

На правах рукописи

УДК 621.515



Волков-Музылев Владимир Валерьевич

**РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК РАДИАЛЬНЫХ ЛЕПЕСТКОВЫХ
ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ**

Специальность 2.5.10 – Гидравлические машины, вакуумная,
компрессорная техника, гидро- и пневмосистемы

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Москва – 2026

Работа выполнена на кафедре вакуумной и компрессорной техники в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Научный руководитель: Кандидат технических наук, доцент кафедры
«Вакуумная и компрессорная
техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана
Борисов Юрий Александрович

Официальные оппоненты: Доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «Казанский национальный
исследовательский технологический университет»
Хадиев Муллагали Бариевич

Кандидат технических наук, доцент
ФГАОУ ВО «Национальный исследовательский
университет ИТМО»
Кожухов Юрий Владимирович

Ведущая организация: ФГАОУ ВО «Московский авиационный институт
(национальный исследовательский университет)»

Защита диссертации состоится «3» июня 2026 г. в 14:30 на заседании диссертационного совета 24.2.331.22 при Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана по адресу: 105005, Москва, Лефортовская наб., д.1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана и на сайте www.bmstu.ru.

Ваш отзыв на автореферат в 2 экз., заверенных печатью учреждения, просим направлять по адресу: 105005, Москва, 2-я Бауманская улица, д.5, стр.1, ученому секретарю диссертационного совета 24.2.331.22.

Автореферат разослан « ____ » _____ 2026 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета 24.2.331.22

доктор технических наук, доцент

А.В. Шакуров

Общая характеристика работы

Актуальность исследования

В настоящее время существует потребность в создании таких высокоскоростных установок, как турбокомпрессоры (ТК), в том числе входящих в состав турбогенераторов, турбодетандеров, микросистем генерации мощности и др. Оснащение подобных установок лепестковыми газодинамическими подшипниками (ЛГП) позволяет снизить механические потери, а также получить важнейшее потребительское качество - отсутствие необходимости в постоянном обслуживании.

ЛГП являются самодействующими гидродинамическими подшипниками, использующими в качестве смазки газ рабочего цикла. ЛГП имеют множество преимуществ по сравнению с подшипниками с жидким и консистентным рабочим телом, например, отсутствие развитой системы смазки и вспомогательных систем с ней сопряженных, а также предельно низкие массу и габариты. Следовательно, использование газовых подшипников в высокоскоростных компрессорных установках позволяет за счет отсутствия систем смазки не только значительно уменьшить массу и габариты агрегатов, но и полностью исключить постоянное обслуживание и, соответственно, снизить эксплуатационные затраты.

На данный момент активно используются подшипники с элементами вторичной жесткости. Данные подшипники обладают рядом преимуществ по сравнению с газодинамическими подшипниками первого поколения, имеющих одинаковую жесткость упругих элементов. Например, применение лепестков вторичной жесткости с пружинами Босли позволяет повысить кулоновское демпфирование и грузоподъемность подшипника в широком диапазоне частот вращения ротора, а также облегчить формирование клина благодаря переменной жесткости в окружном направлении.

Несмотря на предпринимаемые попытки разработки методики, позволяющей проектировать лепестковые газодинамические подшипники с требуемыми характеристиками без проведения многовариантных экспериментальных исследований, подобная задача до сих пор не решена. Поиск решений этой задачи осложняется непрерывным усовершенствованием конструкций подшипников на газовой смазке. В связи с этим актуальной задачей является разработка и верификация нового метода расчета характеристик лепестковых газодинамических подшипников с элементами вторичной жесткости для турбокомпрессоров.

Объект и предмет исследования

В качестве объекта исследования рассматривается радиальный ЛГП с элементами вторичной жесткости для высокооборотного турбокомпрессора генератора. Предметом исследования является взаимное влияние газодинамических процессов и упругих сил на грузоподъемность смазочного слоя, образующегося в зазоре между упругими элементами подшипника и вращающимся ротором.

Цель работы

Целью работы является создание комбинированного метода расчёта и экспериментальное исследование характеристик ЛГП с элементами вторичной

жесткости для создания газодинамических опор лёгких роторов высокооборотных турбокомпрессоров с увеличенной грузоподъёмностью.

Задачи исследования

1. Разработка комбинированного метода расчета и математических моделей (ММ) рабочих процессов радиальных ЛГП с элементами вторичной жесткости, позволяющих определять его характеристики при неподвижном и вращающемся роторе.

2. Разработка экспериментальных стендов и методики испытаний радиальных лепестковых подшипников для определения их грузоподъёмности, в том числе статической (предельной), в условиях, приближенных к работе турбокомпрессорной установки.

3. Проведение расчётно-теоретических и экспериментальных исследований характеристик радиальных подшипников согласно разработанным комбинированному методу расчета и методике испытаний.

4. Обобщение результатов исследований, разработка рекомендаций по проектированию ЛГП с повышенной грузоподъёмностью для опор лёгких роторов высокооборотных турбокомпрессоров, внедрение результатов.

Научная новизна работы

1. Разработана новая ММ рабочих процессов радиального ЛГП с элементами вторичной жесткости при неподвижном роторе, позволяющая определить прогиб упругой системы, положение центра вала, жесткость опоры, значение относительного пружинного натяга, необходимый крутящий момент привода турбокомпрессора.

2. Разработана новая ММ рабочих процессов радиального ЛГП при вращающемся роторе, позволяющая получить грузоподъёмность смазочного слоя и распределение полей давлений по упругим элементам при определённом значении эксцентриситета между осью ротора турбокомпрессора и опорной поверхностью подшипника.

3. Создан комбинированный метод расчёта характеристик радиального ЛГП, включающий в себя разработанные математические модели рабочих процессов, позволяющий учитывать влияние газовых и упругих сил на грузоподъёмность смазочного слоя, образующегося в зазоре между упругими элементами подшипника и вращающимся ротором, и получить конструкцию ЛГП, работающую в газодинамическом режиме трения в требуемом диапазоне частот вращения турбокомпрессора.

4. Разработана методика испытаний ЛГП, позволяющая исследовать зависимость грузоподъёмности подшипника от радиальной нагрузки при его различных конструктивных особенностях, антифрикционных покрытиях и условиях работы.

5. Получены результаты расчетно-теоретических исследований и новые экспериментальные данные испытаний ЛГП турбокомпрессора, подтвердившие достоверность результатов, получаемых при использовании разработанного комбинированного метода расчета характеристик ЛГП с элементами вторичной жесткости.

Практическая значимость работы

Созданный комбинированный метод расчета характеристик ЛГП с элементами вторичной жесткости может быть использован при разработке новых конструкций опор турбокомпрессоров малой мощности, а также для модернизации и улучшения уже созданных. Разработанная методика испытаний ЛГП и созданные стенды, позволяют проводить экспериментальные исследования новых конструкций опор и подтверждать расчетно-теоретические результаты. Полученные результаты экспериментальных и расчетно-теоретических исследований позволили сформировать рекомендации для проектирования ЛГП с относительной длиной $\lambda = 0,5...2$ в качестве газодинамических опор лёгких роторов турбокомпрессоров $M_p < 20 \text{ кг}$. Результаты работы использованы при проектировании и разработке опор высокоэффективного электрогенерирующего модуля турбокомпрессора для перспективных систем автономного энергоснабжения РЛС и РЛК ПАО «НПО «Алмаз», что подтверждено актом о внедрении.

Методологическая основа исследования

Аналитические и численные методы решения уравнений, математическое моделирование рабочих процессов в зазорах ЛГП, лабораторный эксперимент.

Достоверность результатов

Достоверность предложенного комбинированного метода расчета характеристик ЛГП и математических моделей обеспечивается совпадением расчетно-теоретических и экспериментальных данных в диапазоне погрешности измерений. Результаты теоретических исследований выполнены с помощью апробированных современных программ для оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкций и вычислительной гидродинамики. Достоверность методики испытаний ЛГП на экспериментальных стендах обеспечивается точностью поверенных средств измерений и подтверждена оценкой погрешностей измерения.

