравнения Рейнольдса.

Суммарный массовый расход смазочного материала, являющийся основной характеристикой конических ГСП, определяется по формуле:

$$Q_m = \frac{\pi d_H^4}{128 \cdot l_H} \sum_{n=1}^{N_P N_K} \left( \frac{(p_0 - p_H)(\rho_H + \rho_0)}{K(\mu_H + \mu_0)} \right)_n, \quad (9)$$

где  $N_P$  и  $N_K$  – число рядов камер и камер в ряду.

Течение смазочного материала в условиях турбулентности характеризуется перемешиванием элементарных объемов фаз, наличием хаотических пульсаций скоростей и давлений во всех направлениях и появлению турбулентной ("вихревой") вязкости. Влияние вихревой вязкости при определении поля давлений в смазочном слое можно учесть введением коэффициентов турбулентности  $K_r$  и  $K_\varphi$  вдоль соответствующих направлений. Для турбулентного течения смазочного материала коэффициенты  $K_r$  и  $K_\varphi$  смазочного слоя рассчитываются согласно методики Константинеску по следующим зависимостям:

$$K_\varphi = 1 + 0,044 \cdot \text{Re}^{0,725}; \quad K_r = 1 + 0,0247 \cdot \text{Re}^{0,65}, \quad (10)$$

значение числа Рейнольдса определяется как:  $\text{Re} = (k^*)^2 \frac{\omega R_u^* \rho h}{\mu}$ ,

где  $k^*$  – коэффициент Кармана, определяющий величину пути смещения и зависящий от радиального зазора. Коэффициент  $k^*$  может принимать следующие значения:  $k^* \approx 0,2 \dots 0,4$ ; причем малые значения  $k^*$  соответствуют малым радиальным зазорам от 10 до 100 мкм. Часто рассчитывают коэффициент Кармана по эмпирической зависимости:  $k^* = 0,125 \cdot \text{Re}^{0,07}$ .

На основании интегрирования расчетных значений полей давлений в смазочном слое определяются: гидродинамическая (подъемная) сила  $R$ , обусловленная вязкостью смазочного материала; сила  $F_{mp}$  и момент  $M_{mp}$  сопротивления вращению цапфы, обусловленные действием касательных напряжений  $\tau$ .

Проекция гидродинамической силы на оси неподвижной  $OXYZ$  системы координат могут быть найдены по формулам ( $p = p(r, \varphi)$ ):

$$R_X = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\varphi_K} p \sin \beta \cos(\alpha/2) r d\varphi dr; \quad R_Y = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\varphi_K} p \cos \beta \cos(\alpha/2) r d\varphi dr;$$

$$R_Z = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\varphi_K} p \sin(\alpha/2) r d\varphi dr, \quad (11)$$

здесь  $r_i = R_i / [\sin(\alpha/2)]$ ,  $\varphi_K = 2\pi \sin(\alpha/2)$ .

Сила  $F_{mp}$  и момент  $M_{mp}$  сопротивления вращению цапфы определяются как:

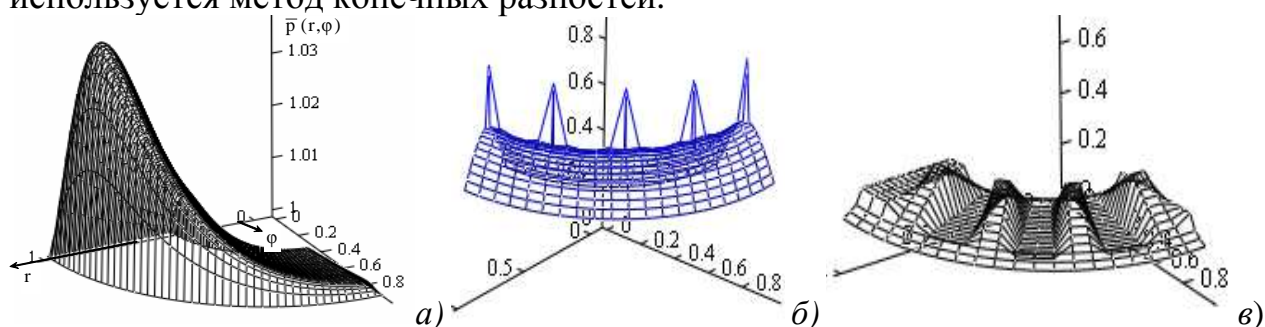
$$F_{mp} = \sqrt{F_{mpX}^2 + F_{mpY}^2 + F_{mpZ}^2} \quad \text{и} \quad M_{mp} = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\varphi_K} \tau r \sin(\alpha/2) r d\varphi dr, \quad (12)$$

где  $F_{mpX}$ ,  $F_{mpY}$ ,  $F_{mpZ}$  – проекции силы трения на соответствующие оси, равные:

$$F_{mp_x} = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\varphi_k} \tau \sin \beta \sin(\alpha/2) r d\varphi dr; \quad F_{mp_y} = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\varphi_k} \tau \cos \beta \sin(\alpha/2) r d\varphi dr;$$

$$F_{mp_z} = \int_{r_1}^{r_2} \int_0^{\varphi_k} \tau \cos(\alpha/2) r d\varphi dr; \quad \tau = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{r \partial \varphi} + \frac{\mu K_\varphi V_\varphi}{h}.$$

Как видно из соотношений (11) – (12), расчет реакций смазочного слоя требует знания поля давлений в подшипнике скольжения. Его определение в нестационарной постановке представляет собой смешанную задачу, в основе которой лежит совместное решение уравнений Рейнольдса (4), баланса энергий (5) и баланса расходов (6) при соответствующих граничных и начальных условиях. В качестве граничных условий для ГДП используется давление на торцах подшипника, для ГСП – давление слива на торцах и давление в камерах, которое определяется на основании решения уравнения баланса расходов. Замыкание системы уравнений достигается включением в математическую модель уравнений взаимосвязи теплофизических параметров и зависимостей для расчета коэффициентов турбулентности. Ввиду того, что сложность поставленной задачи не допускает возможности ее аналитического решения, определение поля давлений (*рис.8*) основывается на численном методе, в качестве которого используется метод конечных разностей.



**Рис. 8** Характерные эпюры давлений в конических подшипниках:  
*а* – ГДП; *б* – ГСП с точечными камерами; *в* – ГСП с прямоугольными камерами

Этот метод, отличающийся простотой реализации и надежностью вычислительного алгоритма, является вполне адекватным для решения задач гидродинамической теории смазки. Метод основан на сеточной дискретизации области интегрирования (опорная поверхность подшипника) и замене производных, входящих в исходные уравнения, соответствующими разностными аналогами. Процедура нахождения поля давлений и расчета реакций смазочного слоя представлена в виде алгоритма. Разработанные программы расчета характеристик конических подшипников представляют результаты в виде соответствующих графиков при различных сочетаниях рабочих и геометрических параметров роторно-опорных узлов высокоскоростных турбомашин.

### **3. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ЭФФЕКТЫ И ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ**

Для оценки работоспособности исследуемых роторно-опорных узлов высокоскоростных турбомашин необходимо рассмотреть как динамические, так и

статические (интегральные) характеристики этих опор. Основой расчета характеристик подшипников скольжения, и в частности, конических, является функция распределения давлений в смазочном слое, от точности определения которой зависит точность расчета основных характеристик. Интегрирование найденного поля давлений позволяет определить основные статические характеристики конических опор жидкостного трения по следующим зависимостям:

1) несущая способность конического подшипника:

$$\begin{aligned} & - \text{полная: } W = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2 + R_Z^2}; \\ & - \text{радиальная: } W_R = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2}; \\ & - \text{осевая: } W_A = R_Z, \end{aligned} \quad (13)$$

2) массовый  $Q_m$  и объемный  $Q_v$  расходы:

– для гидродинамического подшипника:

$$Q_v = \int_0^{\varphi_k} \left( -\frac{h^3}{12\mu K_r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{V_r h}{2} \right) r d\varphi; \quad Q_m = Q_v \rho_0, \quad (14)$$

– для гидростатического подшипника:

$$Q_m = \frac{\pi d_H^4}{128 \cdot l_H} \sum_{n=1}^{N_p N_K} \left( \frac{(p_0 - p_H)(\rho_H + \rho_0)}{K(\mu_H + \mu_0)} \right)_n; \quad Q_v = \frac{Q_m}{\rho_0}, \quad (15)$$

3) потери мощности на трение:

$$N_{mp} = M_{mp} \omega_0, \quad (16)$$

4) потери мощности на прокачку смазочного материала:

$$N_{np} = Q_v p_0. \quad (17)$$

Для расширения сферы применения полученных результатов и проведения сравнительного анализа конических опор с различными геометрическими и рабочими параметрами по критериям несущей способности, расхода смазки и потерь мощности на трение и прокачку, вводятся безразмерные коэффициенты, характеризующие статические характеристики: для несущей способности –  $K_W$ , для расхода –  $K_Q$ , для потерь мощности на трение –  $K_{Nmp}$  и прокачку –  $K_{Nnp}$ .

Безразмерные коэффициенты определяются по формулам:

1) коэффициенты полной, радиальной и осевой несущей способности –

$$K_W = \frac{W}{p_0 r_0^2}; \quad K_{W_R} = \frac{W_R}{p_0 r_0^2}; \quad K_{W_A} = \frac{W_A}{p_0 r_0^2}, \quad (18)$$

2) коэффициент расхода –

– для гидродинамического подшипника:

$$K_Q = \frac{6\omega_0 r_0^2 \mu_0}{p_0 h_0^2} \int_0^{\varphi_k} \bar{V}_r \bar{h} \bar{r} d\varphi - \int_0^{\varphi_k} \frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu} K_r} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \bar{r} d\varphi, \quad \text{тогда } Q_m = \frac{p_0 \rho_0 h_0^3}{12\mu_0} K_Q, \quad (19)$$

– для гидростатического подшипника:

$$K_Q = \sum_{n=1}^{N_p N_K} \left( \frac{(1 - \bar{p}_H)(1 + \bar{p}_H)}{K(1 + \bar{\mu}_H)} \right)_n, \quad \text{тогда } Q_m = \frac{\pi d_H^4}{128 \cdot l_H} \frac{p_0 \rho_0}{\mu_0} K_Q, \quad (20)$$

3) коэффициент потерь мощности на трение –

$$K_{N_{mp}} = \frac{p_0 h_0^2}{2\omega_0 r_0^2 \mu_0} \int_{\lambda}^1 \int_0^{\varphi_k} \bar{r} \bar{h} \frac{\partial \bar{p}}{\bar{r} \partial \varphi} \bar{r} d\varphi d\bar{r} + \int_{\lambda}^1 \int_0^{\varphi_k} \bar{r} \frac{\bar{\mu} K_{\varphi} \bar{V}_{\varphi}}{\bar{h}} \bar{r} d\varphi d\bar{r}, \text{ тогда}$$

$$N_{mp} = \frac{\omega_0^2 r_0^4 \mu_0 \sin(\alpha/2)}{h_0} K_{N_{mp}}; \lambda = R_1/R_2, \quad (21)$$

