На правах рукописи

Бондаренко Максим Эдуардович

ГРУЗОПОДЪЁМНОСТЬ, ЖЁСТКОСТЬ И ДЕМПФИРОВАНИЕ КОМБИНИРОВАННОЙ ОПОРЫ С ИЗМЕНЯЕМЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Специальность
05.02.02 Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Орёл – 2020

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева» на кафедре «Мехатроника, механика и робототехника», г. Орёл.

Научный руководитель: **Поляков Роман Николаевич**
доктор технических наук, доцент

Официальные оппоненты: **Мукутадзе Мурман Александрович**
доктор технических наук, доцент,
профессор кафедры «Высшая математика»
ФГБОУ ВО «Ростовского государственного
университета путей сообщения», г. Ростов-на-Дону

Демьяненко Юрий Васильевич
доктор технических наук,
главный специалист по агрегатам подачи
АО «Конструкторское бюро химавтоматики»,
г. Воронеж

Ведущая организация: ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (Национальный исследовательский университет)» (г. Челябинск)

Защита состоится «30» октября 2020 года в 10:00 на заседании диссертационного совета Д 212.058.06 при Донском государственном техническом университете: 344003, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1, ауд. 1-252.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО ДГТУ и на сайте donstu.ru

Автореферат разослан «___» февраля 2020 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета Д 212.058.06,
д.т.н., профессор А.Т. Рыбак

Общая характеристика работы

Актуальность темы исследования. Машины, осуществляющие свой рабочий процесс за счет вращательного движения, находят широкое применение в различных областях и объектах машиностроения. Тенденция увеличения мощностей и частот вращения, приводит к росту воспринимаемых нагрузок и повышению виброактивности роторно-опорных узлов. Таким образом, работоспособность всего агрегата в целом зависит от работоспособности его роторно-опорного узла.

Когда ни один из традиционных видов опор не отвечает предъявляемым требования, одним из решений является совмещение подшипника качения и подшипника скольжения в едином узле, что сохраняет достоинства и взаимоисключает недостатки каждого из вида опор путём синергетического эффекта. Такой вид опор получил название – комбинированные опоры. Внедрение в состав комбинированной опоры различных управляющих элементов позволяет повысить характеристики комбинированной опоры путём возможного изменения грузоподъёмности и динамических характеристик опоры в процессе её работы.

Комбинированные опоры исследовались в работах зарубежных (W. Anderson, D. Flemming, R. Parker, N. Hannum, C. Nielson, M. Butner, T. Harris, M. Harnoy, S. Bekinal, K. Feng, S. Jeong, D. Lu) и отечественных (М.Г. Ханович, Л.В. Горюнов, В.Н. Понькин, С.В. Пинегин, Д.О. Базлов, Р.Н. Поляков) авторов.

Анализ работ, посвящённых комбинированным опорам, позволяет выявить тенденцию повышения публикационной активности и все большему появлению новых конструкций комбинированных опор, однако в большинстве конструкций отсутствует возможность управления её динамическими характеристиками. Таким образом, изучение динамических характеристик комбинированных опор с активным управлением, которые представляют собой совмещённые в едином узле подшипник качения, подшипник скольжения и электромагнитные актуаторы является актуальной научной и практической задачей.

Объектом исследования является комбинированная опора с изменяемыми характеристиками, в состав которой входят подшипник качения, подшипник скольжения, выполненный в виде многолепесткового газодинамического подшипника и электромагнитный актуатор.

Предметом исследования являются грузоподъёмность и динамические характеристики комбинированной опоры с изменяемыми характеристиками.

Целью исследования является совершенствование опор роторов путем совмещения подшипника качения, подшипника скольжения и электромагнитных актуаторов.

Достижение цели обеспечено решением **следующих задач**:

1) Провести информационный поиск отечественной и зарубежной научной литературы по тематике исследования, а также провести патентный поиск в области комбинированных опор роторов.

2) Разработать математическую модель расчёта грузоподъёмности и динамических характеристик комбинированной опоры с активным управлением с учётом геометрических и управляющих параметров.

3) Разработать программное обеспечение расчёта грузоподъёмности и динамических характеристик комбинированной опоры с активным управлением с учётом геометрических и управляющих параметров.

4) Провести комплекс вычислительных экспериментов по оценке влияния геометрических и управляющих параметров на грузоподъёмность, жесткость и демпфирование комбинированной опоры с изменяемыми характеристиками.

5) Провести экспериментальные исследования для проверки работоспособности комбинированной опоры с активным управлением, проверки адекватности разработанной математической модели реальным процессам, происходящим в роторной машине, и выявления новых эффектов, не учтённым ранее в математической модели.

Теоретическая база и методы исследования.

Математическая модель подшипника качения основывалась на решении контактной задачи теории упругости. Расчёт деформации лепестка основан на уравнениях теории упругости для тонких пластин. Математическая модель электромагнитного актуатора основана на теоретических основах электротехники. Характеристики подшипника скольжения определялись на основе нахождения поля давления, расчёт которого основывался на положениях гидродинамической теории смазки с использованием уравнения Рейнольдса, которое решалось методом конечных элементов. Исследование динамических характеристик основывалось на предположении, что вал с прикрепленными деталями и опорами представляет собой единую динамическую систему.

Планирование экспериментальных исследований осуществлялось в соответствии с теорией инженерного эксперимента. Испытательный стенд спроектирован, изготовлен и смонтирован в лаборатории кафедры мехатроники, механики и робототехники ОГУ имении И.С. Тургенева. При проведении экспериментальных исследований применялось современное программное обеспечение и оборудование фирм «National Instruments», «Bruel&Kjaer», «ГлобалТест».

Научная новизна диссертационной работы состоит в том, что:

1) разработана математическая модель комбинированной опоры с изменяемыми характеристиками, позволяющая рассчитывать грузоподъёмность, коэффициенты жёсткости и демпфирования, особенность которой состоит в совместном решении уравнений теории упругости, гидродинамической теории смазки и теоретических основ электротехники;

2) выявлены закономерности влияния электромагнитного актуатора на динамические характеристики комбинированной опоры;

3) разработаны алгоритмы управления динамическими характеристиками для обеспечения повышенной виброустойчивости ротора при переходе через резонансные режимы;

4) выявлены зависимости грузоподъёмности комбинированной опоры от геометрических и рабочих параметров опоры;

5) научно обоснованы рекомендации по проектированию комбинированных опор с активным управлением, основанные на обеспечении требований достаточной грузоподъёмности и выполнении критерия виброустойчивости.

Основные положения, выносимые на защиту:

1) правила сопряжения уравнений теории упругости, гидродинамической теории смазки и теории электромагнитного поля при определении динамических характеристик комбинированной опоры;

2) последовательность изменения динамических характеристик комбинированной опоры на резонансных режимах ротора для обеспечения повышенной виброустойчивости;

3) научно обоснованная инженерная методика проектирования комбинированной опоры с электромагнитным актуатором с целью обеспечения требуемой грузоподъёмности и повышенной виброустойчивости;

4) закономерности, отражающие взаимовлияние геометрических и рабочих параметров элементов комбинированной опоры на грузоподъёмность и динамические характеристики.