На защиту выносятся:

1. Математическая модель рабочих процессов радиального ЛГП с элементами вторичной жесткости при неподвижном роторе, представляющая собой аналитическую расчетную модель, позволяющая определить прогиб упругой системы, положение центра вала, жесткость опоры, значение относительного давления (пружинного натяга), необходимый крутящий момент привода турбокомпрессора.

2. Математическая модель рабочих процессов радиального ЛГП при вращающемся роторе, представляющая собой упрощенную расчетную модель с эквивалентными пружинами, позволяющая получить грузоподъемность смазочного слоя и распределение полей давлений по упругим элементам при определённом значении эксцентриситета между осью ротора и опорной поверхностью подшипника.

3. Комбинированный метод расчета характеристик ЛГП с элементами вторичной жесткости, основанный на методах аналитического расчета силовых характеристик системы подшипник-ротор при неподвижном роторе и расчёта данной системы численными методами с распределёнными по антифрикционным

лепесткам эквивалентными пружинами при вращающемся роторе, позволяющий провести оценку упругих свойств подшипника на начальных этапах исследования при минимальных затратах ресурсов, с дальнейшим переходом к численному моделированию газодинамики смазочного слоя и оценки НДС конструкции, что позволяет получить работоспособную геометрию разрабатываемой подшипниковой опоры турбокомпрессора.

4. Методика испытаний ЛПП, позволяющая исследовать работоспособность спроектированной опоры в различных температурных и эксплуатационных режимах, соответствующих режимам работы турбокомпрессорной установки, определять предельную (статическую) грузоподъемность подшипника в широком диапазоне частот вращения, оценивать ресурсопригодность антифрикционного покрытия, и в результате получить конструкцию подшипника, отвечающую необходимым требованиям работы турбокомпрессора.

5. Результаты проведенных расчетно-теоретических и экспериментальных исследований рабочих процессов в ЛПП турбокомпрессора генератора.

Апробация результатов работы

Основные положения и результаты работы докладывались автором на следующих научно-технических конференциях:

- X международной научно-практической конференции «Двигатели и компоненты транспортных средств: разработка и производство, эксплуатация и сервисное обслуживание» (Протвино, 2017 г.).
- Всероссийской студенческой конференции «Студенческая научная весна», посвященная 165-летию со дня рождения В.Г. Шухова (Москва, 2018 г.).
- 2nd IAA/AAS Conference on Space Flight Mechanics and Space Structures and Materials, SciTech Forum 2019 (Москва, 2019 г.).
- V Всероссийской научной конференции "Теплофизика и физическая гидродинамика" с элементами школы молодых ученых (Ялта, 2020 г.).
- 12-й Международной научно-технической конференции "Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства" (Омск, 2022 г.).
- III Международном конгрессе «Русский инженер» (Москва, 2025 г.).

Публикации

По теме диссертации опубликовано 8 печатных работ, из них 3 в изданиях, рекомендованных ВАК РФ, а также в ведущих рецензируемых научных изданиях, определенных WoS – 2, Scopus – 3, РИНЦ – 3.

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, перечня основных условных обозначений и сокращений, списка использованной литературы. Работа изложена на 140 страницах и содержит 70 рисунков; список использованной литературы, включающий 147 источников.

Содержание работы

Во введении дана общая характеристика работы, обоснована актуальность исследования, сформулирована научная новизна и практическая значимость работы, определены объект и предмет исследования.

В первой главе выполнен обзор областей применения радиальных ЛГП, выявлены их преимущества перед опорами с жидкой и консистентной смазкой, описан принцип работы ЛГП и определены их характерные проблемные места, рассмотрены общие положения теории газовой смазки, большой вклад в развитие которой внесли такие ученые как: Н.П. Петров, С.А. Шейнберг, Я.М. Котляр, Л.Г. Лойцянский, Г.А. Лучин, Ю.В. Пешти, О. Рейнольдс, А. Хирн, В.А. Гросс, Н.С. Грессэм и др., проведен анализ существующих конструкций ЛГП различных поколений, исследованы подходы к их исследованию.

Изучение научно-технической литературы позволило выявить причины, влияющие на работу подшипников, которыми являются силовые факторы и условия работы установки. В общем случае, результирующий вектор сил, приложенный к центру тяжести ротора, можно записать в следующем виде:

$$\vec{F}_p = \vec{F}_{ст} + \vec{F}_{дин} + \vec{F}_{пер} + \vec{F}_a + \vec{F}_m,$$

где $\vec{F}_{ст}$ – статические нагрузки; $\vec{F}_{дин}$ – динамические нагрузки, $\vec{F}_{пер}$ – переменные силы, $\vec{F}_a$ – аэродинамические силы, $\vec{F}_m$ – магнитные силы.

Ротор турбокомпрессора с размерами опор и результирующим вектором сил, приложенный к центру масс ротора, показан на Рис. 1.

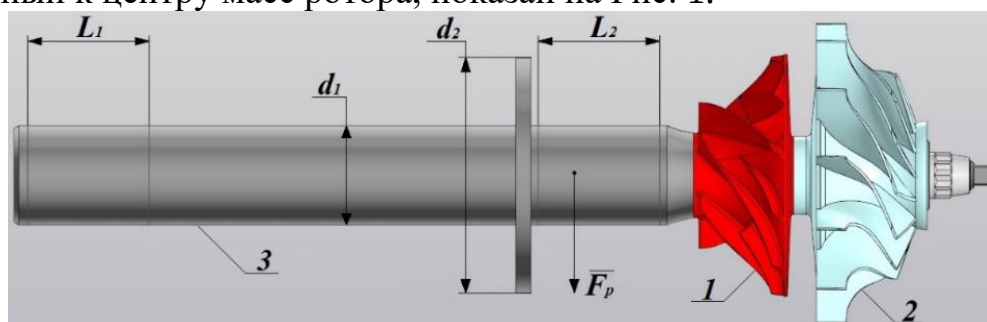


Рис. 1. Общий вид ротора турбокомпрессора:

1 – крыльчатка компрессора, 2 – крыльчатка турбины,
3 – ротор турбокомпрессора, L_1 , L_2 – длины радиальных подшипников,
 d_1 – диаметр ротора, d_2 – диаметр упорной поверхности осевых подшипников,
 $\vec{F}_p$ – результирующий вектор сил.

Помимо силовых факторов необходимо учитывать величину и скорость изменения параметров, влияющих на несущую способность подшипника, таких как: скорость, окружающее давление и распределение температур.

Проведённый обзор трех поколений радиальных ЛГП показал их отличия между собой в конструктивных особенностях и эксплуатационных характеристиках. В результате чего для исследований была выбрана перспективная конструкция ЛГП второго поколения с переменной окружной жесткостью, полученной с помощью пружин конструкции Босли, успешно применяемая в опорах турбокомпрессоров мощностью от 30 до 200 кВт (Рис. 2).

Анализ существующих математических моделей для расчёта ЛГП показал, что их можно разделить на аналитические, упрощенные и полные. Первые являются наиболее простыми, обладают большим расхождением результатов с экспериментальными данными, но позволяют с минимальными затратами ресурсов

оценить упругие свойства подшипников на начальном этапе проектирования (Пешти Ю.В., DellaCorte C., Valco M.J. и др.).

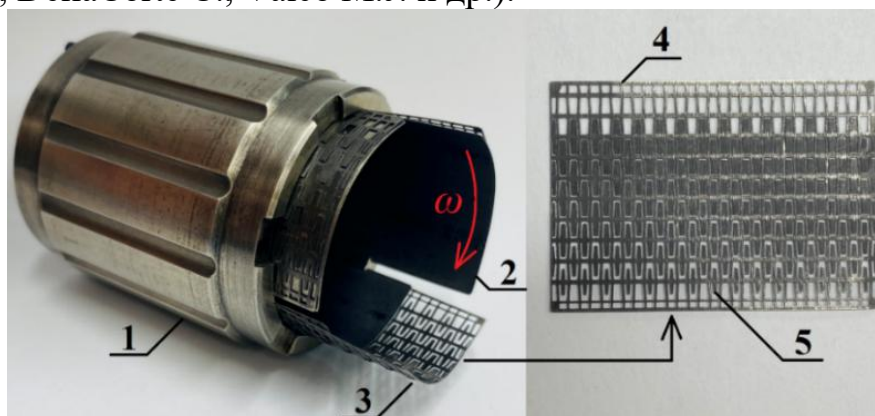


Рис. 2. Исследуемый ЛПП: 1 – обойма подшипника, 2 – антифрикционный лепесток, 3 – лепесток вторичной жесткости с пружинами Босли, 4 – матрица лепестка, 5 – кантилевер, ω – угловая скорость цапфы ротора.