4) коэффициент потерь мощности на прокачку –

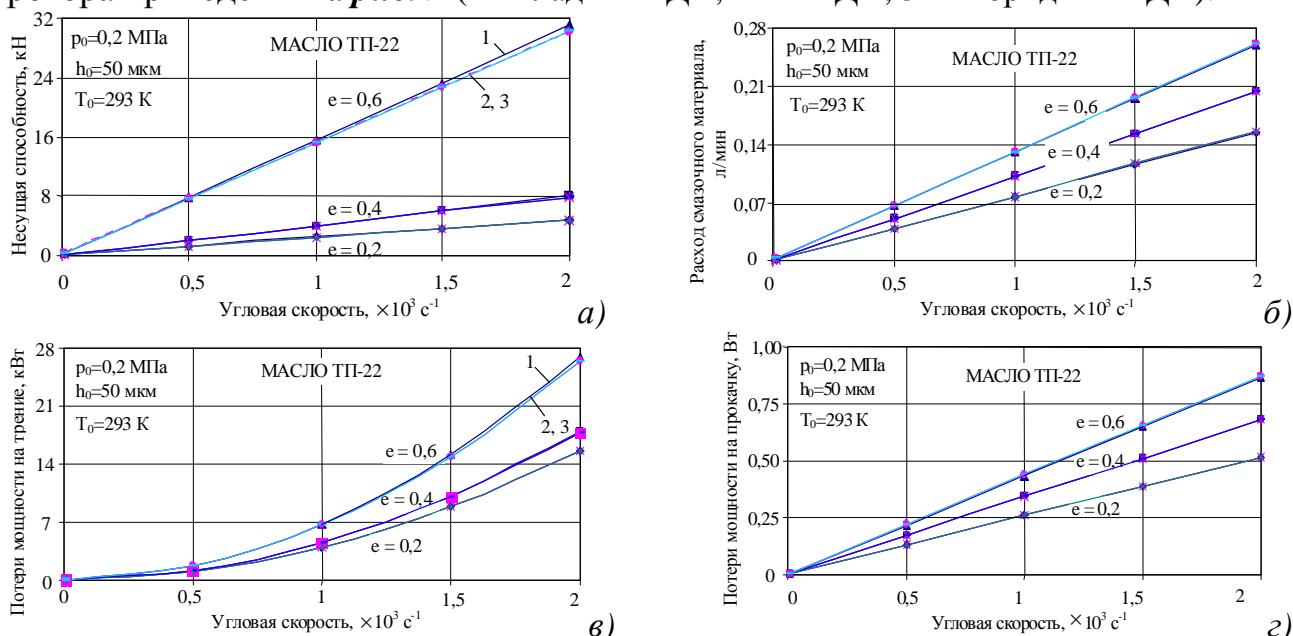
– для гидродинамического подшипника:

$$N_{np} = \frac{p_0^2 h_0^3}{12\mu_0} K_{N_{np}}; K_{N_{np}} = K_Q, \quad (22)$$

– для гидростатического подшипника:

$$N_{np} = \frac{\pi d_H^4}{128 \cdot l_H} \frac{p_0^2}{\mu_0} K_{N_{np}}; K_{N_{np}} = K_Q. \quad (23)$$

Предложенные расчетные соотношения (13) – (23) реализованы в разработанных программах расчета в среде «MathCAD», позволяющих рассчитать необходимые статические характеристики конических опор жидкостного трения и представить результаты как в размерном виде, удобном для выполнения проектных и проверочных расчетов, так и в виде безразмерных коэффициентов, что важно для решения задач оптимизации конструктивных параметров. Результаты расчета характеристик конических ГДП, смазываемых турбинным маслом ТП-22, при переменных теплофизических свойствах смазочного материала и различных радиальных относительных эксцентриситетах  $e$  положения цапфы ротора приведены на **рис. 9** (1 – гладкий ГДП, 2 – МГДП, 3 – гибридный ГДП).

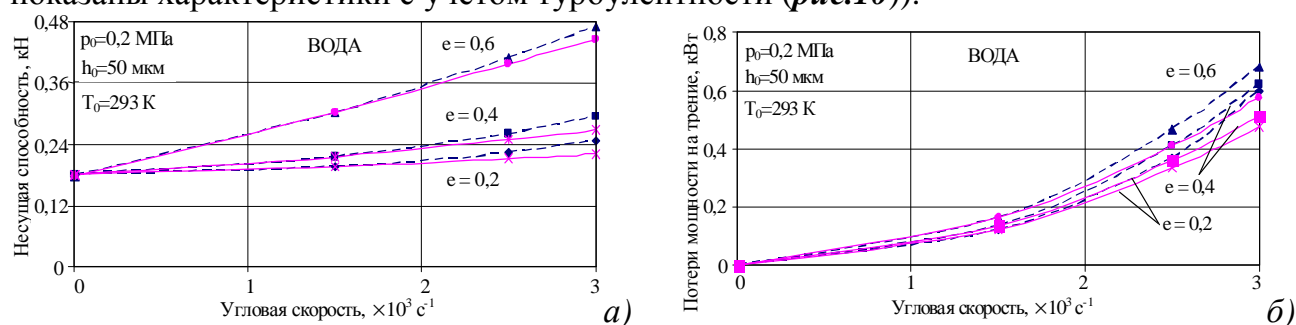


**Рис. 9** Статические характеристики конических ГДП: *а* – несущая способность; *б* – расход смазочного материала; *в* и *г* – потери мощности на трение и прокачку

Обобщая результаты исследований по приведенным выше графикам можно отметить, что увеличение относительного радиального эксцентриситета  $e$  и угловой скорости  $\omega$  приводит к возрастанию статических характеристик ко-

нических гидродинамических подшипников рассматриваемых типов, что связано с уменьшением рабочего зазора и, как следствие, значительным увеличением давлений в нем. Приведенные результаты иллюстрируют основные закономерности работы конических гидродинамических опор жидкостного трения трех представленных типов. Аналогичные зависимости получаются и для конических ГСП с точечными и прямоугольными камерами. Отличие заключается в том, что увеличение эксцентриситета и угловой скорости приводит к снижению массового расхода  $Q_m$  и связанных с этим потерь мощности на прокачку смазочного материала  $N_{np}$ , что может быть объяснено «запирающим эффектом».

Для оценки влияния турбулентности смазочного материала на статические характеристики конических опор скольжения был проведен вычислительный эксперимент. Результаты эксперимента для ГСП с прямоугольными камерами, смазываемого водой, представлены ниже на графиках (пунктирной линией показаны характеристики с учетом турбулентности (рис.10)).



**Рис. 10** Влияние турбулентности на несущую способность (а) и потери мощности на трение (б) конических ГСП с прямоугольными камерами

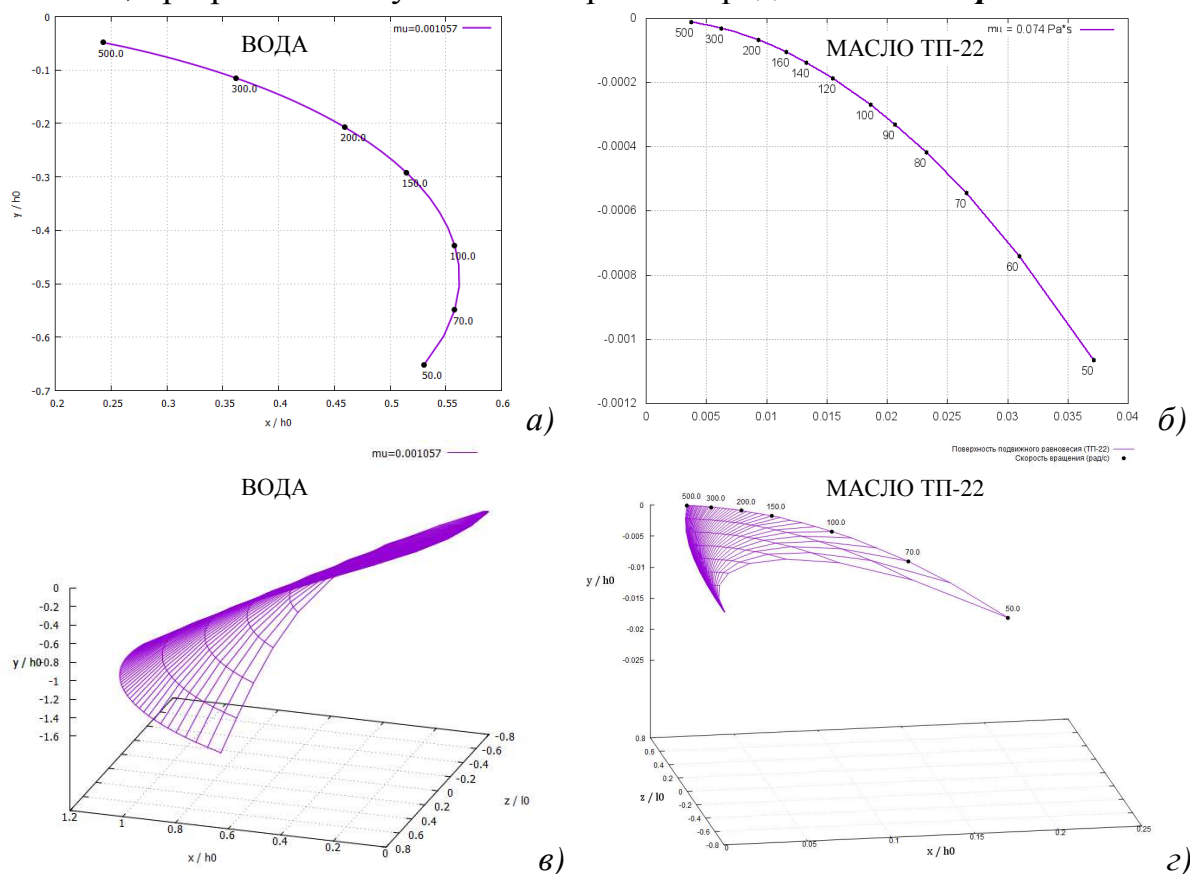
Анализируя результаты вычислительного эксперимента, можно отметить, что турбулентное состояние смазочного материала (воды) приводит к росту таких характеристик подшипника, как несущая способность и потери мощности на трение, и к снижению расхода и потерь мощности на прокачку, особенно значительно для ГСП с точечными камерами, что вполне согласуется с физическим смыслом процесса, поскольку такое состояние характеризуется «запирающим» эффектом. Необходимость учета влияния турбулентности на характеристики подшипников подтверждается проведенными теоретическими исследованиями, которые показали, что расхождение может составлять до 20...30 % в отдельных случаях, что, несомненно, оказывает влияние на конечный результат и, поэтому, должно быть учтено в дальнейших расчетах.