Достоверность полученных результатов обеспечивается правильной постановкой и формализацией задач исследования, обоснованностью используемых теоретических зависимостей, принятых допущений и ограничений, использованием проверенных и эффективных математических методов решения и анализа. Это подтверждается качественным и количественным согласием результатов теоретических исследований с экспериментальными данными, полученными самим автором на разработанных экспериментальных стендах с использованием поверенной информационно-измерительной аппаратуры, а также положительным опытом внедрения результатов диссертации в промышленности и в учебном процессе.

Теоретическая и практическая значимость работы заключается в том, что разработанные математическая модель, алгоритм и программа расчёта комбинированной опоры с изменяемыми характеристиками позволяет определить её грузоподъёмность и динамические характеристики с учетом геометрических и рабочих параметров опоры. Разработанная конструкция комбинированной опоры позволяет повысить виброустойчивость опорных узлов за счет более эффективного разделения функций подшипников и возможности управления динамическими характеристиками опоры посредством электромагнитно актуатора. Результаты работы внедрены и используются при проектировании опорных узлов повышенной работоспособности на ООО «НПП Сириус», г. Воронеж.

Соответствие диссертации паспорту научной специальности

Диссертационная работа соответствует паспорту научной специальности 05.02.02 «Машиноведение, системы приводов и детали машин» в следующих областях исследования:

− пункту 2 «Теория и методы проектирования машин…»;

− пункту 5 «Повышение точности и достоверности расчетов…»;

– пункту 7 «Системы автоматизированного проектирования…».

Личный вклад соискателя заключается в самостоятельной разработке обобщённой математической модели комбинированной опоры и правил сопряжения междисциплинарных уравнений, программной реализации разработанных математических моделей, проведении численных и экспериментальных исследований, формировании выводов и инженерной методики проектирования комбинированной опоры с электромагнитным актуатором. В статьях, написанных в соавторстве, вклад соискателя состо-

ит в выполнении расчётов, разработке планов и проведении физических экспериментов, обработке результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Апробация работы. Научные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обсуждались на международных (МНТК) и всероссийских (РНТК) научно-технических конференциях, конгрессах и семинарах: II МНТК «Динамика и виброакустика машин» (Самара, 2014), Научно-методическом семинаре «Моделирование гидромеханических систем» (г. Орёл, 2014 г.), Международной научно-практической конференции «Инженерные и научные приложения на базе технологий NIDays» (г. Москва, 2014), International Thematic Conference on Multibody Dynamics (Испания, 2015), International Conference on VIBROENGINEERING (Литва, 2016), Научно-методическом семинаре «Моделирование гидромеханических систем» (г. Орел, 2016 г.), Школе-конференции молодых учёных «Нелинейная динамика машин» (г. Москва, 2017 г.), Школе-конференции Динамика сложных сетей и их применение в интеллектуальной робототехнике (г. Саратов, 2018 г.)

Данная работа выполнена в рамках:

– ПНИ «Разработка активных комбинированных подшипниковых узлов роторных агрегатов летательных аппаратов» по ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014-2020 годы».

– НИР «Разработка гибридного подшипникового узла повышенной надёжности и работоспособности» по договору № 4709ГУ1/2014 в рамках программы УМНИК.

– ПНИ «Создание многофункционального лабораторно-методологического комплекса общеинженерной подготовки» №9.2952.2017/ПЧ в рамках государственного задания.

– ПНИЭР №05.607.21.0303 «Разработка интеллектуальной технологии мониторинга и прототипа программно-аппаратного комплекса безопасности объектов энергетического комплекса» ФЦП «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно - технологического комплекса России на 2014 - 2020 годы» (уникальный идентификатор соглашения RFMEFI60719X0303).

Тематика работы соответствует «Приоритетным направлениям развития науки, технологий и техники Российской Федерации» по направлению «Транспортные, авиационные и космические системы» и направлена на развитие технологий, входящих в «Перечень критических технологий Российской Федерации» по направлениям: «Технологии создания новых поколений ракетно-космической, авиационной и морской техники».

Публикации. Основное содержание работы опубликовано в 20 научных работах, в числе которых 4 издания в журналах по перечню ВАК РФ, 4 издания в журналах, цитируемых в международной базе данных SCOPUS, 3 патента на изобретение, 1 патент на полезную модель и 1 свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ, 2 статьи в прочих журналах, 4 доклада на международных конференциях и 1 методические указания.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав и заключения. Работа содержит 158 страниц, 85 рисунков, 3 таблицы, 149 источников и 3 приложения.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность диссертации, описаны объект и предмет исследования, сформулированы цели и задачи, сформулированы научная новизна и практическая ценность работы, отражены основные положения, выносимые на защиту и приведены сведения об апробации работы и публикациях автора.

1. Комбинированные опоры как объект исследования

Агрегаты вращательного движения (компрессоры, турбодетандеры, насосы, электрошпиндели, газовые турбины и т.д.), основным узлом которых является ротор, установленный в подшипниках, находят широкое применение в авиа- и ракетостроении, турбомашиностроении, нефтегазовой промышленности, автомобилестроении и других отраслях. Во многом именно подшипниковый узел определяет ресурс, надёжность и эксплуатационные показатели роторного агрегата. Так, по статистике на объектах ООО «Газпром Нефтехим Салават» до 41% отказов в насосных агрегатах и до 80% отказов в компрессорных станциях происходит по причине выхода из строя подшипниковых узлов.

Таким образом, одним из основных элементов, определяющим работоспособность всей машины, является опорный узел. Подшипники качения, скольжения, электромагнитные опоры обладают определёнными преимуществами и недостатками друг перед другом. Для ПК основным недостатком является ограничение по параметру предельной быстроходности из-за высоких центробежных нагрузок на наружном кольце. ПС изнашиваются в периоды пуска и останова, а также в результате неустойчивого движения, вызванного автоколебаниями. Магнитные подшипники требуют сложной системы управления, что ведёт к повышенной стоимости такого вида опорных узлов. Одним из вариантов повышения эксплуатационных характеристик агрегата является совмещение подшипников различного принципа действия в единый опорный узел.

В главе представлена обобщённая классификация комбинированных опор, обзор конструкций и исследований в области комбинированных опор.

Анализ опубликованных работ по тематике комбинированных подшипников, проведенный по обширным базам данных источников научно-технической литературы и патентной информации, позволяет сделать вывод о том, что в настоящее время практически отсутствуют работы, направленные на систематическое изучение характеристик комбинированных опор. В большинстве работ основное внимание уделялось исследованию либо статических, либо динамических характеристик, а также обработке и анализу результатов экспериментальных исследований. Вместе с тем, практически отсутствуют работы, посвященные методам, алгоритмам расчёта и экспериментальным исследованиям комбинированных опор с возможностью изменения их характеристик в процессе работы комбинированного узла.