В упрощенных моделях один из элементов ЛПП заменяется совокупностью эквивалентным ему упругих элементов. Такой подход позволяет упростить модель, получить большую сходимость теоретических и экспериментальных данных, и используется для детального проектирования (Brown M. J., Carpino M., Howard S.A. и др.). Полные модели включают в себя все элементы подшипника, учитывают их контактное взаимодействие, и позволяют наиболее точно оценить НДС упругих элементов опоры, и получить наименьшую погрешность результатов с экспериментальными данными. Однако такие расчёты являются наиболее трудоёмкими и ресурсозатратными (Темис Ю.М., Fatu A., Arghir M. и др.). Среди рассмотренных расчётных моделей подшипников разных поколений большое внимание уделено подшипникам с перекрывающимися лепестками и гофрированными лентами, используемыми в качестве элементов вторичной жесткости. Однако обзор показал, что радиальные ЛПП с пружинами Босли остаются малоизученными.

Проведен обзор существующих подходов к исследованию ЛПП, рассмотрены примеры экспериментального определения зависимостей статической и динамической грузоподъёмностей, коэффициентов жесткости и демпфирования, роторной динамики в газодинамических опорах, влияния несоосности на работоспособность ЛПП, исследований износостойкости антифрикционных покрытий и т.д. Многочисленные научные исследования показывают, что для создания нового метода расчета характеристик ЛПП необходим комплексный подход, включающий в себя экспериментальные и расчетно-теоретические исследования (Лучин Г.А., Пешти Ю.В., DellaCorte C., Howard S.A. и др.).

На основе анализа научно-технической литературы сформулированы цель и задачи исследования.

Вторая глава посвящена разработке нового комбинированного метода расчета ЛПП с пружинами Босли применительно к опорам турбокомпрессора генератора.

Для создания работоспособного ЛПП необходимо учитывать прогиб упругой системы, состоящей из комплектов пластин, включающих в себя антифрикционные лепестки и лепестки вторичной жесткости, под весом ротора в статике и уровень

пружинного натяга. Для описания работы ЛГП при неподвижном роторе была создана математическая модель, позволяющая определить прогиб упругой системы, положение центра вала, жесткость опоры, значение относительной величины пружинного натяга, необходимый крутящий момент привода. Расчётная схема ЛГП при неподвижном роторе представлена на Рис. 3.

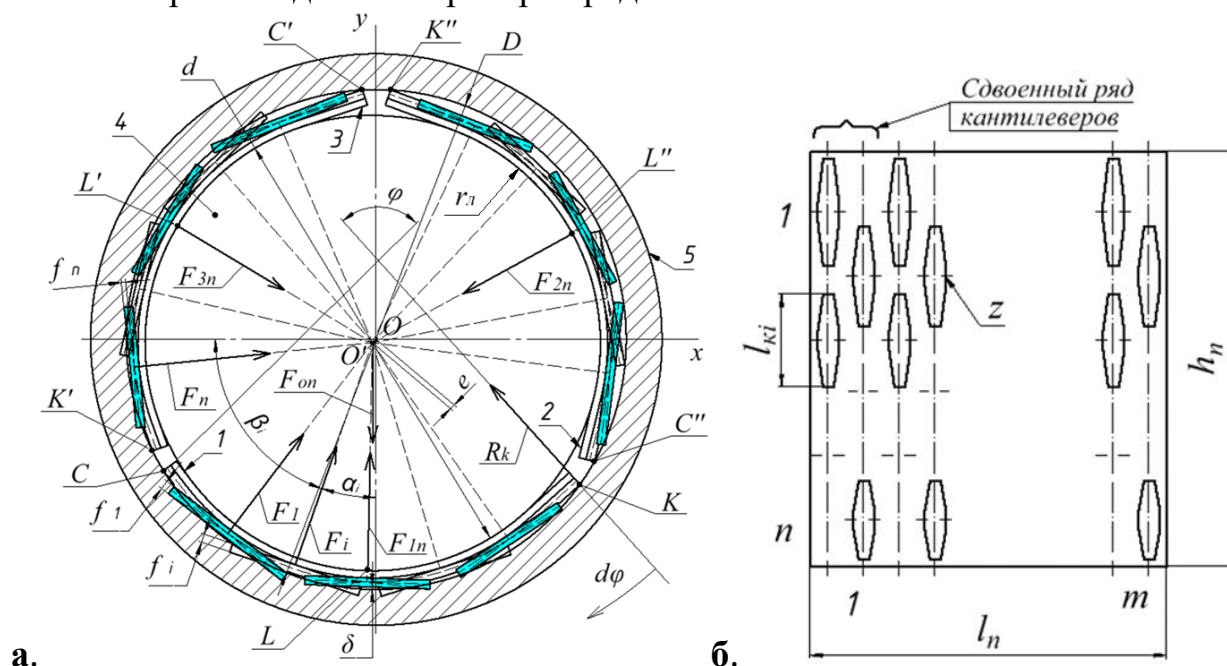


Рис. 3. **а** – Расчётная схема ЛГП при неподвижном роторе (поперечное сечение ЛГП с валом): 1-3 – комплекты из верхних антифрикционных лепестков толщиной h_1 и нижних лепестков вторичной жесткости с кантилеверами толщиной h_2 , 4 – цапфа ротора турбокомпрессора, 5 – обойма подшипника, D – диаметр опорной поверхности, r_d – радиус лепестка, φ – угловая протяженность лепестка, f_i – значение прогиба кантилевера, C, C', C'' – фиксированные ребра лепестков, K, K', K'' – подвижные ребра лепестков, L, L', L'' – точки, через которые происходит контакт лепестков с ротором, F_i – сила упругости возникающие от прогиба f_i кантилевера, δ – прогиб комплектов пластин до опорной поверхности подшипника на угле φ , F_{in} – сила упругости от прогиба f_{in} антифрикционной пластины, α_i, β_i – углы от силы F_i до осей Oy и Ox , e – эксцентриситет, F_{on} – нагрузка, действующая на опору, R_k – реакция лепестка в точке K . **б** – Схематичное изображение лепестка вторичной жесткости с паттерном кантилеверов: h_n – ширина лепестка, l_n – длина лепестка, $1...n$ – количество кантилеверов по ширине лепестка, $1...m$ – количество сдвоенных рядов кантилеверов по длине лепестка, z – место крепления кантилевера к матрице лепестка, l_{ki} – длина кантилевера.

В математической модели, наряду с допущениями линейной теории упругости, принимаются следующие основные допущения:

- учитываются силы упругости антифрикционных лепестков и кантилеверов, ввиду малой жесткости матрицы лепестка вторичной жесткости;
- основное значение имеют только изгибные перемещения лепестков;

- перемещения лепестков являются малыми по сравнению с их размерами;
- при расчёте прогиба упругой системы, состоящий из лепестков, учитывается часть воспринимаемой опорой нагрузки, равной F_{on}/m , приходящейся на центральный сдвоенный ряд кантилеверов (балок) шириной l_n/m (Рис. 3, б);
- кантилеверы представляют собой отдельно закреплённые балки, прогибы f_i и жесткость k_i которых определяются при задании эксцентриситета e и учитываются выходом их нижних ребер за опорную поверхность подшипника D ;
- задействованные в работе кантилеверы не изменяют своей рабочей длины l_{ki} при их прогибе;
- толщина антифрикционного покрытия учитывается в толщине лепестка h_1 .