Представленные диаграммы статических характеристик конических ГДП и ГСП позволяют проектировать и выбирать оптимальный тип подшипника скольжения для роторных систем с учетом различных эффектов.

#### **4. ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ НА КОНИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКАХ**

Одной из основных задач проектирования и расчета опор скольжения становится обеспечение устойчивости движения ротора высокоскоростной турбомашины. Решение этой проблемы связано с необходимостью определения динамических коэффициентов смазочного слоя, характеризующих его упругие и демпфирующие свойства.

Положение равновесия сбалансированного ротора на подшипниках жидкостного трения, нагруженного стационарной нагрузкой, определяется кривой подвижного равновесия, т.е. геометрическим местом точек положения центра цапфы ротора, при котором внешняя нагрузка уравнивается реакциями смазочного слоя. При этом конкретный вид кривой подвижного равновесия зависит от геометрических и рабочих параметров подшипника, смазочного материала и т.п. Поскольку в рассматриваемом случае цапфа ротора имеет коническую поверхность, т.е. каждому сечению соответствует своя кривая подвижного равновесия, то, насчитав заданное количество кривых подвижного равновесия для каждого конкретного сечения с определенным шагом по длине подшипника, можно получить семейство кривых подвижного равновесия в пространстве, т.к. называемые пространственные кривые подвижного равновесия. Кривая подвижного равновесия находится путем варьирования параметра нагрузки  $\Phi = \mu\omega D^* L/mg$  ( $D^*$  – текущий диаметр опорной поверхности подшипника), достигаемого изменением частоты вращения ротора  $\omega$  при постоянном значении силы тяжести ( $mg = \text{const}$ ). Результаты расчета кривых подвижного равновесия для конического подшипника, смазываемого водой и турбинным маслом ТП-22, при различных угловых скоростях представлены на *рис. 11*.



**Рис. 11** Кривые подвижного равновесия в коническом подшипнике в плоскости (*а, б*) и в пространстве (*в, г*)

Введение динамических коэффициентов предполагает представление гидродинамических сил смазочного слоя в виде линейных функций перемещений и скоростей центра цапфы. Этот подход справедлив для малых, по сравнению с величиной зазора  $h_0$ , отклонений (эксцентриситетов  $e$ ) цапфы, то есть



там, где наблюдается линейность характеристики «несущая способность – перемещение». В соответствии с принятым подходом к линеаризации гидродинамических реакций представим динамическую модель роторно-опорного узла на коническом подшипнике в виде ротора, опирающегося на систему пружин и демпферов и нагруженного постоянной в направлении оси  $Z$  силой  $F_z$  (рис. 12).

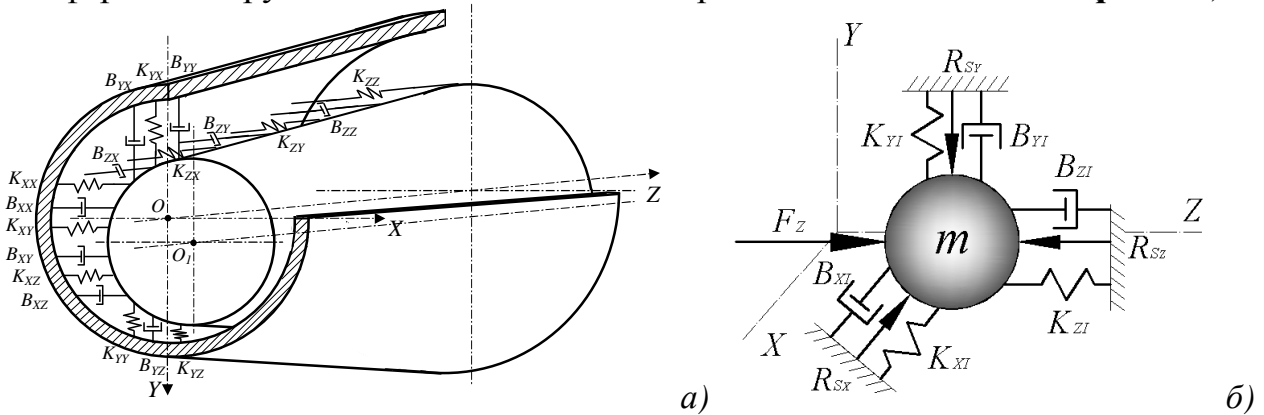


Рис. 12 Динамическая модель роторно-опорного узла на коническом подшипнике (а) и одномассовая модель ротора в виде 3-х степенного осциллятора (б)

Знание поля давлений в смазочном слое позволяет определить коэффициенты жесткости и демпфирования, являющиеся динамическими характеристиками и записываемые в матричном виде, для случая конического подшипника:

$$K = \begin{bmatrix} K_{XX} & K_{XY} & K_{XZ} \\ K_{YX} & K_{YY} & K_{YZ} \\ K_{ZX} & K_{ZY} & K_{ZZ} \end{bmatrix}; \quad B = \begin{bmatrix} B_{XX} & B_{XY} & B_{XZ} \\ B_{YX} & B_{YY} & B_{YZ} \\ B_{ZX} & B_{ZY} & B_{ZZ} \end{bmatrix},$$

где  $K_{IJ} = -\partial R_I / \partial J$  – коэффициент жесткости в  $I$ -ом направлении по  $J$ -ому перемещению ( $I, J = X, Y, Z$ );  $B_{IJ} = -\partial R_I / \partial \dot{J}$  – коэффициент демпфирования в  $I$ -ом направлении по  $J$ -ой скорости, равной  $\dot{J} = \partial J / \partial t$ .

Результаты расчета динамических коэффициентов КПС, смазываемых водой, приведены на рис.13. Анализ полученных теоретических результатов показывает зависимости динамических коэффициентов конического подшипника от положения цапфы в смазочном слое (относительного радиального эксцентриситета) и угловой скорости.

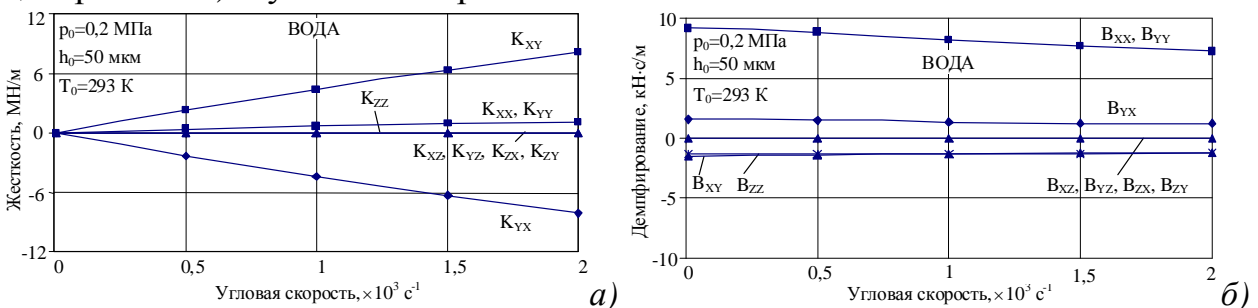


Рис. 13 Жесткость (а) и демпфирование (б) конических ГДП

Отмечается, что с увеличением угловой скорости жесткость конических ГДП значительно возрастает, особенно это касается перекрестных коэффициентов  $K_{XY}$  и  $K_{YX}$ ; также наблюдается и рост прямых коэффициентов  $K_{XX}$  и  $K_{YY}$ , однако менее значительно (рис. 13, а). Повышение давления подачи смазочного



материала и уменьшение радиального зазора повышает жесткость несущего слоя в конических подшипниках. Демпфирование конических ГДП, смазываемых водой, при увеличении угловой скорости практически не изменяется, исключения составляют лишь коэффициенты  $B_{xx}$  и  $B_{yy}$ , которые незначительно снижаются (*рис. 13, б*).

Рассмотренная выше методика по определению коэффициентов жесткости и демпфирования смазочного слоя в конических подшипниках жидкостного трения предоставляет возможность использования коэффициентов для анализа устойчивости ротора. Рассмотрим движение жесткого двухопорного ротора массы  $m$ , опирающегося на два симметричных конических подшипника. Для определения устойчивости жесткого ротора, представленного как одномассовая модель в виде 3-х степенного осциллятора (*рис.12, б*), необходимо знание уравнений его движения, записываемых следующим образом (при этом внешняя осевая нагрузка  $F_z$  в данном случае задается постоянной и выбирается опытным путем, дисбаланс не учитывается):

$$\begin{cases} m\ddot{X} = \sum R_{S_x}; \\ m\ddot{Y} = \sum R_{S_y} + mg; \\ m\ddot{Z} = \sum R_{S_z} + F_z. \end{cases} \quad (24)$$

Для анализа устойчивости стационарного положения сбалансированного ротора необходимо получить уравнения его возмущенного движения в окрестности положения равновесия, для чего необходимо линеаризовать реакции смазочного слоя. Анализ полученной системы уравнений движения центра цапфы ротора в возмущениях позволяет судить об устойчивости исходной (нелинейной) системы по уравнениям первого приближения. Обоснование и границы применимости этого подхода к анализу устойчивости даются теоремами Ляпунова. После операций математического анализа получается:

$$a_0\lambda^6 + a_1\lambda^5 + a_2\lambda^4 + a_3\lambda^3 + a_4\lambda^2 + a_5\lambda + a_6 = 0, \quad (25)$$

где коэффициенты характеристического уравнения определяются коэффициентами жесткости и демпфирования:  $a_n = f(\bar{K}_{IJ}, \bar{B}_{IJ}, \Lambda)$ , а те, в свою очередь, – геометрическими и рабочими параметрами конических подшипников скольжения:  $\bar{K}_{IJ}, \bar{B}_{IJ} = f(R_1, R_2, L, \alpha, \omega, p_0, T_0, \mu, \rho$  и т.д.).