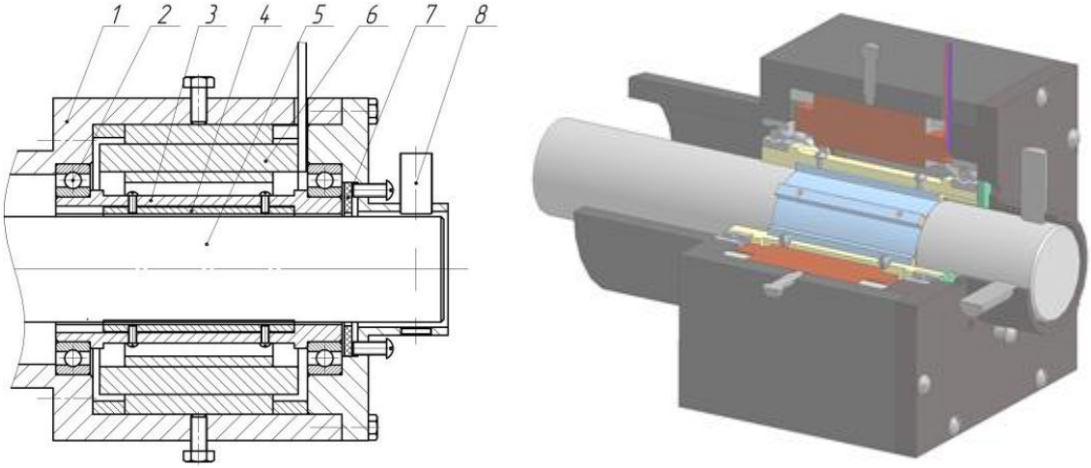
В работах Понькина В.Н., Горюнова Л.В., Такмовцева В.В. приводятся результаты экспериментальных исследований опытных образцов комбинированных опор авиационных газотурбинных двигателей, которые показывают существенное улучшение режимных и эксплуатационных факторов работоспособности опорного узла при совмещении шарикового подшипника качения и конического гидростатического подшипника.

В работах Полякова Р.Н., Базлова Д.О. проводились исследования радиальных комбинированных опор с разделением нагрузки и разделением скоростей. Представле-

ны результаты теоретических и экспериментальных исследований в виде динамических и статических характеристик комбинированных опор различного принципа действия, учитывающие взаимное влияние сил подшипников качения и скольжения. Предложены подходы по расчёту характеристик рассматриваемых опор, получены результаты по повышению ресурса и динамических коэффициентов опоры, а также предложены рекомендации по их проектированию.

В работах Harnoy A., Butner M., Hannum N., Lu D., Heshmat H., Jeong S., Feng K., Tian Z., Bekinal S. описываются конструкции различных комбинированных опор с лепестковыми газодинамическими подшипникам и приводятся результаты экспериментальных исследований роторно-опорных узлов.

Также в главе представлен объект исследования, включающий шариковые радиальные однорядные подшипники качения, многолепестковый газодинамический подшипник скольжения, электромагнитный актуатор и пьезоактуатор (рисунок 1).



1 – корпус опоры, 2 – подшипник качения, 3 – втулка многолепесткового газодинамического подшипника, 4 – лепесток многолепесткового газодинамического подшипника, 5 – вал, 6 – электромагнитный актуатор, 7 – пьезоактуатор, 8 – датчики перемещения

Рисунок 1 – Комбинированная опора с активным управлением

Устройство работает следующим образом: в начальный момент времени передача нагрузки с вала 5 на корпус 1 осуществляется через металлические пластины 4 и тела качения подшипника качения 2. По мере возрастания скорости вращения вала 5 на электромагнитные катушки 6 подаётся напряжение. Возникает электромагнитное поле, которое отгибает пластины 4 от поверхности вала 5, при этом между пластинами 4 и валом 5 образуется воздушный зазор, в котором возникает газодинамическая сила, которая центрирует вал и воспринимает внешнюю нагрузку. Внутреннее кольцо подшипника качения 2 с торца стопорится пьезоактуатором 7, таким образом, подшипник качения 2 выключается из работы. При остановке происходят обратные процессы. При этом повышается устойчивость вращения ротора за счёт повышенного демпфирования смазочного слоя подшипника скольжения. Также в процессе работы возможно изменение её характеристик за счёт включения и выключения электромагнитного актуатора.

В заключительной части главы сделаны выводы о перспективности исследований в области комбинированных опор и изложена схема проведения исследований.

2. Математическое моделирование комбинированной опоры с активным управлением

Глава посвящена построению базовых математических моделей комбинируемых элементов опорного узла. В соответствии с выбранным в первой главе объектом исследования базовыми элементами комбинированной опоры с изменяемыми характеристиками являются: шариковый радиальный подшипник качения; радиальный многолепестковый газодинамический подшипник скольжения; электромагнитный актуатор.

Подшипники качения являются стандартизированными деталями и не требуют каких-либо серьёзных отклонений от известных методик расчёта, предложенных Р.Д. Бейзельманом, М.П. Ковалёвым, Л.Я. Перелем, Т. Харрисом и другими авторами. Математическая модель радиального подшипника качения (рисунок 2) основывается на решении контактной задачи теории контактных деформаций Герца и строилась при следующих допущениях:

- материалы тел качения и колец подшипника однородны и изотропны;
- нагрузка приложена перпендикулярно и проходит через центры кривизны поверхностей тел в точке первоначального касания;
- деформации в контакте малы по сравнению с общей поверхностью каждого из соприкасающихся тел;
- не учитываются микронеровности и отклонения от формы деталей подшипника качения;
- не учитывается влияние гидродинамических сил в смазочном слое между шариком и дорожкой качения.

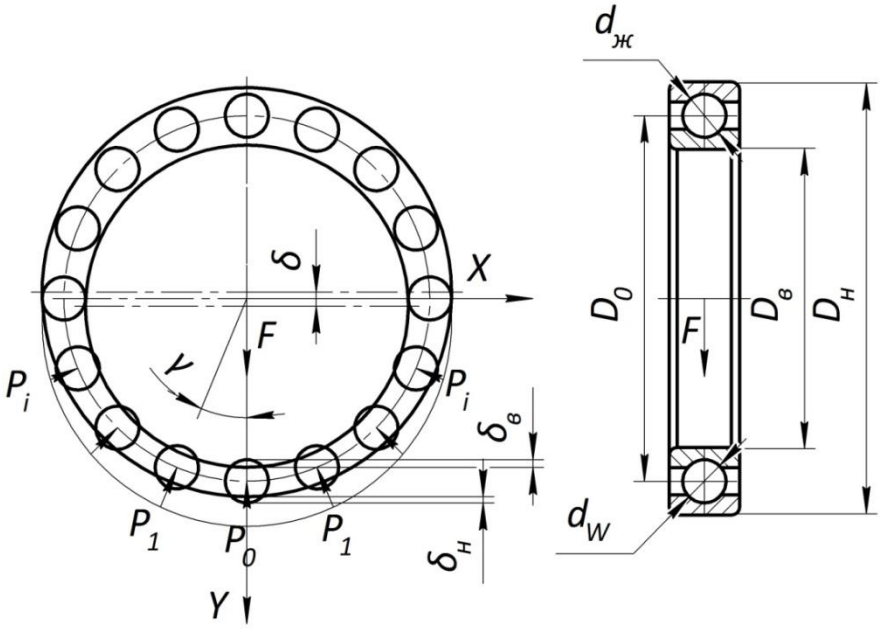


Рисунок 2 –Расчётная схема подшипника качения

Уравнение равновесия кольца подшипника качения, нагруженного радиальной нагрузкой F_r и реакциями R_i со стороны несущих шариков, можно записать в виде:

$$F = P_0 + 2\sum_{i=1}^{n} P_i \cos i\gamma, \qquad (1)$$

Реакция наиболее нагруженного шарика равна:

$$P_0 = C_\delta \cdot \delta_0^{3/2} \tag{2}$$

где:

$$C_\delta = \frac{d_w^{1/2}}{\left(C_н + C_в\right)^{3/2}} \tag{3}$$

где $C_{н(в)}$ – коэффициент пропорциональности, зависящий от материала и формы контакта поверхностей; d_w–диаметр тела качения.

Радиальная жёсткость подшипника K_r равна первой производной от радиальной нагрузки по сближению

$$K_r = \frac{dF_r}{d\delta_r}. \tag{4}$$

Продифференцировав равенство (4) по δ_r получаем

$$K_r = \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{Z}{k} \cdot K_\delta\right)^{2/3} F_r^{1/3}. \tag{5}$$

где Z – общее число шариков в подшипнике качения;

Соответственно для осей X и Y можно получить следующие соотношения для нахождения жёсткости:

$$\begin{Bmatrix} K_X^{ПК} \\ K_Y^{ПК} \end{Bmatrix} = \frac{3}{2}\left(\frac{Z}{k} C_\delta\right)^{2/3} \begin{Bmatrix} F_X \\ F_Y \end{Bmatrix}^{1/3} \tag{6}$$

В исследуемой комбинированной опоре используется электромагнитный актуатор выполненный в виде замкнутого кольцевого магнитопровода 1 из ферромагннитного материала с выступами с внутренней стороны, на которых размещены обмотки из токопроводящего материала 2 (рисунок 3). Для создания электромагнитной тяги более подходит электромагнитный актуатор постоянного тока, как наиболее эффективный в сравнении с электромагнитом переменного тока с точки зрения энергетических и массогабаритных показателей.

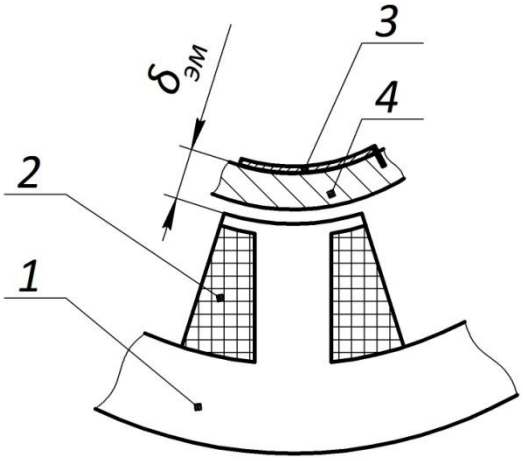


Рисунок 3 – Схема взаимного размещения элементов электромагнитного актуатора и лепестков газодинамического подшипника скольжения

При небольшой кривизне лепестков, можно считать равной кривизну лепестков и кривизну внутренней поверхности магнитопровода и, следовательно, зазор между магнитопроводом и лепестками также можно считать равномерным по всей поверхности лепестка. Данное упрощение позволяет описывать геометрическое взаимодействие лепестка и электромагнитного актуатора единственным параметром δ – величиной зазора, что описано в работах Журавлева Ю.Н.

Определения удельной силы электромагнитной тяги электромагнита при заданном зазоре, напряжении питания и геометрических параметрах находится из следующего выражения:

$$f_{эм} = \frac{1}{\pi(d_{эм} - 2\delta_{эм})L} \frac{U}{\delta_{эм}} \frac{K_{Cu} a^2 l_{кат}}{128\rho\mu_0^2} \left(\frac{D_{эм}}{2} - \frac{d_{эм}}{2} - t \right) \left(\frac{\pi d_{эм}}{2} - t \right) \qquad (7)$$

Пользуясь выражением (7), можно определить силу, действующую на лепесток газодинамического подшипника скольжения со стороны электромагнитного актуатора, что позволяет рассчитать его дополнительную деформацию, обусловленную воздействием электромагнитных сил, которые в свою очередь возможно регулировать за счёт изменения прикладываемого к катушке напряжения постоянного тока и тем самым управлять перемещением лепестка в зазоре газодинамической составляющей комбинированной опоры.

Расчётная схема лепестка (рисунок 4) представляет собой тонкую пластину цилиндрической формы, защемлённую по одной образующей и свободной по другой, нагруженную внутренним давлением и внешней электромагнитной силой тяги. Большой вклад в создание и развитие методов анализа упругих пластин и оболочек внесён зарубежными учёными: Эйлером, Кирхгофом, Лявом, Ньютоном, Софи-Жермен, Лагранжем и нашими соотечественниками: Галеркиным Б.Г, Тимошенко С.Б., Гольденвейзером А.Н., Пелехом Б.Л. и другими.

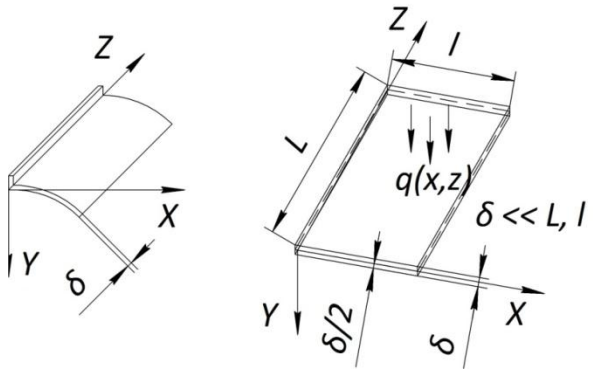


Рисунок 4 – Расчётная схема лепестка газодинамического подшипника

Тонкие пластины можно рассчитывать по приближённой теории – технической теории изгиба пластин, основанной на допущениях, предложенных Кирхгофом:

- допущение прямых нормалей,
- допущение о нерастяжимости срединной плоскости,
- допущение об отсутствии давления между слоями пластины.