В математической модели принимаются следующие граничные условия:

- учет силы тяжести при расчете прогибов упругих элементов;
- максимально возможный прогиб комплектов пластин δ_{max} на угле φ до опорной поверхности D принимается исходя из исходного положения системы, при соосном положении обоймы подшипника и цапфы ротора турбокомпрессора, установленного в комплекты лепестков;
- паттерн кантилеверов;
- размеры опоры, вала и упругих элементов: $D, d, l_n, h_n, h_1, h_2, l_{ki}, h_{ki}, b_{ki}$;
- механические свойства материалов лепестков;
- толщина и коэффициент трения антифрикционного покрытия μ_{an} .

Для описания характеристик подшипника при неподвижном роторе используются следующие уравнения:

- система уравнений для определения равновесного положения ротора:

$$\begin{cases} e = f(F_{on}) \\ \sum F_{OY} = F_{on}, \sum F_{OX} = 0 \\ F_i = k_i \cdot f_i, F_{in} = k_{in} \cdot f_{in} \\ W_n = f(e) \end{cases} \quad (1)$$

- расчёт величины относительного давления (пружинного натяга):

$$P_y = \left(\sum_{i=1}^3 \left(\sum_{i=1}^n F_i \right) + \sum_{i=1}^3 F_{in} \right) / S_{on} = \left(\sum_{i=1}^3 \left(\sum_{i=1}^n F_i \right) + \sum_{i=1}^3 F_{in} \right) / (\pi \cdot d \cdot l_n), \quad (2)$$

где S_{on} – полная поверхность цапфы ротора ТК, обхватываемая лепестками;

- условие работоспособности антифрикционного покрытия: $P_y < P_\delta$,

где P_δ – допустимый уровень пружинного натяга;

- определение необходимого крутящего момента привода ротора турбокомпрессора: $M_{кр} > M_{mp}$;

- уравнение для определения возникающего момента трения:

$$M_{mp} = \mu_{an} \cdot \left(\sum_{i=1}^3 \left(\sum_{i=1}^n F_i \right) + \sum_{i=1}^3 F_{ni} \right) \cdot \frac{d}{2}, \quad (3)$$

где μ_{an} – коэффициент трения антифрикционного покрытия.

Для описания работы ЛГП при вращающемся роторе была создана упрощенная математическая модель, позволяющая производить расчёт газовой динамики смазочного слоя с последующей оценкой НДС упругих элементов ЛГП, расчётная модель которой представлена на Рис. 4.

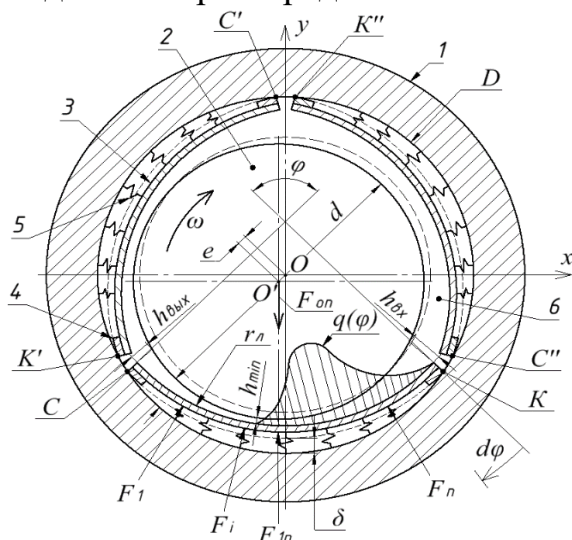


Рис. 4. Расчётная схема ЛГП при вращающемся роторе:

- 1 – обойма подшипника,
- 2 – цапфа ротора турбокомпрессора,
- 3 – антифрикционный лепесток толщиной h_1 , 4 – матрица лепестка вторичной жесткости толщиной h_2 ,
- 5 – эквивалентная пружина,
- 6 – газовая область, δ – прогиб лепестка до опорной поверхности подшипника на угле φ , $q(\varphi)$ – распределённая нагрузка по лепестку от газовых сил по углу φ .

В математической модели принимаются следующие основные допущения при моделировании газовой динамики:

- рабочий процесс изотермический и установившийся;
- модель течения газа ламинарная, что подтверждается значениями чисел Re и Ta .

В математической модели принимаются следующие основные граничные условия:

- давление невозмущённой среды P_{nc} ;
- температура газа T , динамическая вязкость μ ;
- скорости граничных слоев рабочего тела равны окружной скорости поверхности цапфы ротора ТК $U = \omega \cdot r$ с одной стороны и 0 м/с со стороны неподвижных поверхностей лепестков;
- при $h_{min} \leq 4 \text{ мкм}$ рассчитывается случай подшипника бесконечной длины, при $h_{min} > 4 \text{ мкм}$ – подшипник конечной длины с протяженностью смазочного слоя L , и с торцевыми стенками, сообщаемыми с давлением P_{nc} .

Для описания процесса течения рабочего газа в расчётной области используется система уравнений:

- уравнение Навье-Стокса: $\mu \cdot \nabla^2 \vec{V} = \nabla p$
- уравнение неразрывности: $\nabla \cdot \vec{V} = 0$
- уравнение состояния идеального газа: $p \cdot V = \frac{m}{M} \cdot R_g \cdot T$

На Рис. 5 показан комбинированный метод расчета характеристик ЛГП турбокомпрессора, представленный в виде алгоритмов, заключающих в себе созданные математические модели.