Для устойчивости системы необходимо и достаточно, чтобы все корни (25) имели отрицательную действительную часть. Постановка задачи устойчивости сводится к заданию некоторых параметров и определению, при каких сочетаниях остальных параметров система устойчива. Такой подход предполагает построение областей устойчивости (метод  $D$ -разбиений). При использовании метода  $D$ -разбиений записывается система уравнений:

$$\begin{cases} -a_0\gamma^6 + a_2\gamma^4 - a_4\gamma^2 + a_6 = 0, \\ a_1\gamma^5 - a_3\gamma^3 + a_5\gamma = 0. \end{cases} \quad (26)$$

Тогда уравнение частоты автоколебаний на границе устойчивости записывается следующим образом:

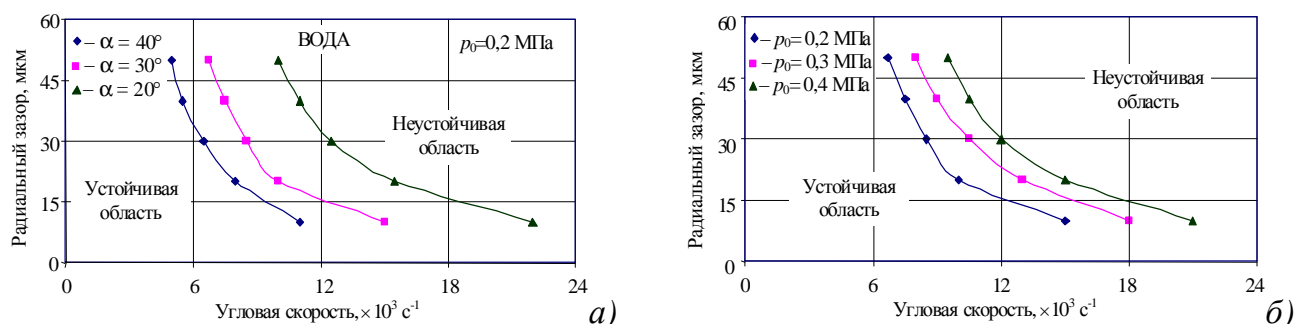
$$a_1\gamma^4 - a_3\gamma^2 + a_5 = 0 \Rightarrow \gamma_{1,2}^2 = \frac{a_3 \pm \sqrt{a_3^2 - 4a_1a_5}}{2a_1}, \quad (27)$$

где  $a_n$  – коэффициенты характеристического уравнения (25).

Обозначив  $\gamma_{1,2}^2 = a_*$ , можно записать выражение для границы устойчивости:

$$-a_0a_*^3 + a_2a_*^2 - a_4a_* + a_6 = 0. \quad (28)$$

В качестве примера приведен расчет областей устойчивой работы жесткого ротора на конических подшипниках методом  $D$ -разбиений. Варьируя углом конусности (*рис. 14, а*) и давлением подачи (*рис. 14, б*), насчитывается семейство кривых, разделяющих области устойчивой и неустойчивой работы жесткого ротора, в координатах угловая скорость – радиальный зазор.



**Рис. 14** Области устойчивой работы жесткого ротора на конических подшипниках

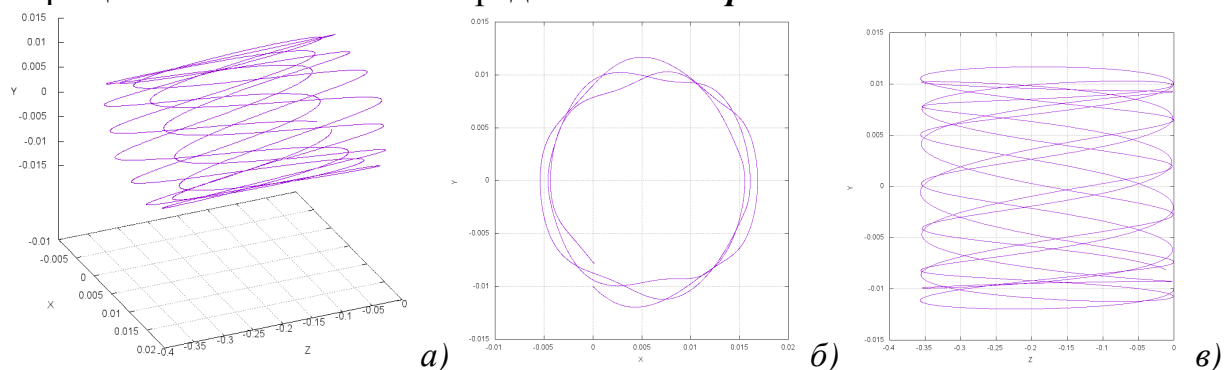
Отмечается, что повышение давления подачи смазочного материала, уменьшение радиального зазора и угла конусности положительно влияют на устойчивость исследуемой роторной системы, т.е. области устойчивой работы роторов расширяются в сторону увеличения угловой скорости.

Метод траекторий является эффективным средством изучения влияния нелинейности реакций смазочного слоя и позволяет моделировать реальное динамическое поведение ротора при любых эксцентриситетах. В случае конических опор скольжения цапфа ротора движется не только в сечении, перпендикулярном продольной оси подшипника, но и вдоль оси, т.е. совершает сложное пространственное движение. Ротор представляется сосредоточенной массой, движущейся под действием внешних сил и реакций смазочного слоя подшипника. Вид и размеры траектории движения центра цапфы определяются видом и характером нагружения, геометрическими и рабочими параметрами системы. Метод траекторий позволяет судить об устойчивости системы «ротор – подшипники скольжения» на основании следующих соображений:

- траектория центра устойчивого ротора, беря начало в некоторой исходной точке, заканчивается либо фокусом, либо предельным циклом;
- если движение ротора является неустойчивым, то траектория центра ротора либо монотонно удаляется от исходного положения, достигая со временем границы радиального зазора, либо постепенно заполняет некоторую область, не доходя до границы зазора. Таким образом, суждение об устойчивости или неустойчивости системы делается на основании вида траектории.

Аналитическое интегрирование уравнений движения жесткого ротора не представляется возможным ввиду отсутствия аналитических зависимостей для реакций смазочного слоя и их производных. Поэтому для получения траекторий движения необходимо численное интегрирование уравнений движения. Процедура расчета траекторий движения центра цапфы записывается в виде соответствующего алгоритма. Системы дифференциальных уравнений решаются численным 4-х шаговым методом Адамса-Башфорта. Недостатком данного метода, как и других многошаговых методов, является невозможность самостартования, поэтому для расчета первых трех (после начальной) точек траектории используется метод Эйлера.

Траектории центра цапфы в конических ГДП построены в предположении устойчивой работы ротора в осевом направлении без учета его перекоса относительно оси подшипника. Анализируя приведенные диаграммы можно отметить следующие особенности поведения ротора в зазоре конических подшипников при смазывании водой – увеличение частоты вращения приводит к увеличению амплитуды траектории. Пространственная траектория движения центра цапфы и развертки колебаний в соответствующих плоскостях в коническом подшипнике, смазываемом турбинным маслом ТП-22, при угловой скорости вращения  $\omega = 5000$  об/мин представлены на *рис. 15*.



**Рис. 15** Траектория движения центра цапфы в коническом подшипнике: *а* – пространственная; *б* и *в* – развертки колебаний в плоскости  $X-Y$  и  $Z-Y$

Оценивая в целом результаты расчетов, можно сказать о том, что метод траекторий является достаточно эффективным средством моделирования реального динамического поведения ротора и определения по виду и характеру плоской траектории устойчивости исследуемой роторной системы, в том числе и на конических подшипниках жидкостного трения. Представление результатов расчета в виде пространственных траекторий улучшает и дополняет визуализацию движения ротора в конических опорах, что является несомненной новизной данной работы.

## **5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ КОНИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ**

С целью оценки условий работы роторной системы были проведены экспериментальные исследования конических подшипников жидкостного трения. Для этого был спроектирован и собран роторно-опорный узел на коническом ГСП, входящий в состав экспериментальной установки, которая, в свою очередь, является частью экспериментального стенда ЭС-1 (*рис. 16*) по исследова-

нию работоспособности различных типов подшипников, включающим ротор, установленный в жестком корпусе на коническом гидростатическом подшипнике с прямоугольными питающими камерами, привод вращения, смазочную систему и информационно-измерительный комплекс на основе аналого-цифрового преобразователя (АЦП) ЛА-2МЗ «Руднев-Шиляев».

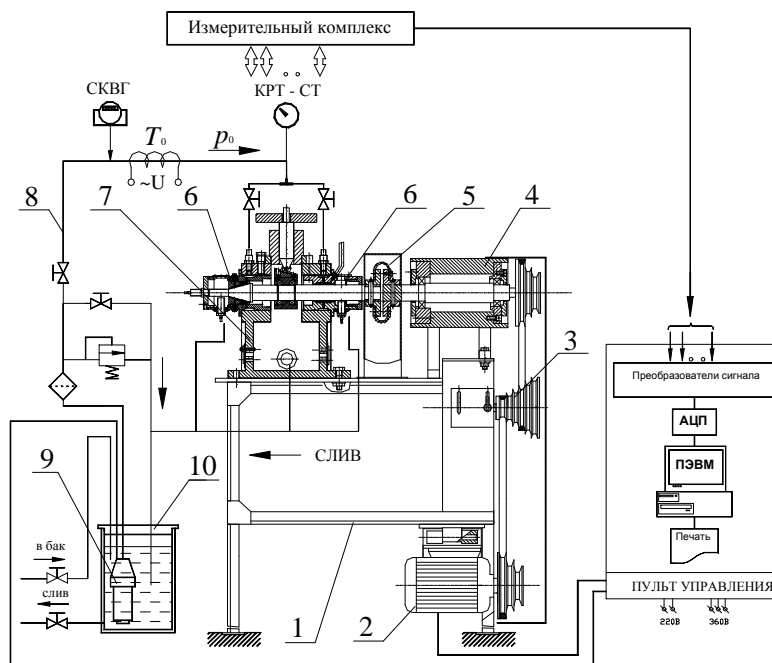


Рис. 16 Принципиальная схема экспериментального стенда ЭС-1

Для уменьшения количества опытов и получения наиболее полной информации об исследуемом объекте были использованы методы математического планирования проведения экспериментальных исследований. Измеряемыми факторами в проводимом эксперименте были давление в питающем коллекторе и на линии слива, температура рабочей жидкости на входе и выходе подшипников, угловая скорость ротора, расход смазочного материала, величина радиального зазора в подшипнике. Для измерения радиальных и осевых перемещений цапфы ротора использовались бесконтактные индуктивные датчики перемещения IA5-18GM-I3. Экспериментальные данные фиксировались с помощью программы «ADCLab» в виде соответствующих разверток. Для обработки полученных экспериментальных данных использовался программный пакет «MatLab», позволяющий получать траектории движения вала в подшипнике (рис. 17). По виду и форме траектории определялась устойчивость ротора в конических опорах при заданных рабочих и геометрических параметрах.