Также пластина предполагается гладкой, постоянной толщины, её относительные линейные и угловые деформации малы по сравнению с единицей, материал из ко-

торого сделана пластина обладает такими свойствами, что может считаться однородным, сплошным, изотропным, деформируемым и упругим

Решение задачи определения напряжённо-деформированного состояния пластины удобнее проводить в перемещениях. Поэтому за основную неизвестную функцию примем функцию $w = w(x, z)$ срединной плоскости, а все остальные не известные величины выразим через прогиб *w*.

Таким образом, задача об изгибе тонкой жёсткой пластины приводится к решению неоднородного дифференциального уравнения относительно прогибов $w = w(x, z)$ срединной плоскости:

$$\left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2\frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial z^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial z^4}\right) = \frac{q(x,z)}{D} \tag{8}$$

где q - есть сумма нагрузки на элемент от поля давлений и электромагнитной силы, D – цилиндрическая жёсткость пластины.

Решение уравнения (8) с заданными граничными условиями для жёстко защемлённой пластины по одному краю осуществляется методом конечных разностей. Для решения использовался тринадцатиточечный конечно-разностный шаблон.

В качестве основной теории при расчёте поля давления в многолепестковом газодинамическом подшипнике положена классическая гидродинамическая теория смазки (Н.П. Петров, О. Рейнольдс, Н.Е. Жуковский, С.А. Чаплыгин, А. Зоммерфельд, Л.Г. Лойцянский, Н.А. Слёзкин, В.Н. Константинеску и другие).

Определение сил многолепесткового газодинамического подшипника (рисунок 5) основывается на интегрировании поля давлений по опорной поверхности на основании решения уравнения Рейнольдса

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3 \rho}{\mu K_x}\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3 \rho}{\mu K_z}\frac{\partial p}{\partial z}\right) = 6\frac{\partial}{\partial x}(Uh) - 12V \tag{9}$$

Где ρ, μ –плотность и динамическая вязкость смазочного материала, U, V – скорость смазочного материала на поверхности цапфы в окружном и радиальном направлении, K_x, K_z – коэффициенты турбулентности, рассчитываемые по методике В.Н. Константинеску, h – радиальный зазор.

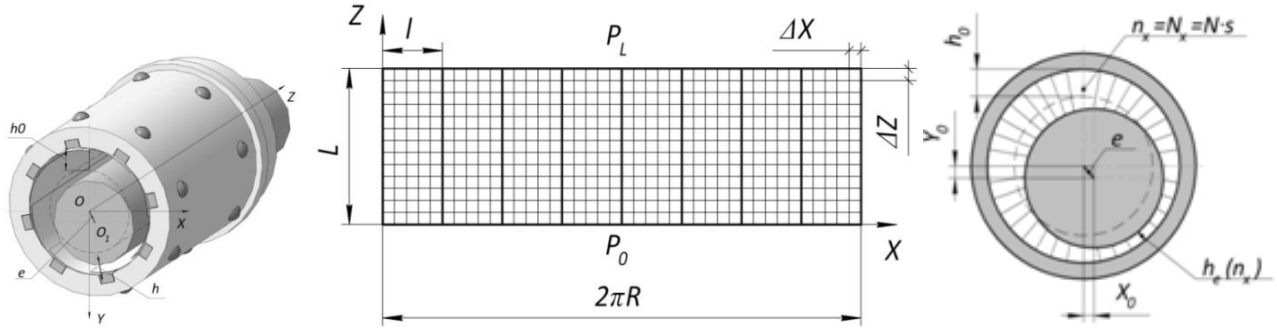


Рисунок 5 – Расчётная схема многолепесткового подшипника скольжения

Расчёт реакции и грузоподъёмности подшипника скольжения основывается на нахождении поля давлений $p(x, z)$ по опорной поверхности (рисунок 6):

$$R_X^{ПС} = \int_0^L \int_0^{\pi D} p \cdot \cos\left(\frac{x}{r}\right) dxdz, R_Y^{ПС} = \int_0^L \int_0^{\pi D} p \cdot \sin\left(\frac{x}{r}\right) dxdz, W = \sqrt{R_X^2 + R_Y^2}, \qquad (10)$$

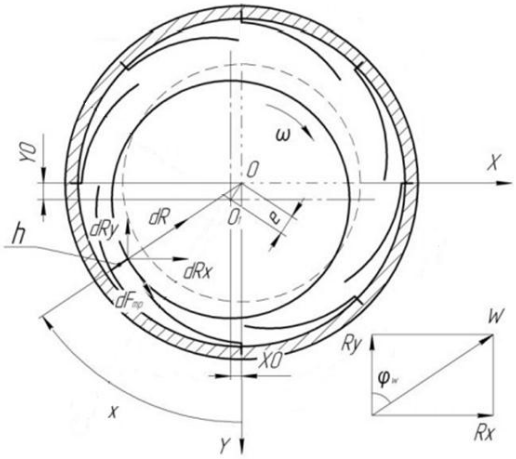


Рисунок 6 – Реакции смазочного слоя
газодинамического подшипника скольжения

Для оценки жёсткостных и демпфирующих характеристик подшипника скольжения реакции линеаризуются в области точки подвижного равновесия сбалансированного ротора путём разложения в ряд Тейлора:

$$\begin{aligned} R_X^{ПС} &= R_{X_0}^{ПС} - K_{XX}\Delta X - K_{XY}\Delta Y - B_{XX}\Delta\dot{X} - B_{XY}\Delta\dot{Y}, \\ R_Y^{ПС} &= R_{Y_0}^{ПС} - K_{YX}\Delta X - K_{YY}\Delta Y - B_{YX}\Delta\dot{X} - B_{YY}\Delta\dot{Y}, \end{aligned} \qquad (11)$$

Здесь коэффициенты жёсткости и демпфирования определяются как отношения приращений реакции ПС для соответствующих малых изменений координат и скоростей центра цапфы ротора (рисунок 7):

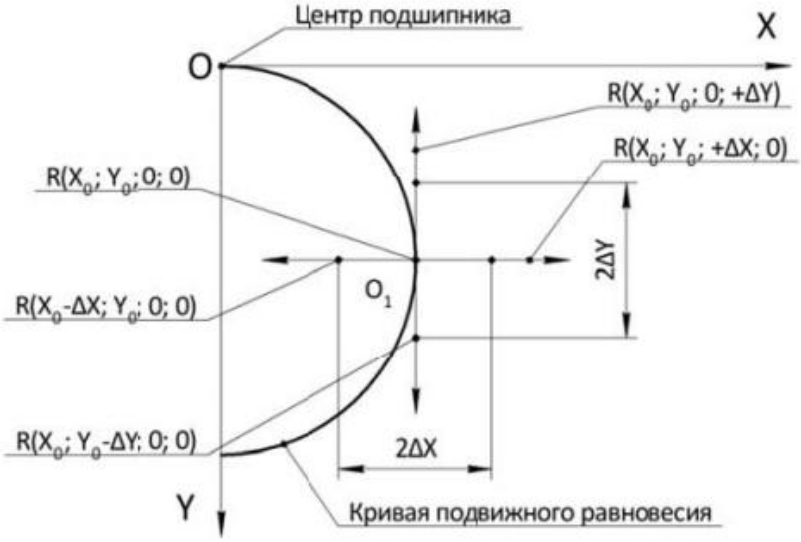


Рисунок 7 – Схема определения динамических коэффициентов смазочного слоя

Полученные базовые соотношения являются основой для построения математических моделей комбинированной опоры и определения её рабочих характеристик.