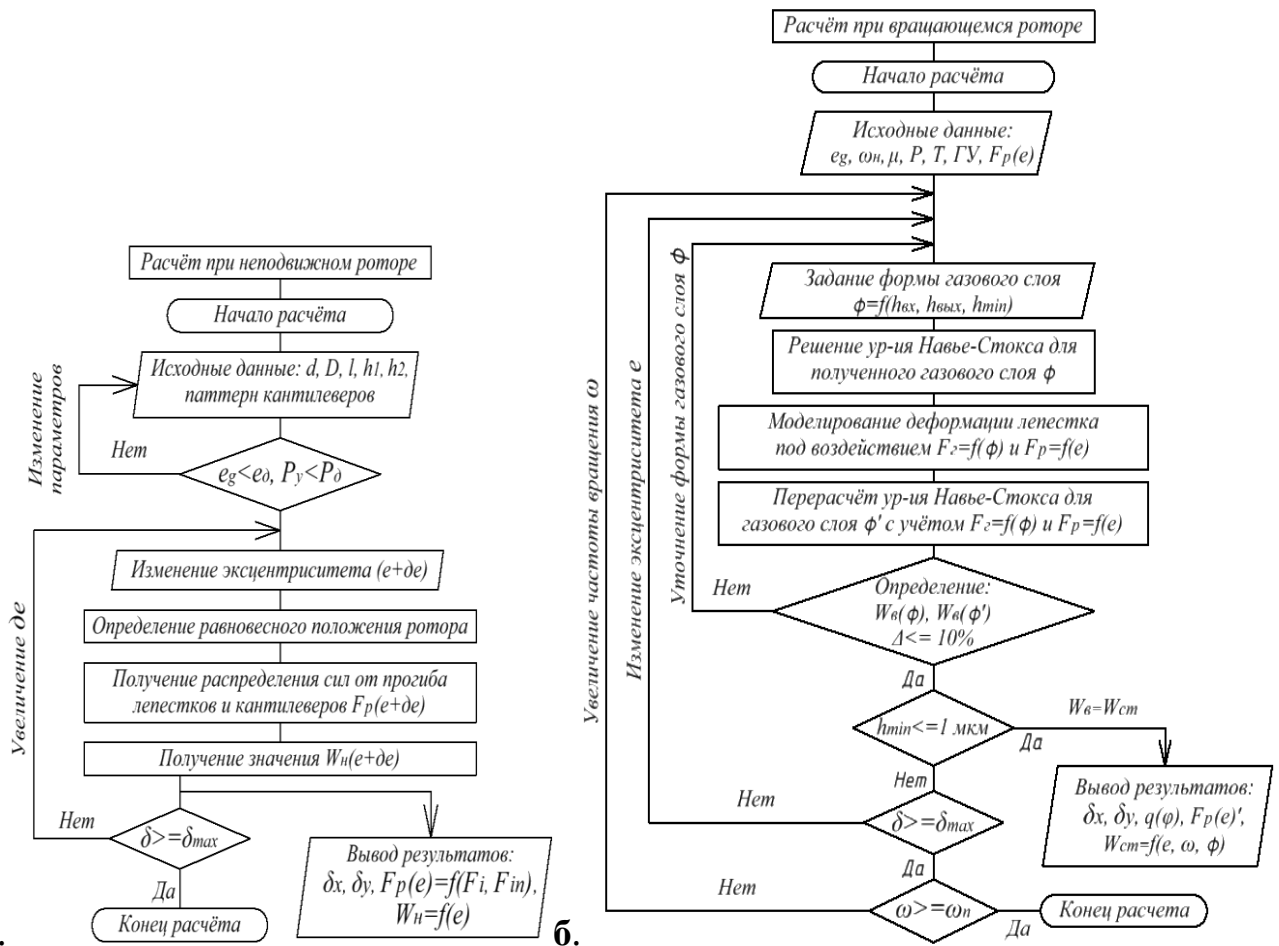


Рис. 5. **а** – Алгоритм расчета радиального ЛПП при неподвижном роторе: e_g – начальный эксцентриситет под действием силы тяжести, e_d – допустимый эксцентриситет, δe – величина приращения, $F_p(e)$ – распределение сил по цапфе ротора ТК со стороны упругих элементов, δ_x, δ_y – деформация лепестка по оси Ox и Oy , W_n – грузоподъёмность ЛПП при неподвижном роторе.

б – Алгоритм расчета радиального ЛПП при вращающемся роторе: ω_n – начальная угловая скорость цапфы ротора, ω_n – предельная угловая скорость цапфы ротора, ϕ – функция формы газового слоя, ϕ' – уточнённая функция формы газового слоя, $F_z(\phi)$ – распределение газовых сил в зазоре, $W_g(\phi)$ – грузоподъёмность газового слоя, $W_g(\phi')$ – грузоподъёмность уточнённого газового слоя, W_{cm} – статическая (предельная) грузоподъёмность ЛПП, Δ – процентная разница между $W_g(\phi)$ и $W_g(\phi')$, $F_p(e)'$ – уточненное распределение сил со стороны упругих элементов с учётом давления газового слоя.

Созданный комбинированный метод расчета характеристик ЛПП представляет собой совокупность последовательных расчётов при неподвижном и вращающемся роторе, и позволяет определить значения прогибов упругих элементов ЛПП, распределение газовых сил в зазоре и сил со стороны упругих элементов с учётом давления газового слоя, грузоподъёмность ЛПП при неподвижном роторе, а также грузоподъёмность опоры во всем диапазоне рабочих частот турбокомпрессорной установки.

Третья глава посвящена расчётным исследованиям и реализации разработанного комбинированного метода расчета характеристик ЛГП.

На первом этапе была подтверждена ламинарность течения газа в зазорах лепестковых газодинамических подшипников турбокомпрессоров с помощью расчетов газодинамических процессов смазочного слоя в эквивалентных им конфузورных зазорах и критериальных зависимостей чисел Тейлора и Рейнольдса.

На втором этапе была выполнена оценка влияния граничных условий на результаты расчетов численными методами для клинообразных зазоров эквивалентных зазорам ЛГП ТК с параметром $\lambda = 1,47$. При этом рассматривалось два типа граничных условий: для бесконечных эксцентричных цилиндров и эксцентричных цилиндров с торцевыми стенками, сообщающихся с окружающей средой. Исследования показали, что разница между значениями грузоподъемности газового слоя при рассматриваемых граничных условиях становится меньше 15% при $h_{\min} \leq 4$ мкм, что позволяет использовать граничные условия для бесконечного цилиндра для получения расчётных значений максимальной грузоподъемности, при которых значения $h_{\min}$ малы. При этом для больших значений минимальной толщины газовой смазки целесообразнее использования граничных условия для цилиндра конечной длины для получения более точных значений грузоподъемности газового слоя.

На третьем этапе была проведена реализация метода расчёта ЛГП с элементами вторичной жёсткости с использованием разработанных математических моделей, принятых допущений и граничных условий, обоснованных во второй главе и подтверждённых на предыдущих этапах исследования. В результате были получены значения предельной грузоподъемности для исследуемой конструкции радиального ЛГП в диапазоне частот 20000-60000 об/мин и проведена оценка прогибов упругих элементов подшипника турбокомпрессора (Рис. 6).

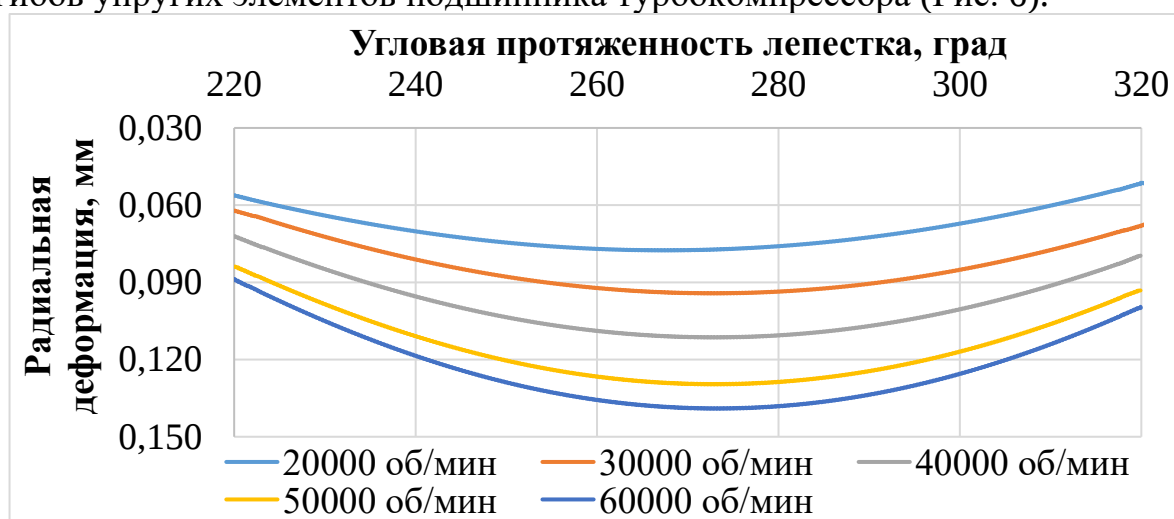


Рис. 6. Деформация нижнего лепестка для случаев предельной грузоподъемности при частотах вращения от 20000-60000 об/мин.

На четвертом этапе был выполнен поиск наиболее грузоподъемной формы конфузорного канала, при этом рассматривались каналы с одинаковыми параметрами h_{gx} , h_{gblx} , $h_{\min}$, результаты численных исследований показаны на Рис. 7.

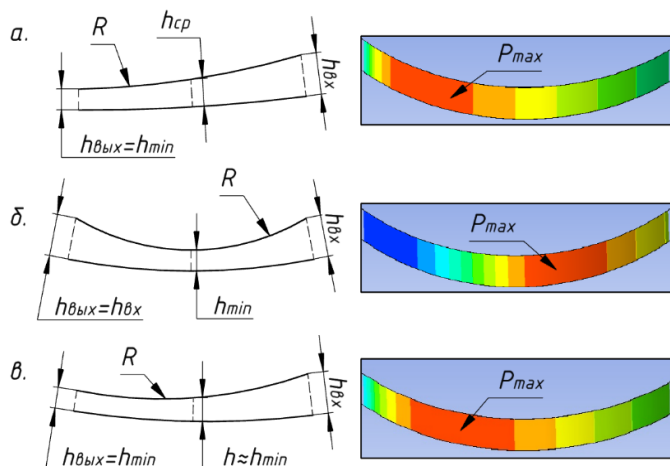


Рис. 7. Оценка грузоподъёмности зазоров:

а – равномерно сужающийся канал, б – канал с минимальной толщиной в центральном сечении, в – сужающийся канал с поджатием,
 R – радиус цапфы ротора ТК,
 P_{max} – область с максимальным давлением.