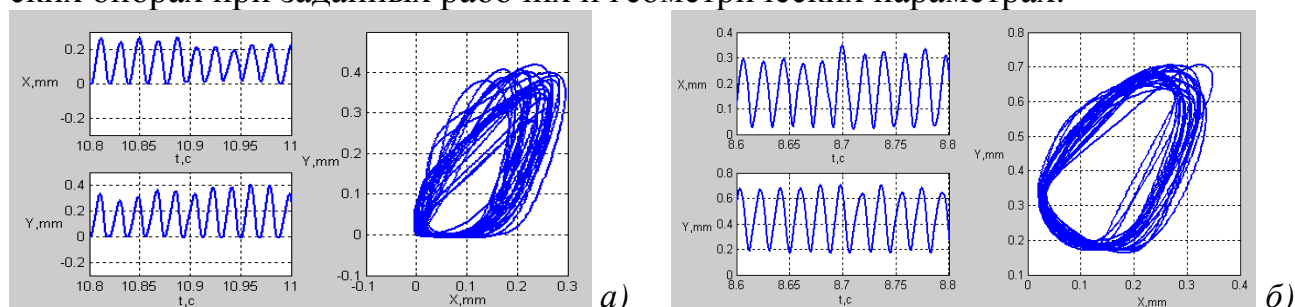
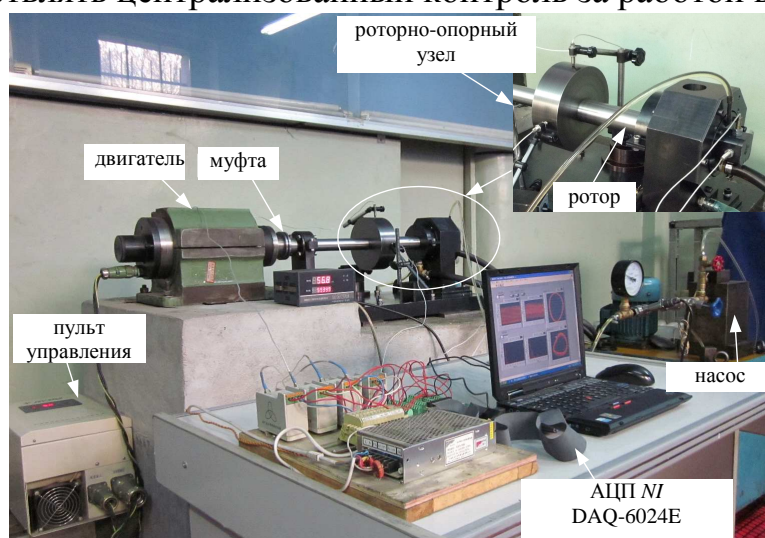


Рис. 17 Траектории движения центра цапфы: а) опыт № 2; б) опыт № 4

Адекватность разработанных теоретических моделей и методов расчета динамики роторных систем оценивается путем анализа траекторий движения центра ротора. Сравнение результатов теоретических и экспериментальных исследований проводится посредством наложения соответствующих траекторий и последующего их анализа по форме, расположению центров и амплитудам колебаний относительно центра.

Для более полного исследования работы конических подшипников был спроектирован и собран экспериментальный стенд модификации ЭС-2 (*рис. 18*), включающий: станину, на которой закреплены установка с испытуемой конической опорой скольжения; регулируемый электродвигатель, осуществляющий привод вращения ротора через гибкую муфту; систему гидро- и электропитания; комплекс необходимой измерительной аппаратуры; пульт управления, позволяющий осуществлять централизованный контроль за работой всей установки.



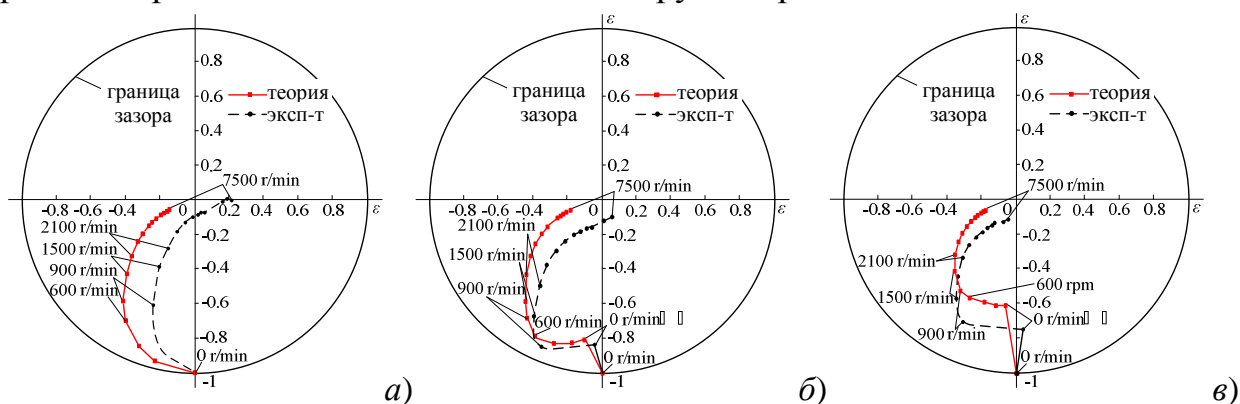
*Рис. 18* Общий вид экспериментального стенда ЭС-2

Комплекс измерительно-информационной системы предназначен для получения информации о параметрах работы роторно-опорного узла на исследуемых опорах скольжения и позволяет определять радиальные и осевые перемещения и амплитуды колебаний вала, его угловую скорость, расход смазочного материала, а также давление и температуру на входе в подшипник. Для сбора и оценки информации используется аналого-цифровой преобразователь – плата сбора данных DAQ-6024E фирмы *National Instruments* (США). Для измерения и контроля необходимых физических величин в корпус экспериментальной установки вмонтированы три бесконтактных датчика перемещения вала ST-2-U-0500 (два – радиальных и один – осевой). Измерение расхода рабочего материала через исследуемый подшипник осуществляется расходомером марки MIM50-I с точностью до 1 мл/с.

Сравнение теоретических и экспериментальных результатов при жестком креплении подшипников проводилось по расходу смазочного материала в зависимости от давления подачи и частоты вращения, по величине поднятия вала от давления подачи смазочного материала и кривым подвижного равновесия центра цапфы при различных давлениях подачи (*рис. 19*). Анализ приведенных траекторий показывает, что увеличение давления подачи смазочного материала



приводит к всплыванию вала даже при отсутствии вращения. Это происходит при давлении подачи смазки  $p_0 = 0,24$  МПа, и чем больше давление, тем выше расположен вал относительно поперечного сечения подшипника. Увеличение частоты вращения вала также приводит к тому, что ротор располагается выше, но при этом происходит его смещение к центру поперечного сечения подшипника.



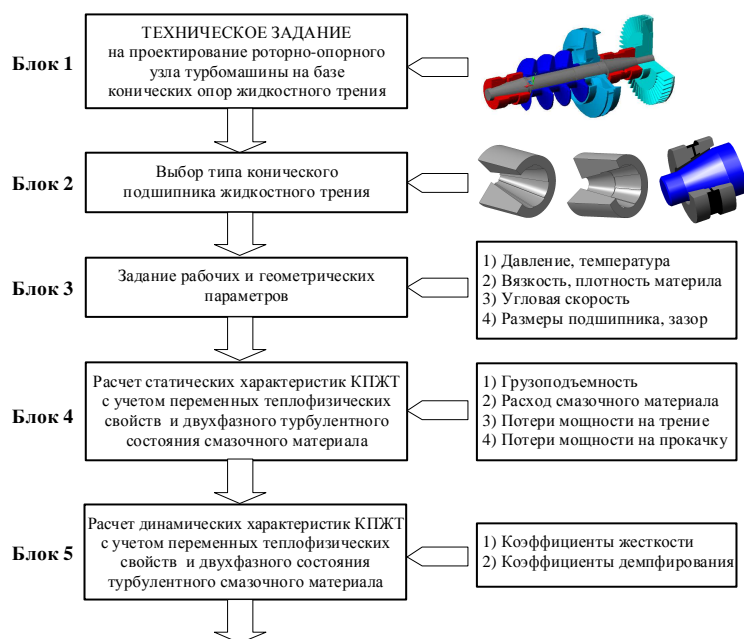
**Рис. 19** Кривые подвижного равновесия центра цапфы при давлении подачи:  
а – 0,16 МПа; б – 0,26 МПа; в – 0,36 МПа

В заключение отметим, что сравнительный анализ результатов всех экспериментальных и теоретических исследований показал их удовлетворительное качественное и количественное согласование.

## 6. ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КОНИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ

Работоспособность и надежность любой высокоскоростной турбомашины, ее ресурс и конструкция в целом в наибольшей степени определяются выбранной компоновочной схемой и конструктивным исполнением роторной системы: свойствами и характеристиками самого ротора и его опор. Вследствие этого, проектирование работоспособных, эффективных и надежных роторных систем с подшипниками скольжения, и, в частности с коническими, применение которых в быстроходных машинах повышенного ресурса является более целесообразным по сравнению с опорами качения, занимает важное место. Проведенные теоретические и экспериментальные исследования, а также выполненный анализ литературы по данному вопросу позволяют предложить ряд рекомендаций как по проектированию быстроходных роторных систем на конических опорах, так и самих подшипников. Рекомендации по проектированию роторно-опорных узлов высокоскоростных турбомашин на конических подшипниках скольжения выработаны на основании результатов диссертационного исследования и включают в себя подходы к выбору типа и основных рабочих и геометрических параметров подшипников и ротора, что позволяет предложить алгоритм расчета и выбора типа конических подшипников (*рис. 20*).

Описанная методика расчета конических подшипников позволяет с помощью ЭВМ провести анализ влияния основных рабочих и геометрических параметров подшипников (давление питания, температура, угловая скорость, радиальный зазор, угол конусности, число камер, число рядов и др.) на их статические и динамические характеристики, и, как следствие, провести динамический анализ и устойчивость всей роторной системы, что позволит проектировать оптимальные конструктивные исполнения конических подшипников жидкостного трения.