3. Характеристики комбинированной опоры с изменяемыми характеристиками

В 3 главе представлены основные характеристики комбинированной опоры с активным управлением. Грузоподъёмность подшипника скольжения определяется его геометрическими и рабочими характеристиками. Стоит отметить, что грузоподъёмность подшипника скольжения при тех же радиальных габаритах, что и у подшипника качения на порядок меньше. Следовательно, грузоподъёмность комбинированной опоры будет определяться грузоподъёмностью подшипника скольжения. Таким образом, в рамках данного исследования наибольший интерес вызывает исследование грузоподъёмности подшипника скольжения.

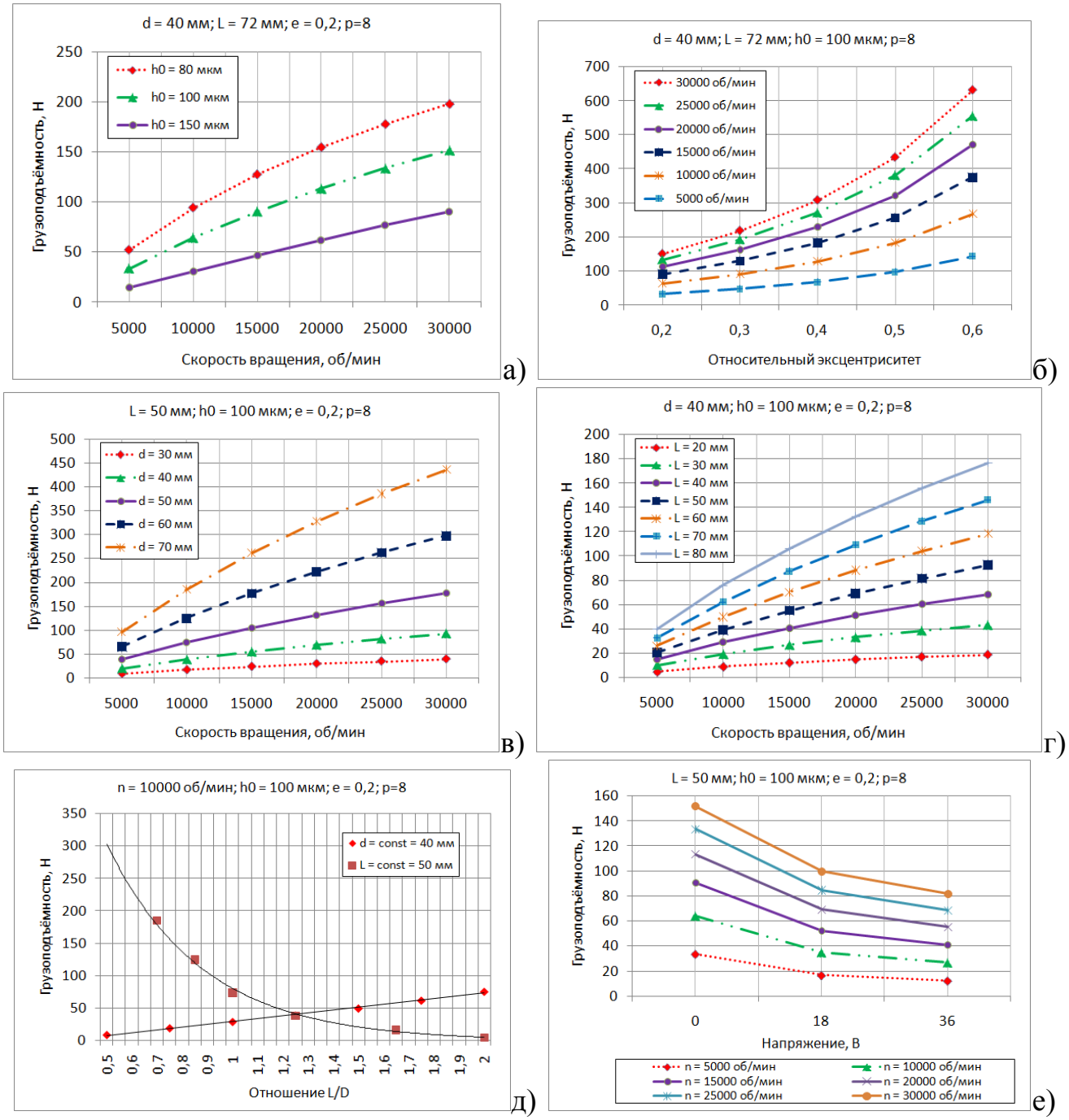


Рисунок 8 – Зависимость грузоподъёмности подшипника скольжения от а) радиального зазора, б) относительного эксцентриситета, в) диаметра вала, г) ширины лепестка, д) конструктивного параметра L/D, е) напряжения на электромагните

Динамическую модель комбинированной опоры представим в виде одномассового трёхстепенного осциллятора: линейные плоские перемещения ротора в области деформаций тел качения и вращение вокруг своей оси с постоянной угловой скоростью. Ротор совершает колебания под действием сил неуравновешенности, массовых и одновременно действующих реакций подшипников качения и скольжения, которые представлены в виде линейных пружин и демпферов (рисунок 12).

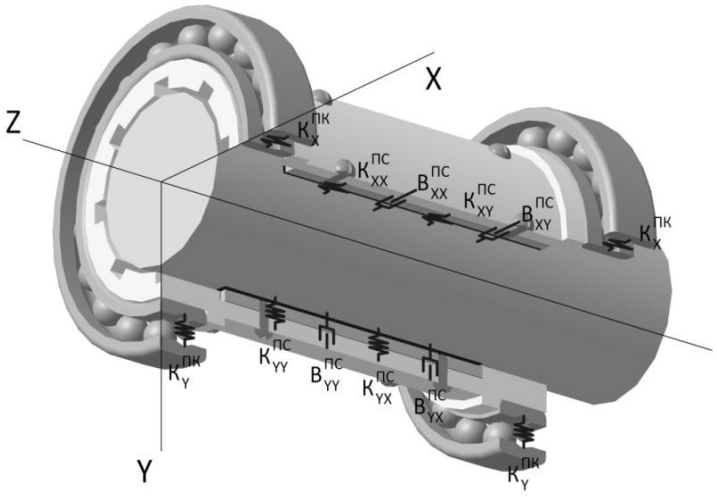


Рисунок 9 – Динамическая модель комбинированной опоры

Анализ динамических характеристик комбинированной опоры основан на оценке её жёсткостных и демпфирующих характеристик с возможностью их дальнейшего применения в различных CAE-системах для оценки критических частот ротора, АЧХ, крутильных и изгибных колебаний.