Выполненные расчеты позволили выявить, что поджатие зазора (Рис.7, в) позволяет получить на 30% большее значение статической грузоподъёмности по сравнению с другими формами за счёт более широкой зоны с повышенным давлением. Полученные результаты можно использовать при подборе эквивалентных пружин под сформированный зазор и проектировании паттерна кантилеверов лепестка вторичной жесткости.

В четвертой главе приведены результаты экспериментальных исследований ЛГП при неподвижном и вращающемся роторе согласно разработанной методике испытаний с целью верификации разработанного комбинированного метода расчета. Вначале были проведены испытания при неподвижном роторе, экспериментальный стенд и сравнение результатов с расчетными данными представлены на Рис. 8.

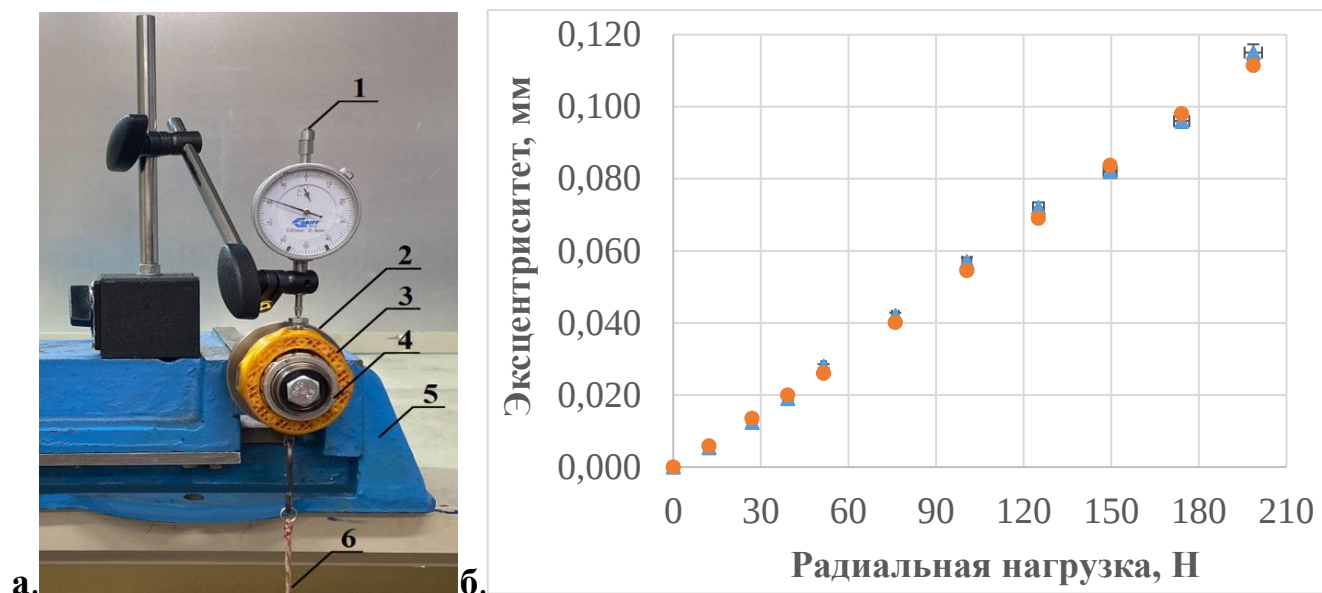


Рис. 8. а – Стенд для нагружения ЛГП при неподвижном роторе:

1 – индикатор часового типа с магнитной стойкой, 2 – ротор, 3 – фиксатор, 4 – обойма подшипника, 5 – станочные тиски, 6 – радиальная нагрузка.

б – Экспериментальная и теоретическая зависимости эксцентриситета ЛГП от радиальной нагрузки (с учётом массы фиксатора и обоймы 0,25 кг):

▲ – экспериментальные точки, ● – расчётные точки.

В результате проведённых исследований была получена зависимость деформации упругих элементов системы (эксцентриситета) от радиальной нагрузки. Радиальная нагрузка представляет собой грузоподъёмность ЛГП при неподвижном роторе, за предельное значение которой принимается максимально возможный свободный ход комплектов пластин данной конструкции до опорной поверхности обоймы ЛГП равный 0,18 мм. По полученным результатам, максимальное расхождение расчетной и экспериментальной величин прогиба упругих элементов ЛГП при неподвижном роторе составило менее 10%.

Для определения характеристик ЛГП при вращающемся роторе были проведены экспериментальные исследования на спроектированном подшипниковом стенде (Рис. 9) согласно разработанной методике испытаний.

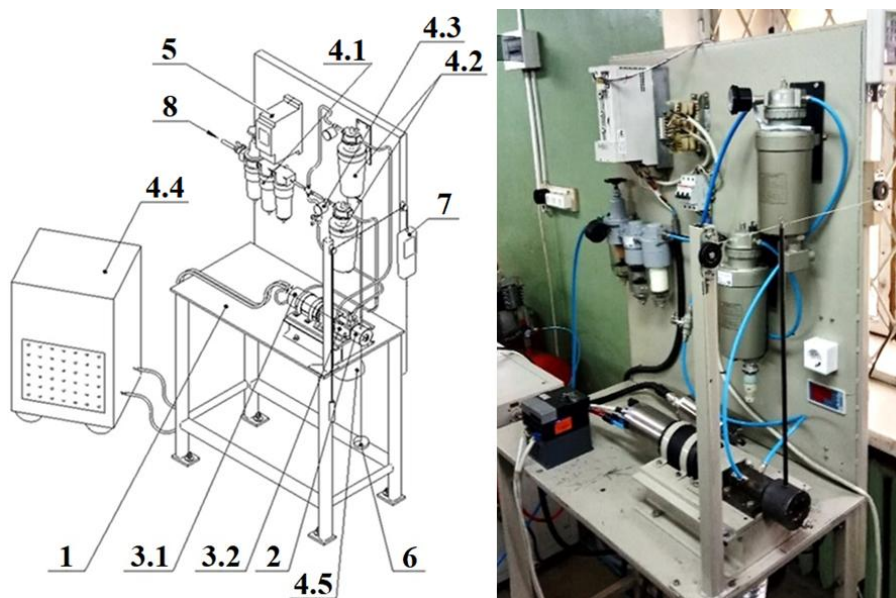


Рис. 9. Общий вид и основные элементы подшипникового стенда: 1 – рама стенда, 2 – испытуемый подшипник, 3 – испытательная установка (3.1 – электропривод, 3.2 – трансмиссия), 4 – система смазки и охлаждения электропривода и трансмиссии (4.1 – блок воздухоподготовки, 4.2 – генераторы масляного тумана привода и трансмиссии, 4.3 – клапан подачи воздуха на охлаждение трансмиссии, 4.4 – теплообменник охлаждающей жидкости, 4.5 – выхлопной патрубок воздушно-масляной смеси), 5 – частотный преобразователь электропривода, 6 – радиальная нагрузка, 7 – динамометр, 8 – воздух под давлением 3...5 бар.

В результате экспериментальных исследований были определены:

- зависимость статической (предельной) грузоподъёмности ЛГП от частоты вращения вала подшипникового стенда при стандартных условиях;
- зависимость значений газодинамических моментов трения от радиальной нагрузки при различных частотах вращения вала подшипникового стенда;
- зависимость мощности, затрачиваемой на газодинамическое трение, от радиальной нагрузки при определённой частоте вращения вала.

Сравнение значений предельной грузоподъёмности ЛГП турбокомпрессора с пружинами Босли, полученных экспериментально и численно, представлено на Рис. 10.