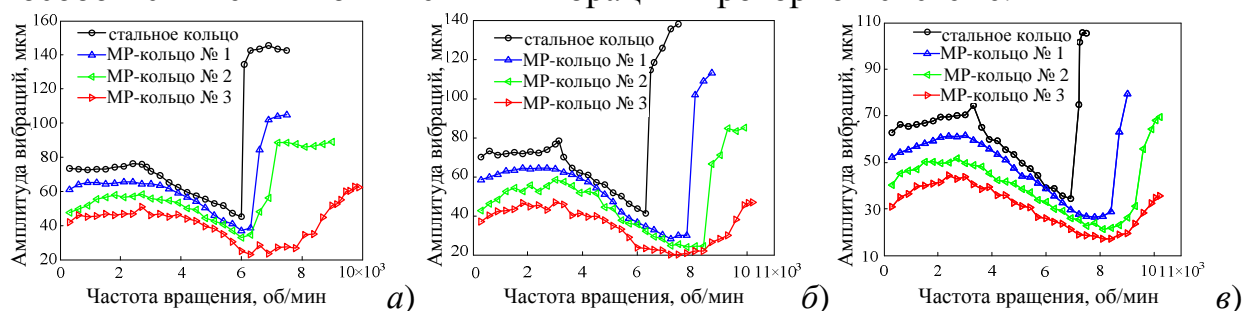


**Рис. 20** Последовательность расчета и выбора типа конических подшипников

Учитывая, что зазоры в сопряжении ротор – подшипник жидкостного трения минимальны, необходимо обратить внимание на происходящие в этом сопряжении тепловые процессы (нагрев или охлаждение смазочного материала и материалов, из которых изготовлен ротор и подшипник), поскольку изменение температурных условий может служить причиной изменения величины зазора в подшипнике. Это особенно актуально для случая конического подшипника, т.к. например, нагрев поверхностей ротора и подшипника может привести к значительному уменьшению величины зазора между ними, и, как следствие, к возможному заклиниванию конических сопрягаемых поверхностей. Это является одной из причин ограничения распространения конических подшипников в промышленности. Для предотвращения возможного заклинивания необходимо провести ряд мероприятий: во-первых, предусматривать упоры, которые будут обеспечивать гарантированный зазор в сопряжении, во-вторых, зная коэффициент линейного расширения материалов ротора и подшипника, а также рабочие температуры, ориентировочно рассчитывать порядок изменения величин радиального и осевого зазоров исходя из расширения материалов при нагреве.

Проведенные экспериментальные исследования показали, что одним из неблагоприятных факторов в работе роторной системы являются повышенные вибрации при высоких скоростях вращения. Сравнительный анализ результатов экспериментального исследования вибрации при жестком и упруго-демпферном креплении конических подшипников представлен на **рис.21**. Анализируя результаты эксперимента, можно отметить, что установка ротора в упруго-демпферную опору, в целом, снижает уровень вибрации в системе, при этом амплитуды вибраций снижаются с увеличением демпфирующей способности и уменьшением жесткости металлорезинового кольца. Увеличение давления подачи смазочного материала и демпфирования при одновременном снижении жесткости колец смещает начало возникновения повышенных вибраций в сторону увеличения частоты вращения ротора. Этот вывод является общим для всех экспериментов, проводимых на стенде, при упруго-демпферном креплении конического подшипника. Все опыты сопровождались более низким уровнем вибраций, система спокойно выходила на предельные

для стенда скорости вращения и продолжительно работала там без всяких признаков увеличения вибраций. Данный метод является достаточно эффективным способом снижения повышенных вибраций в роторной системе.



**Рис. 21** Зависимости амплитуды вибрации цапфы от угловой скорости при давлениях подачи смазочного материала: *а* – 0,16 МПа; *б* – 0,26 МПа; *в* – 0,36 МПа

Для расчета статических и динамических характеристик конических подшипников скольжения, используемых в высокоскоростных турбомашинах, и проведения серии вычислительных экспериментов по определению влияния различных факторов на работоспособность роторной системы были разработаны специальные программы расчета характеристик пяти типов подшипников (гладкого, многоклинового и гибридного ГДП и ГСП с точечными и прямоугольными камерами), смазываемых водой, жидким водородом и турбинными маслами, на базе пакета прикладных программ «MathCAD». Программы расчета характеристик позволяют непосредственно получать статические характеристики конических опор скольжения: несущую способность (грузоподъемность)  $W$ , расход смазочного материала  $Q$ , потери мощности на трение  $N_{mp}$  и прокачку  $N_{np}$ , а также их безразмерные коэффициенты ( $K_W$ ,  $K_Q$ ,  $K_{Nmp}$ ,  $K_{Nnp}$ ) в широком диапазоне изменения геометрических и рабочих параметров системы, а также в условиях переменных теплофизических свойств и турбулентного течения смазочного материала. На основе динамических характеристик (жесткость  $K$ , демпфирование  $B$  и их безразмерные коэффициенты), определяемых исходя из реакций смазочного слоя в окрестности равновесного положения, рассчитывается устойчивость ротора на конических опорах. В разделе данной главы подробно описывается структура программ расчета характеристик КПС и взаимосвязь отдельных программных компонентов. Для практической реализации разработанных математических моделей динамики движения ротора на конических подшипниках жидкостного трения, а также методов анализа динамического состояния исследуемой роторной системы было разработано специализированное программное обеспечение на базе языка MatLab. Это позволяет строить плоские и пространственные траектории движения центра цапфы и по их виду судить об устойчивости роторной системы.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных исследований решена научно-техническая проблема, заключающаяся в снижении массогабаритных размеров роторно-опорных узлов на конических подшипниках жидкостного трения путем решения комплекса задач анализа и синтеза конических подшипников и определения их статических и динамических характеристик, расчета устойчивости движения роторов на конических подшипниках, проведения динамического анализа и разработки методологии расчета роторной системы на конических опорах. В ходе диссертационного исследования были получены следующие основные результаты и сделаны выводы:



1. Проведен анализ современных тенденций применения конических подшипников жидкостного трения в высокоскоростных роторных машинах, выполнен обзор опубликованных научно-исследовательских работ, разработана классификация конических подшипников жидкостного трения и сделан патентный обзор. Отмечается отсутствие работ по вопросам расчета и проектирования конических опор с учетом переменных теплофизических свойств и турбулентного течения смазочного материала.

2. Разработаны теоретические основы расчета полей давлений в смазочном слое конических подшипников жидкостного трения в виде расчетных схем, математической модели и методики расчета в условиях переменных теплофизических свойств и турбулентного течения вязкой сжимаемой среды, позволяющие предложить более точную модель расчета характеристик подшипников.

3. Разработаны математические модели и алгоритмы расчета несущей способности, расхода смазочного материала, потерь мощности на трение и прокачку конических гидродинамических и гидростатических подшипников, что позволило на основе разработанных программ расчета провести комплекс вычислительных экспериментов по исследованию влияния рабочих и геометрических параметров конических опор на их статические характеристики. Установлено, что с ростом угловой скорости вращения роторов несущая способность, расход смазочного материала и потери мощности на трение и прокачку конических ГДП трех представленных типов возрастают. Аналогичные зависимости по несущей способности и потерям мощности на трение получаются и для конических ГСП с точечными и прямоугольными камерами. Отличие заключается в том, что увеличение угловой скорости приводит к снижению массового расхода и потерь мощности на прокачку смазочного материала, что может быть объяснено «запирающим эффектом». Установлено, что несущая способность конических ГДП, смазываемых водой, снижается в среднем на 8; 15 и 36 % с ростом температуры смазочного материала с 20 до 60 °С при относительных эксцентриситетах  $e = 0,2; 0,4$  и  $0,6$  соответственно. Рост температуры смазочного материала с 20 до 60 °С при относительных эксцентриситетах  $e = 0,2; 0,4$  и  $0,6$  приводит к увеличению расхода и потерь мощности на прокачку на 7,5; 9 и 10 % соответственно для воды и в среднем на 1,5% для турбинного масла для всех эксцентриситетов.

4. Исследовано влияние эффекта турбулентности смазочного слоя на статические характеристики конических опор скольжения. Обоснована необходимость учета влияния турбулентности на характеристики подшипников, что позволяет повысить точность расчета до 20...30 % в отдельных случаях.

5. Получены кривые подвижного равновесия в конических подшипниках жидкостного трения в плоскости и пространстве. Установлено, что с увеличением вязкости смазочного материала точка подвижного равновесия смещается к центру подшипника. При смазывании водой увеличение угловой скорости приводит к значительному перемещению точки подвижного равновесия в сторону центра подшипника, в то время как при случае смазывания турбинным маслом центр ротора практически находится около геометрического центра подшипника даже при незначительных угловых скоростях, что свидетельствует об устойчивости движения ротора.

6. На основе проведенного численного эксперимента с использованием математической, алгоритмической и программной моделей расчета получены основные закономерности изменения жесткости и демпфирования от геометрических и рабочих параметров. Анализ полученных теоретических результатов расчета динамических характеристик показывает, что с увеличением угловой

скорости жесткость конических ГДП и ГСП значительно возрастает; демпфирование в целом остается практически постоянным.

7. Разработана математическая модель и проведен комплекс вычислительных расчетов для динамического анализа роторной системы на конических подшипниках на основе разработанного программного обеспечения, решены задачи расчета устойчивости системы путем построения соответствующих областей методом  $D$ -разбиений и построения плоских и пространственных траекторий движения центра масс ротора путем решения уравнений движения с учетом действующих внешних сил. Устойчивость движения роторной системы оценивается по виду плоской траектории.

8. Выполнен комплекс экспериментальных исследований на специально разработанных стендах по исследованию работоспособности подшипников, проведен сравнительный анализ теоретических и экспериментальных данных, который подтвердил их качественное и количественное согласование.

9. Разработаны рекомендации по снижению вибрации в роторной системе путем использования металлорезиновых демпферов. Установка ротора в упруго-демпферную опору нивелирует первую область повышенных вибраций в районе  $n = 3000$  об/мин, т.е. практически нет резонансного пика, связанного с переходом через первую критическую скорость, что является немаловажным фактором при работе всей системы. Амплитуды вибраций снижаются с увеличением демпфирующей способности и уменьшением жесткости МР-кольца. Вторая область повышенных вибраций начинается в диапазоне скоростей от 6000 до 8000 об/мин (зона исключительно интенсивных колебаний при жестком креплении подшипников). При упруго-демпферном варианте крепления уровень вибраций характеризуется снижением амплитуд, система спокойно выходила на предельные для стенда скорости вращения и продолжительно работала там без всяких признаков увеличения вибраций. Данный метод является достаточно эффективным способом снижения повышенных вибраций в роторной системе.

10. Разработана методология расчета конических подшипников жидкостного трения в виде методики проектирования, рекомендаций и программ расчета, позволяющих обеспечить выбор параметров подшипников, расчет статических и динамических характеристик, устойчивости роторной системы на конических подшипниках. Методология расчета позволяет предложить алгоритм проектировочного расчета геометрических параметров конических подшипников, приведен расчет угла конусности конического подшипника от соотношения осевой и радиальной нагрузок. Установлено, что в диапазоне, не более двукратного превышения осевой нагрузки над радиальной, наблюдается линейная зависимость роста угла конусности. Обоснован выбор структуры радиально-осевых опор роторов, выполненных в виде комбинации радиального и осевого подшипников или конического подшипника. Разработанный алгоритм, состоящий из двух подходов: массогабаритного и по созданию несущей способности, позволяет провести оценку выбора соответствующей структуры. Для реализации данной методологии были разработаны 2 программы для ЭВМ, что позволяет повысить точность расчетов. На разработанные программы для ЭВМ получены свидетельства о регистрации данных программ.