В процессе работы исследуемой комбинируемой опоры можно выделить три основных режима.

1. Режим разгона, при котором основную нагрузку воспринимает подшипник качения. На данном этапе коэффициенты жёсткости комбинированной опоры будут определяться соотношениями:

$$K_X^{КО} = K_X^{ПК} + K_X^{ПК},\ K_Y^{КО} = K_Y^{ПК} + K_Y^{ПК} \tag{12}$$

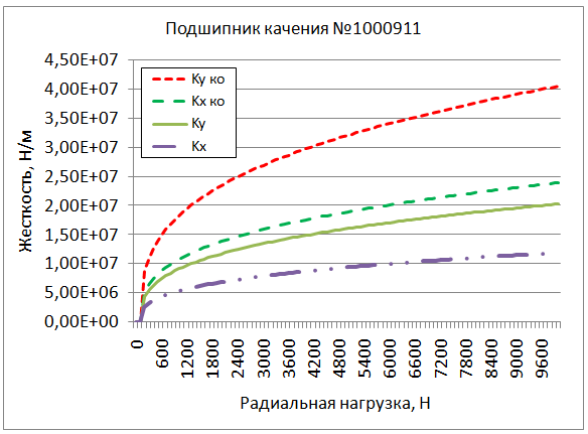


Рисунок 10 – Жёсткость подшипника качения и комбинированной опоры в зависимости от радиальной нагрузки в режиме разгона

2. Переходный режим. Данный режим характеризуется работой как подшипника качения, так и подшипника скольжения. Однако стоит отметить, что данный режим краткосрочен в виду почти одновременной остановки подшипника качения и возникновения газодинамической реакции в подшипнике скольжения:

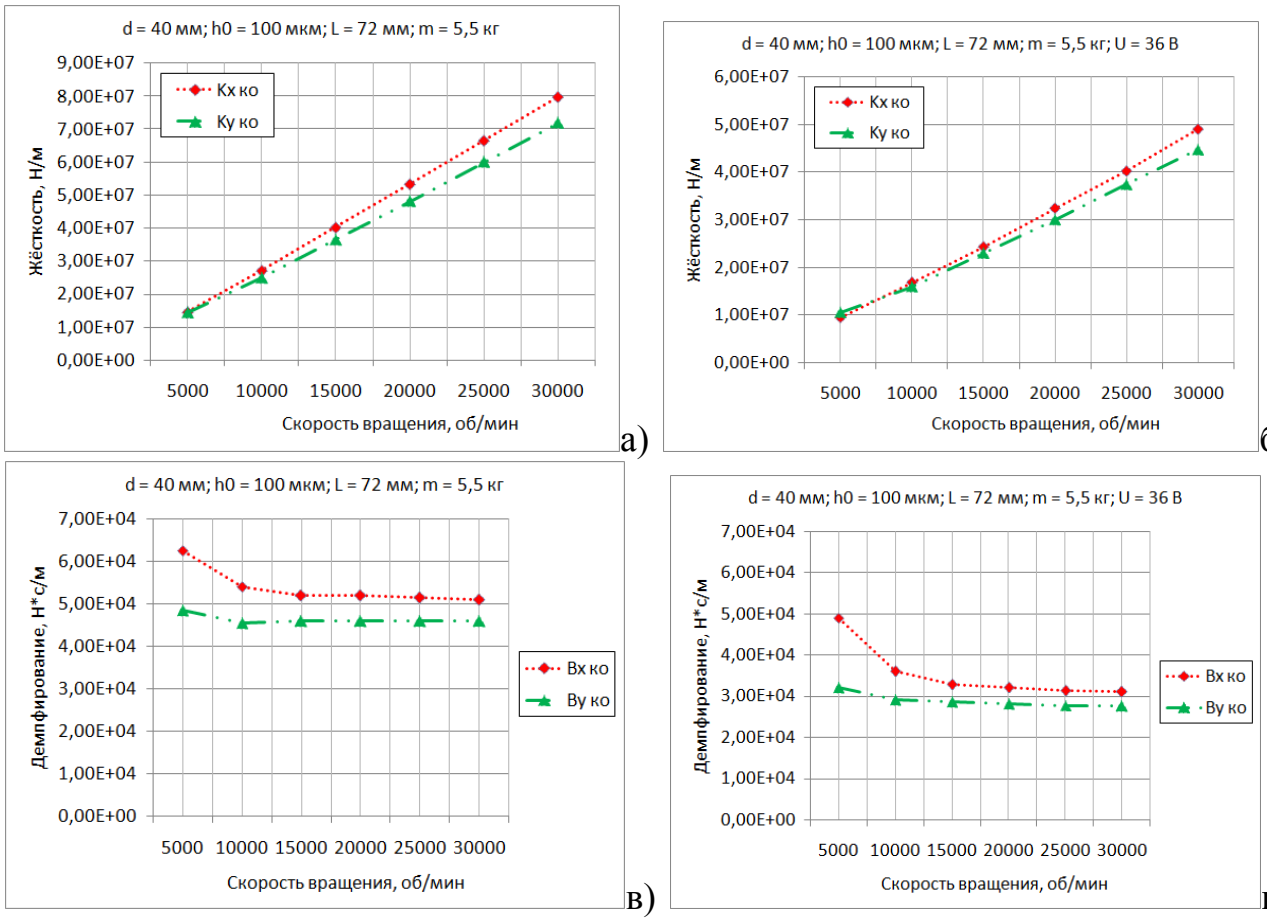
$$K_X^{КО} = \frac{2K_X^{ПК} \cdot \left(K_{XX}^{ПС} + K_{XY}^{ПС}\right)}{2K_X^{ПК} + K_{XX}^{ПС} + K_{XY}^{ПС}},\ K_Y^{КО} = \frac{2K_Y^{ПК} \cdot \left(K_{YY}^{ПС} + K_{YX}^{ПС}\right)}{2K_Y^{ПК} + K_{YY}^{ПС} + K_{YX}^{ПС}} \quad (13)$$