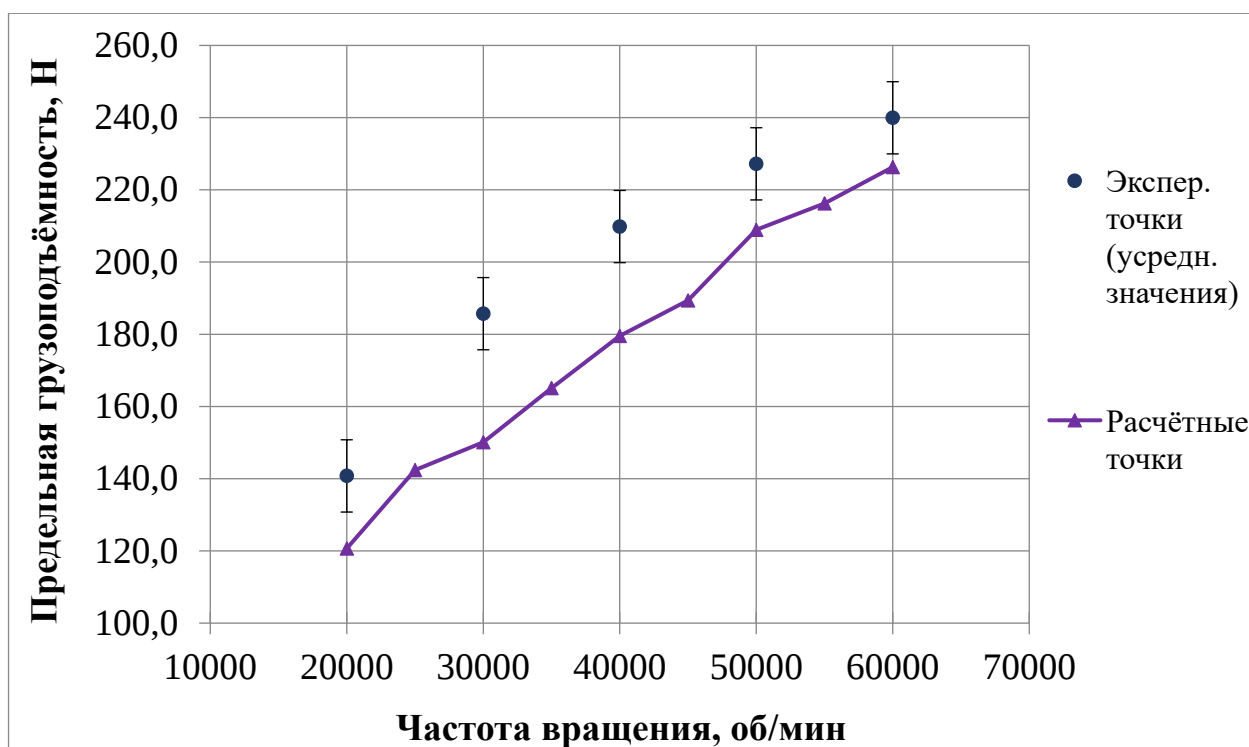


Рис. 10. Расчетная и экспериментальная зависимости предельной грузоподъёмности ЛГП ТК от частоты вращения вала подшипникового стэнда.

Зависимости газодинамического момента трения и затрачиваемой на это мощности от радиальной нагрузки при определенной частоте вращения вала подшипникового стэнда показаны на Рис. 11-12.

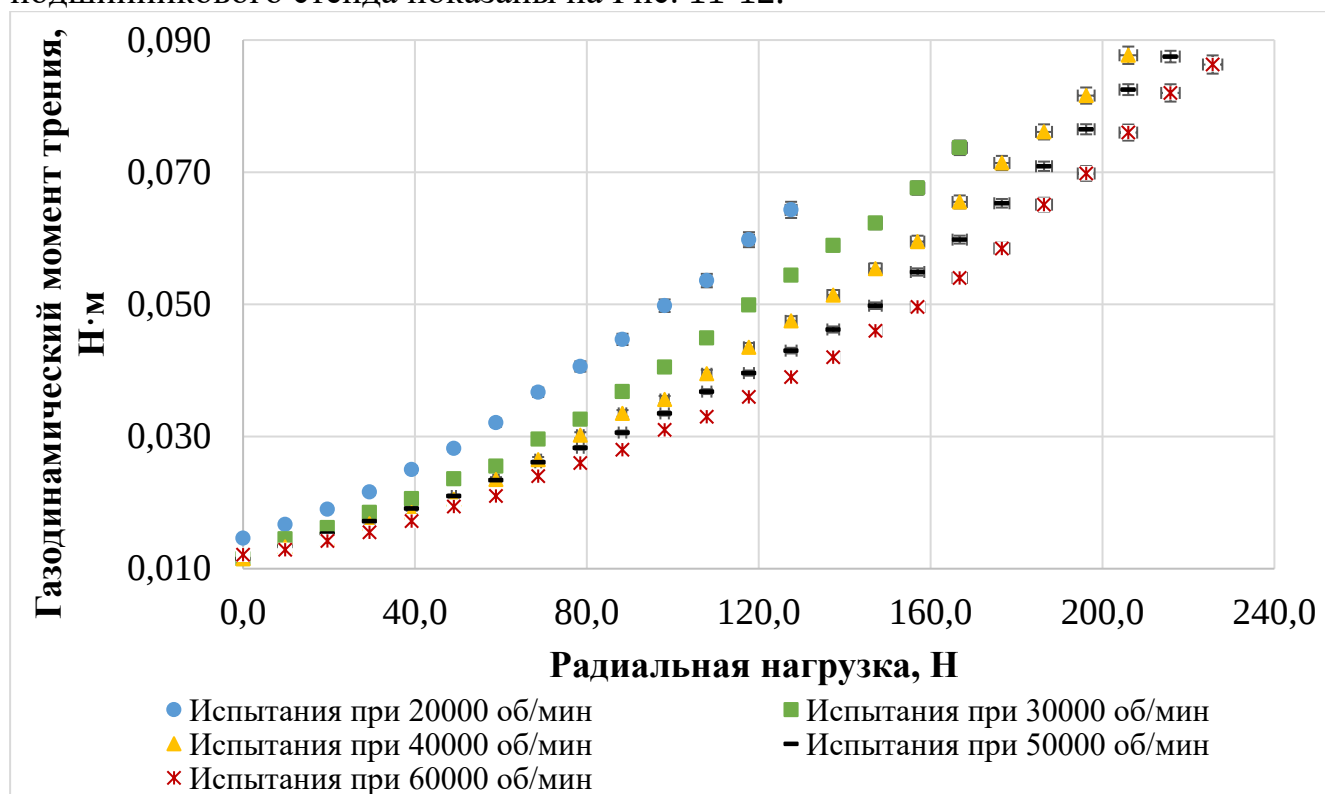


Рис. 11. Зависимость газодинамического момента трения от радиальной нагрузки при определенной частоте вращения вала подшипникового стэнда.