11. Разработаны на основе полученных результатов новые технические решения в виде конструкций конических подшипников жидкостного трения и рекомендации по проектированию конических подшипников скольжения в качестве опор роторов высокоскоростных турбомашин. Новизна технических решений подтверждается 9 патентами РФ на изобретение и патентом РФ на полезную модель.

## ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ ПУБЛИКАЦИЯХ:

### *Статьи, цитируемые в наукометрических базах Web of Science и Scopus:*

1. Корнеев А.Ю. Расчет статических характеристик конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения / А.Ю. Корнеев, Л.А. Савин, М.М. Ярославцев // Вестник машиностроения – 2010. – № 3. – С.25 – 29.  
*Korneev A.Yu. Static characteristics of conical multiple-wedge hydrodynamic liquid-friction bearings / A.Yu. Korneev, L.A. Savin, M.M. Yaroslavtsev // Russian Engineering Research, 2010, 30(3), pp. 219 – 223. © Allerton Press, Inc., 2010 (Scopus).*
2. Корнеев А.Ю. Динамические характеристики конических многоклиновых гидродинамических опор жидкостного трения / А.Ю. Корнеев, М.М. Ярославцев // Вестник машиностроения. – 2010. – № 4. – С. 52 – 57.  
*Korneev A.Yu. Dynamic characteristics of conical multiple-pad hydrodynamic liquid-friction bearings / A.Yu. Korneev, M.M. Yaroslavtsev // Russian Engineering Research, 2010, 30(4), pp. 365 – 369. © Allerton Press, Inc., 2010 (Scopus).*
3. Корнеев А.Ю. Сравнительный анализ статических характеристик конических гидродинамических подшипников, смазываемых турбинным маслом / А.Ю. Корнеев // Вестник машиностроения. – 2012. – № 3. – С. 57 – 62.  
*Korneev A.Yu. Static characteristics of conical hydrodynamic bearings lubricated by turbine oil / A.Yu. Korneev // Russian Engineering Research, 2012, 32(3), pp. 251 – 255. © Allerton Press, Inc., 2012 (Scopus).*
4. Корнеев А.Ю. Влияние эффекта турбулентности на статические характеристики конических подшипников скольжения / А.Ю. Корнеев // Вестник машиностроения. – 2012. – № 4. – С. 42 – 46.  
*Korneev A.Yu. Influence of turbulence on the static characteristics of conical journal bearings / A.Yu. Korneev // Russian Engineering Research, 2012, 32(4), pp. 338 – 342. © Allerton Press, Inc., 2012 (Scopus).*
5. Korneev A.Yu. Steady Characteristics of the Water-Lubricated Conical Bearings / S.B. Li, H.R. Ao, H.Y. Jiang, A.Yu. Korneev, L.A. Savin // Journal of Donghua University (English Edition), 2012, 29(2), pp. 115 – 122 (Scopus).
6. Korneev A.Yu. Lubrication Characteristics of Deep Cavity Hybrid Conical Bearing / S.B. Li, H.R. Ao, H.Y. Jiang, L. Chen, A.Yu. Korneev // Journal of Harbin Institute of Technology, 2013, 45(1), pp.60 – 66 (Chinese) (Scopus).
7. Корнеев А.Ю. Анализ динамики жесткого ротора на конических гидродинамических подшипниках скольжения методом траекторий / А.Ю. Корнеев // Вестник машиностроения. – 2013. – № 12 – С. 24 – 28.  
*Korneev A.Yu. Rigid-rotor dynamics of conical hydrodynamic bearings // Russian Engineering Research, 2014, 34(3), pp. 131 – 135. © Allerton Press, Inc., 2014 (Scopus).*
8. Korneev A.Y. Dynamic Equilibrium Surfaces for Conical Fluid-Film Bearings / A.Y. Koltsov, A.Y. Korneev, L.A. Savin, Li Shengbo // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2017, 233(1), 012041 (Scopus).

### *Статьи в рецензируемых научных журналах и изданиях, входящих в Перечень ВАК РФ или удовлетворяющих критериям для включения:*

9. Корнеев А.Ю. Вычислительный алгоритм определения характеристик конических опор жидкостного трения / О.В. Соломин, А.Ю. Корнеев, Л.А. Савин // Компрессорная техника и пневматика. – 2005. – № 2. – С. 3 – 7.
10. Корнеев А.Ю. Математическая модель неизотермического турбулентного течения смазочного материала в конических опорах жидкостного трения /

- А.Ю. Корнеев, Л.А. Савин, О.В. Соломин // Вестник машиностроения. – 2005. – № 7. – С. 37 – 42.
11. Корнеев А.Ю. Численное определение поля давлений в конических опорах жидкостного трения / О.В. Соломин, А.Ю. Корнеев // Вестник машиностроения. – 2005. – № 8. – С. 46 – 50.
  12. Корнеев А.Ю. Динамические характеристики конических опор жидкостного трения / О.В. Соломин, А.Ю. Корнеев // Вестник машиностроения. – 2006. – № 12. – С. 31 – 37.
  13. Корнеев А.Ю. Расчет статических характеристик конических опор жидкостного трения / А.Ю. Корнеев, Л.А. Савин, О.В. Соломин // Вестник машиностроения. – 2006. – № 12. – С. 37 – 41.
  14. Корнеев А.Ю. Математическая модель двухфазного неизотермического турбулентного течения смазочного материала в коническом гибридном подшипнике / А.Ю. Корнеев, Л.А. Савин, М.М. Ярославцев // Известия ОрелГТУ. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2009. – № 5/277 (576). – С. 66 – 72.
  15. Корнеев А.Ю. Сравнительный анализ статических характеристик конических гидростатических подшипников с точечными и прямоугольными камерами / А.Ю. Корнеев // Известия ОрелГТУ. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2011. – № 6/290. – С. 3 – 9.
  16. Корнеев А.Ю. Влияние фазового состояния смазочного материала на статические характеристики конических подшипников скольжения / А.Ю. Корнеев // Известия ОрелГТУ. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2012. – № 3/293. – С. 10 – 15.
  17. Корнеев А.Ю. Математическая модель расчета динамики жесткого ротора на конических подшипниках скольжения методом траекторий / А.Ю. Корнеев // Известия ОрелГТУ. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2012. – № 3-3/293. – С. 3 – 9.
  18. Корнеев А.Ю. Методика расчета динамических характеристик металлорезиновых колец / А.Ю. Корнеев, Ли Шенбо // Известия ОрелГТУ. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2012. – № 6/296. – С. 10 – 15.
  19. Корнеев А.Ю. Особенности проектировочного расчета конических подшипников жидкостного трения / А.Ю. Корнеев, Л.А. Савин // Известия ОрелГТУ. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2013. – № 3/299. – С. 3 – 8.
  20. Корнеев А.Ю. Устойчивость жесткого ротора в конических подшипниках скольжения / А.Ю. Корнеев // Вестник машиностроения. – 2013. – № 11. – С. 14 – 18.
  21. Корнеев А.Ю. Обоснование выбора структуры радиально-осевых опор роторов / Л.А. Савин, А.Ю. Корнеев // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2013. – Вып. 7, Ч. 2. – С. 343 – 350.
  22. Корнеев А.Ю. Определение обобщенной функции зазора при перекосе ротора в конических подшипниках жидкостного трения / А.Ю. Кольцов, А.Ю. Корнеев // Известия ОрелГТУ. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2013. – № 6/302. – С. 11 – 15.
  23. Корнеев А.Ю. Теоретическое обоснование параметров радиально-осевых подшипников скольжения / Л.А. Савин, А.Ю. Корнеев // Известия ЮЗГУ. Естественные науки, Курск. – 2014. – № 1 (52). – С. 136 – 139.

24. Корнеев А.Ю. Функция зазора в конических лепестковых газодинамических подшипниках / А.Ю. Корнеев, А.В. Сытин, Ли Шенбо // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии.* – 2015. – № 5-2/313. – С.213-220.
25. Корнеев А.Ю. Расчет полей давлений и температур в смазочном слое конических гидростатодинамических подшипников / А.Ю. Корнеев, Ли Шенбо // *Вестник Брянского государственного технического университета.* – 2017. – № 1(54). – С. 12 – 24.
26. Корнеев А.Ю. Методика расчета динамики жесткого ротора на конических подшипниках жидкостного трения с металорезиновыми демпферами / А.Ю. Корнеев, Ли Шенбо // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии.* – 2018. – № 3 (329). – С. 117 – 122.
27. Корнеев А.Ю. Математическая модель расчета турбулентного течения смазочного материала в коническом лепестковом подшипнике / А.Ю. Корнеев, А.В. Сытин // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии.* – 2018. – № 4-1 (330). – С. 155 – 164.
28. Корнеев А.Ю. Влияние температурных деформаций роторов на характеристики конических подшипников жидкостного трения / А.Ю. Корнеев, Л.А. Савин, Е.В. Мищенко // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии.* – 2019. – № 2 (334). – С. 90 – 95.
29. Корнеев А.Ю. Математическая модель расчета упорных конических лепестковых подшипников / А.Ю. Корнеев, А.В. Сытин, А.В. Кузавка, Е.В. Мищенко // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии.* – 2020. – № 3 (341). – С. 3 – 10.
30. Корнеев А.Ю. Анализ траекторий движения жесткого ротора в конических подшипниках жидкостного трения / Ли Шэнбо, А.Ю. Корнеев, Ван Сицун, Е.В. Мищенко // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии.* – 2020. – № 6 (344). – С. 114 – 120.
31. Корнеев А.Ю. Анализ траекторий движения высокоскоростного ротора в конических подшипниках жидкостного трения со стальными многослойными демпферами / А.Ю. Корнеев, А.В. Сытин, Е.В. Мищенко // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии.* – 2021. – № 6 (350). – С. 96 – 105.

### ***Монография***

Корнеев А. Ю. Конические подшипники жидкостного трения: монография / А. Ю. Корнеев, Л. А. Савин, О. В. Соломин; под общ. ред. Л. А. Савина. – Москва: Машиностроение-1, 2008. – 172 с.