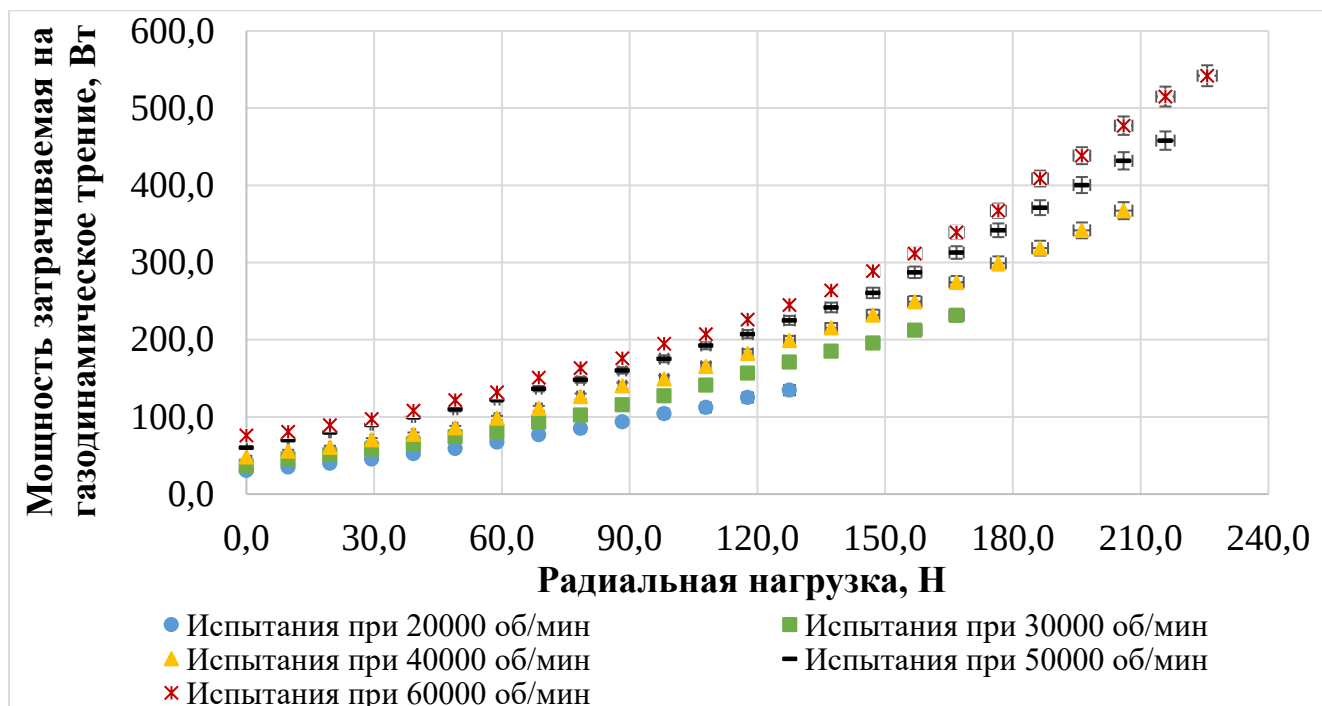


Рис. 12. Зависимость мощности, затрачиваемой на газодинамическое трение, от радиальной нагрузки при определённой частоте вращения вала стенда.

В результате анализа экспериментальных данных были получены следующие закономерности для радиального ЛГП турбокомпрессора:

- с ростом оборотов ротора грузоподъёмность ЛГП возрастала, что согласуется с теорией газовой смазки, т.к. грузоподъёмность зависит окружной скорости вала и среднего зазора в подшипнике ($W_{\epsilon} \sim \frac{v_{окр}}{h_0^2}$);

- процесс нагружения всегда сопровождался ростом газодинамического момента трения подшипника и мощностью, затрачиваемой на газодинамическое трение ($N_{\epsilon\partial} \sim M_{\epsilon\partial}$);

- температура обоймы подшипника возрастала с увеличением радиальной нагрузки, максимальная полученная температура не превышала значения 100 °С при достижении предельной грузоподъёмности ЛГП.

Сопоставление результатов расчетно-теоретических исследований и экспериментальных данных испытаний ЛГП турбокомпрессора при вращающемся роторе позволили сделать выводы о корректности метода расчета и методики испытаний ЛГП с элементами вторичной жесткости. Разница в полученных результатах составляет менее 20%.

Результаты, полученные в ходе экспериментальных и расчетно-теоретических исследований, позволили сформировать рекомендации при эксплуатации, проектировании и моделировании рабочих процессов ЛГП с параметрами относительной длины $\lambda = 0,5...2$ в качестве газодинамических опор лёгких роторов турбокомпрессоров $M_p < 20$ кг.

Результаты диссертационной работы были внедрены на предприятии ПАО «НПО «Алмаз» (г. Москва) при разработке газотурбинного энергогенерирующего модуля малой мощности на базе турбокомпрессора.

Общие выводы и заключение

В результате разработки комбинированного метода расчета и экспериментального исследования характеристик радиальных лепестковых газодинамических подшипников с элементами вторичной жесткости для лёгких роторов высокооборотных турбокомпрессоров были получены следующие результаты:

1. Разработан комбинированный метод расчета характеристик ЛГП с пружинами Босли, позволяющий учитывать влияние газодинамических процессов и упругих сил на грузоподъемность смазочного слоя и получать конструкции опор, работающих в газодинамическом режиме трения в требуемом диапазоне частот вращения турбокомпрессора. В составе метода:

- математическая модель рабочих процессов ЛГП при неподвижном роторе, позволяющая провести оценку упругих свойств подшипника на начальных этапах исследования при минимальных затратах ресурсов;

- математическая модель рабочих процессов ЛГП при вращающемся роторе, реализация которой включает в себя численное моделирование газодинамики смазочного слоя и позволяет провести оценку НДС конструкции.

2. Созданы методика проведения эксперимента, экспериментальные стенды и проведены экспериментальные исследования рабочих процессов в ЛГП турбокомпрессора. Экспериментальные исследования позволили определить измеряемые напрямую величины предельной грузоподъемности ЛГП при неподвижном и вращающемся роторе, а также косвенно измеряемые величины газодинамического момента трения и затрачиваемой на это мощности, полученных для фиксированных значений радиальной нагрузки и частоты вращения ротора. Максимальные полученные относительные погрешности для экспериментальных значений предельной грузоподъемности составили не более 6%, относительные погрешности для момента трения и затрачиваемой мощности – не более 10%.

3. Проведена верификация комбинированного метода расчета характеристик ЛГП с элементами вторичной жесткости на основании проведенных экспериментов при неподвижном и вращающемся роторе. Максимальное расхождение расчетной и экспериментальной величин прогиба упругих элементов ЛГП при неподвижном роторе составило 8,1%, максимальное расхождение расчетной и экспериментальной зависимостей грузоподъемности подшипника от радиальной нагрузки – 19,2%. Полученные результаты позволяют сделать вывод о корректности и применимости разработанного комбинированного метода для расчета характеристик газодинамических опор лёгких роторов высокооборотных турбокомпрессоров.

4. Разработаны рекомендации по проектированию ЛГП с повышенной грузоподъемностью для опор лёгких роторов высокооборотных турбомашин на базе центробежного компрессора.

5. Результаты работы применены при создании высокоэффективного газотурбинного электрогенерирующего модуля для перспективных систем энергоснабжения РЭС и РЛК ПАО «НПО «Алмаз», что подтверждено актом о внедрении.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах

Публикации в изданиях, рецензируемых ВАК РФ:

1. Модернизация компрессорного оборудования, работающего при нерасчетных режимах, путем внедрения турбогенераторной установки в байпасную линию / В.В. Волков-Музылев [и др.] // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2019. № 1. С. 48–57. (1 п.л./0,6 п.л.)
2. Волков-Музылев В.В. Влияние угла установки обоймы лепесткового газодинамического подшипника на его работоспособность // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2023. № 10. С. 64–70. (0,75 п.л.).
3. Волков-Музылев В.В. Оценка влияния граничных условий на величину расчетной грузоподъемности радиальных лепестковых газодинамических подшипников турбокомпрессоров // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2024. № 7. С. 81–87. (0,75 п.л.).

Публикации в других изданиях:

4. Волков-Музылев В.В., Борисов Ю.А., Калашников Д.А. Исследование характеристик течения Куэтта-Тейлора в современных газодинамических подшипниках // Научноград Наука Производство Общество. 2017. №2(12). С. 63-65. (0,25 п.л./0,15 п.л.).
5. Volkov-Muzylev, V.V., Borisov, Y.A., Beschastnykh, V.N. Development of a simplified mathematical model for a foil gas bearing operation // Journal of Physics: Conference Series. 2020. Vol. 1675(1). № 012070. P. 7. (0,87 п.л./0,5 п.л.).
6. Experimental research of a gas foil journal bearing's performance ability for A high-temperature application / V.V. Volkov-Muzylev [et al.] // Advances in the Astronautical Sciences. 2021. Vol. 174. P. 281–292. (0,94 п.л./0,5 п.л.).
7. Determination of the Maximum Load Capacity of a Gas Foil Journal Bearing / V.V. Volkov-Muzylev [et al.] // Chemical and Petroleum Engineering. 2021. Vol. 57(3). P. 665-671. (0,75 п.л./0,4 п.л.).
8. Волков-Музылев В.В., Борисов Ю.А., Бесчастных В.Н. Экспериментальное исследование работоспособности антифрикционного покрытия «Modengy 1006» для лепестковых газодинамических подшипников микрогазотурбинных установок // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2022. № 7. С. 37-40. (0,46 п.л./0,2 п.л.).