### ***Статьи в прочих научных журналах, материалах международных и всероссийских научных конференций и сборниках научных трудов:***

1. Корнеев, А.Ю. Пакет прикладных программ для исследования динамики роторных систем / Л.А. Савин, О.В. Соломин, А.Ю. Корнеев [и др.] // *Системные проблемы качества, математического моделирования и информационных технологий: Материалы Междунар. конференции и Российской научной школы.* – Москва: НИИ «Автоэлектроника», 1999. – Ч. 7. – С. 88.
2. Корнеев А.Ю. Моделирование комбинированных опорных узлов / А.Ю. Корнеев, А.С. Сидоренко // *Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия: Материалы Междунар. науч. симпозиума.* – Орел: Изд-во ОрелГТУ, 2000. – С.301 – 302.

3. Корнеев А.Ю. Расчет характеристик конических подшипников скольжения высокоскоростных авиационных турбоагрегатов / А.Ю. Корнеев, Л.А. Савин, А.С. Сидоренко // Аэрокосмическая техника и высокие технологии: Материалы Всеросс. науч.-техн. конф. – Пермь: Изд-во ПГТУ, 2001.– С.155.
4. Корнеев А.Ю. Использование радиально-осевых подшипников скольжения в высокоскоростных турбомашинах / А.Ю. Корнеев // Прикладные задачи механики и теплообмена в авиастроении: сб. тр. второй Всеросс. науч.-техн. конф. – Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2001. – Ч. 2. – С.155 – 157.
5. Корнеев А.Ю. Расчет полей давлений в конических подшипниках скольжения с различными видами дросселирования / А.Ю. Корнеев // Вибрационные машины и технологии: Сб. научных трудов V-ой Междунар. науч.-техн. конф. – Курск: Изд-во КГТУ, 2001. – С.136 – 140.
6. Корнеев А.Ю. Установка роторов высокоскоростных шлифовальных станков на конических подшипниках скольжения с воздушной смазкой / А.Ю. Корнеев // Фундаментальные и прикладные проблемы машиностроения: Сб. науч. тр. Междунар. дистанц. науч.-техн. конф. – Орел: Изд-во ОрелГТУ, 2001. – С.92 – 96.
7. Корнеев А.Ю. Численное решение уравнения Рейнольдса на развертке конического гидродинамического подшипника / О.В. Соломин, А.Ю. Корнеев, А.О. Пугачев // Авиакосмические технологии: Сб. трудов III-ей Междунар. науч.-техн. конф.– Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2002. – С. 79 – 82.
8. Корнеев А.Ю. Интегральные характеристики конических подшипников скольжения / А.Ю. Корнеев, О.В. Соломин // Механизмы и машины ударного, периодического и вибрационного действия: Материалы Междунар. науч. симпозиума. – Орел: Изд-во ОрелГТУ, 2003. – С. 309 – 315.
9. Корнеев А.Ю. Обобщение понятия динамических коэффициентов смазочного слоя на конические подшипники жидкостного трения / А.Ю. Корнеев, О.В. Соломин, А.В. Алехин // Вибрационные машины и технологии: Сб. науч. тр. VI-ой Междунар. науч.-техн. конф. – Курск: Изд-во КГТУ, 2003. – С. 132 – 135.
10. Корнеев А.Ю. К вопросу об устойчивости роторов на конических опорах скольжения / А.Ю. Корнеев // 120 лет гидродинамической теории смазки: Материалы Междунар. науч.-техн. симпозиума, Орел, 2006.–С. 588 – 596.
11. Корнеев А.Ю. Экспериментальный стенд для исследования характеристик конических опор скольжения / А.Ю. Корнеев, Т.Ю. Корнеева // Ударно-вибрационные системы, машины и технологии: Материалы III-го Междунар. науч. симпозиума, Орел: Изд-во ОрелГТУ, 2006. – С.493 – 498.
12. Корнеев А.Ю. Методика проведения опытных исследований конических подшипников скольжения (КПС) / А.Ю. Корнеев // Основы проектирования и детали машин – XXI век: Материалы Всеросс. науч.-метод. конф., Орел: Изд-во ОрелГТУ, 2007. – С. 344 – 349.
13. Корнеев А.Ю. Влияние температуры смазочного материала на статические характеристики конических гидродинамических подшипников / Л.А. Савин, А.Ю. Корнеев, М.М. Ярославцев // Вибрационные машины и технологии: Материалы VIII-ой Междунар. науч.-техн.конф., Курск, 2008.–С.231–236.
14. Корнеев А.Ю. Влияние угла конусности конического гладкого гидродинамического подшипника скольжения на его статические характеристики / Л.А. Савин, А.Ю. Корнеев, М.М. Ярославцев // Сборник научных трудов

- Полтавского национального технического университета. Серия: Галузеве машинобудування, будівництво. – 2009. – Вып.3 (25), т.2. – С.182 – 186.
15. Корнеев А.Ю. Влияние геометрической формы конического гидродинамического подшипника скольжения на несущую способность / А.Ю. Корнеев, М.М. Ярославцев, А.С. Афонин // Материалы IX-ой Междунар. науч.-техн. конф. «Вибрация-2010. Управляемые вибрационные технологии и машины» - Курск, 2010. – Ч.2. – С. 30 – 34.
  16. Корнеев А.Ю. Экспериментальный стенд для исследования конических опор скольжения с МР-демпфером / А.Ю. Корнеев, Ли Шенбо // Материалы IV-го Междунар. научн. симпозиума «Ударно-вибрационные системы, машины и технологии». – Орел, 2010. – С. 155 – 164.
  17. Korneev A.Yu. The determination of the complete gap function in different types of conical bearings / Sheng-Bo Li, A.Yu. Korneev, Hong-Yuan Jiang // Proceedings of the Ninth International Conference on Machine Learning and Cybernetics. – Qingdao, 2010. – Vol.3. – pp.1249 – 1251.
  18. Корнеев А.Ю. Влияние высоты клина на статические характеристики конических многоклиновых подшипников / А.Ю. Корнеев, Ли Шенбо // Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины: сборник научных статей по материалам XII-ой Международной науч.-техн. конф. «Вибрация – 2016». – Курск: ЮЗГУ, 2016. – Ч.1. – С. 126-136.
  19. Корнеев А.Ю. Траектории движения ротора в конических подшипниках жидкостного трения / А.Ю. Корнеев, Л.А. Савин, Ли Шенбо // Труды II-ой Междунар. науч.-техн. конф. «Пром-Инжиниринг». – Челябинск: Издат. центр ЮУрГУ, 2016. – С. 71-74.
  20. Корнеев А.Ю. Применение конических подшипников в качестве опор роторов высокоскоростных турбомашин / А.Ю. Корнеев, Ли Шенбо // Материалы VI-го междунар. научн. симпозиума «Ударно-вибрационные системы и машины для строительной и горной отраслей» – Орел: Изд-во ОГУ имени И.С.Тургенева, 2017. – С. 302-303.
  21. Корнеев А.Ю. Получение аналитической зависимости энтальпии смазочного материала в рабочем зазоре конического подшипника жидкостного трения / А.Ю. Корнеев, Ли Шенбо // Материалы Всеросс. науч.-метод. конф. «Проектирование машин, роботов и мехатронных систем» – Орел: Изд-во ОГУ имени И.С. Тургенева, 2017. – С. 49-50.
  22. Корнеев А.Ю. Способы обеспечения минимального пускового момента высокоскоростных роторных машин / А.Ю. Корнеев, А.В. Сытин, В.В. Романов // Материалы XVIII-й Междунар. науч.-практич. конф. «Энерго- и ресурсосбережение – XXI век» /под редакцией А.Н. Качанова, Ю.С. Степанова. – Орел: Изд-во ОГУ имени И.С. Тургенева, 2020. – С. 200-205.

#### ***Патенты на изобретения и полезные модели***

1. Патент 2336441 Российская Федерация, МПК F16 C21/00 Конический подшипник скольжения / Л.А. Савин, А.Ю. Корнеев [и др.]. - № 2007114204/11; заявл. 16.04.2007; опубл. 20.10.2008 г.
2. Патент 2332593 Российская Федерация, МПК F16C 21/00. Комбинированная опора с неравножестким кольцом / Л.А. Савин, А.Ю. Корнеев [и др.]. - № 2007114202/11; заявл. 16.04.2007; опубл. 27.08.2008 г.

3. Патент 2332594 Российская Федерация, МПК F16C 21/00. Комбинированная опора / Л.А. Савин, А.Ю. Корнеев [и др.]. - № 2007114203/11; заявл. 16.04.2007; опубл. 27.08.2008 г.
4. Патент 2336440 Российская Федерация, МПК F16C 21/00. Управляемая комбинированная опора / Л.А. Савин, А.Ю. Корнеев [и др.]. - № 2007114201/11; заявл. 16.04.2007; опубл. 20.10.2008 г.
5. Патент 2346192 Российская Федерация, МПК F16C 21/00. Комбинированная гибридная опора / Л.А. Савин, А.Ю. Корнеев [и др.]. - № 2007124220/11; заявл. 27.06.2007; опубл. 10.02.2009 г.
6. Патент 2437005 Российская Федерация, МПК F16C 17/12. Конический лепестковый подшипник скольжения / Л.А. Савин, А.Ю. Корнеев, А. В. Сытин [и др.]. - № 2010105420/11; заявл. 15.02.2010; опубл. 20.12.2011.
7. Патент 2489615 Российская Федерация, МПК F16C 17/10. Комбинированный радиально-осевой газодинамический лепестковый подшипник скольжения / Л.А. Савин, А.Ю. Корнеев, А.В. Сытин [и др.]. - № 2011147959/11; заявл. 24.11.2011; опубл. 10.08.2013 г.
8. Патент 157069 Российская Федерация, МПК F16C 21/00. Комбинированная опора / А.Ю. Корнеев, А.В. Сытин [и др.]. - № 2015119060/11; заявл. 20.05.2015; опубл. 20.11.2015 г.
9. Патент 2605658 Российская Федерация, МПК F16C 21/00. Комбинированный радиально-осевой газодинамический лепестковый подшипник скольжения / Л.А. Савин, А.В. Сытин, Р.Н. Поляков, А.Ю. Корнеев [и др.]. - № 2015119110/11; заявл. 20.05.2015; опубл. 27.12.2016 г.
10. Патент 2605703 Российская Федерация, МПК F16C 21/00 Комбинированная опора / А.Ю. Корнеев, А.В. Сытин [и др.]. - № 2015119109/11; заявл. 20.05.2015; опубл. 27.12.2016 г.

***Свидетельства об официальной регистрации программ для ЭВМ:***

1. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2016615350. Расчет характеристик гидростатодинамических подшипников с коническими поверхностями / А.Ю. Корнеев, А.Ю. Кольцов, Л.А. Савин [и др.]. - Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 20.05.2016 г.
2. Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2000610593. Программа расчета характеристик подшипников скольжения с криогенной смазкой «Подшипник-Криоген» / Л.А. Савин, О.В. Соломин, А.Ю. Корнеев [и др.]. - Зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 07.07.2000 г.