3. Основной режим, при котором ротор совершает вращение в подшипнике скольжения:

$$K_X^{КО} = K_{XX}^{ПС} + K_{XY}^{ПС},\ K_Y^{КО} = K_{YY}^{ПС} + K_{YX}^{ПС} \quad (14)$$

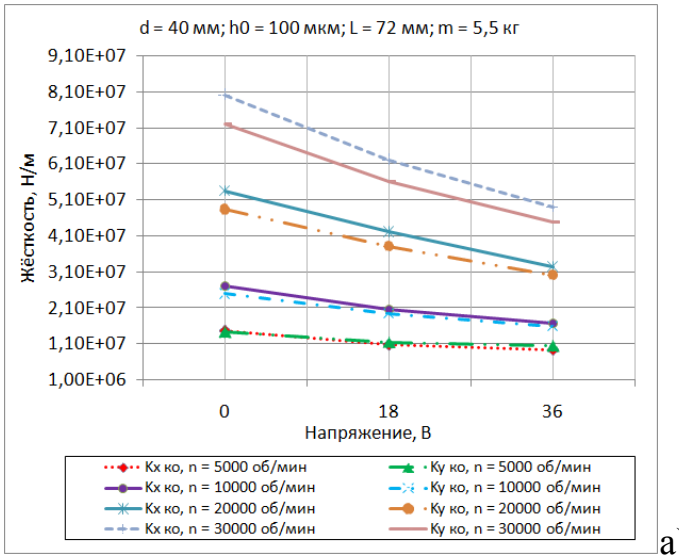
Демпфирование в ПК определяется в основном рассеиванием энергии из-за вязкого трения смазочного материала в контакте тел качения с кольцами подшипника. Результаты исследований по данному вопросу других авторов позволяют сделать вывод о возможности пренебрежения демпфированием в ПК при рассмотрении данной характеристики комбинированной опоры, так как оно на несколько порядков меньше, чем демпфирование в ПС (для ПК – 10…100 Н·с/м; для ПС – 10^4Н·с/м). Таким образом, демпфирования всей опоры будет полностью определяться демпфированием смазочного слоя подшипника скольжения.

$$B_X^{КО} = B_{XX}^{ПС} + B_{XY}^{ПС},\ B_Y^{КО} = B_{YY}^{ПС} + B_{YX}^{ПС} \quad (15)$$

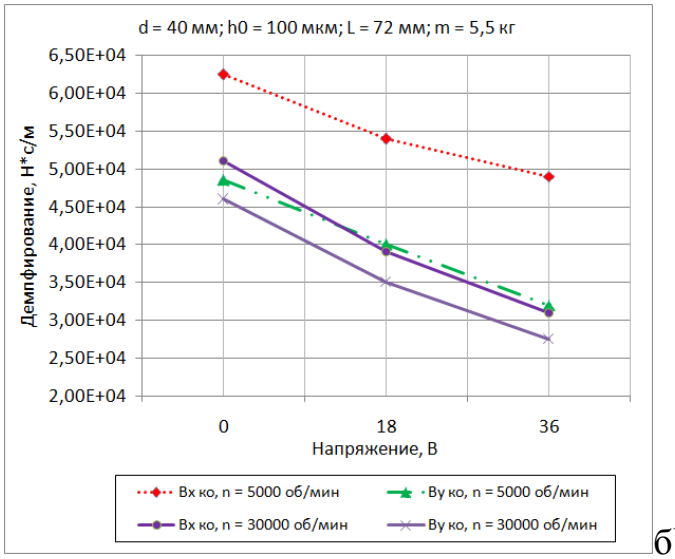


а) жёсткость КО при U = 0 В, б) жёсткость КО при U = 36 В
в) демпфирование КО при U = 0 В, г) демпфирование КО при U = 36 В

Рисунок 11 – Коэффициенты жёсткости и демпфирования комбинированной опоры при работе на основном режиме



а)



б)

Рисунок 12 – Зависимость жёсткости (а) и демпфирования (б) от напряжения на электромагнитном актуаторе

Полученные показатели жёсткости и демпфирования могут быть использованы не только для количественной оценки данных характеристик КОРН, но и при расчёте критических частот роторов любой конфигурации в программах конечно-элементного анализа, таких как ANSYS и APM WinMachine.

Анализируя графики на рисунках 11 и 12 можно сделать вывод о значительном влиянии на динамические характеристики управляющего воздействия посредством электромагнитного актуатора. При подаче напряжения наблюдается падение жёсткости и демпфирования комбинированной опоры до 40%. Данный эффект изменения динамических характеристик узла позволяет добиться перехода через критические частоты ротора в процессе её работы, что позволяет обеспечивать такое значение спектра собственных частот, чтобы они не совпадали с текущим значением частоты вращения комбинированной опоры.

4. Экспериментальны исследования комбинированных опор с активным управлением

В главе приводится описание экспериментального стенда и объекта исследования, аппаратной части и программного обеспечения проведения физического эксперимента по проверке работоспособности комбинированной опоры, и определению её динамических характеристик.

Целью проведения экспериментальных исследований является:

- Определение работоспособности комбинированной опоры с активным управлением.
- Верификация разработанной математической модели комбинированной опоры с активным управлением.
- Выявление новых закономерностей, ранее не учтённых в математической модели.

На рисунке 13 представлен экспериментальный стенд, состоящий из механической части и информационно-измерительной системы (ИИС). В качестве привода

вращения используется электрошпиндель ELTETMPE3 12/2 (N=2.2 кВт, n=24000 об/мин) с частотным преобразователем ATV312HU22M2 2,2 кВт. Выверка соосности вала установки и электрошпинделя проводилась посредством лазерной системы центровки валов КВАНТ-ЛМ.

Рисунок 13–Общий вид экспериментального стенда

Схема информационно-измерительной системы представлена на рисунке 14. Базовым элементом ИИС является аналого-цифровой преобразователь cDAQ 9178 с модулем входного напряжения NI 9205 фирмы «National Instruments» и многофункциональная система анализа PULSE 3560 фирмы «Bruel&Kjaer». В качестве датчиков перемещения выступают токовихревые датчики AP2100-C-051 фирмы «ГлобалТест», для измерения частоты вращения используется тахометр M0024, для снятия виброперемещений опоры используется акселерометр DeltaTron 4507 001. Для нахождения динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования по методике изложенной в диссертации, применяется ударный молоток AU02 с датчиком силы AC21 фирмы «ГлобалТест». Регистрация, хранение и обработка экспериментальных данных происходит через среду визуального программирования LabView и PULSE LabShop.

Рисунок 14– Структура информационно-измерительной системы экспериментального стенда.

Планирование экспериментальных исследований проводилось в соответствии с теорией планирования эксперимента (Х. Шенк, Ч. Хикс, Д. Монтгомери, В. Лавренчик, Н. Джонсон) и основывалось на принципах рандомизации Для исключения влияния систематических ошибок и репликации с целью оценки погрешности экспериментальных исследований. Планирование экспериментов проводилось с помощью рандомизированных планов проведения многофакторного эксперимента.

Методика проведения экспериментов по каждой фиксируемой характеристики комбинированной опоры подробно изложены в работе. Например, методика определения динамических коэффициентов жёсткости и демпфирования опорного узла состоит в том, чтобы одновременно измерить ударную нагрузку, создаваемую ударным молотком, время действия и приращение амплитуды колебаний, вызванное этим возмущением. В результате проведения опытов были получены развёртки колебаний ротора с наложением по времени сигнала с ударного молотка (рис. 15).

Из развёртки колебаний ротора определяем величины F − значение ударной нагрузки и Δ − амплитуда колебаний по оси и времени отклика t и находим значении коэффициента жёсткости и коэффициента демпфирования по формуле:

$$K = \frac{F}{\Delta}, B = \frac{F \cdot t}{\Delta} \tag{16}$$

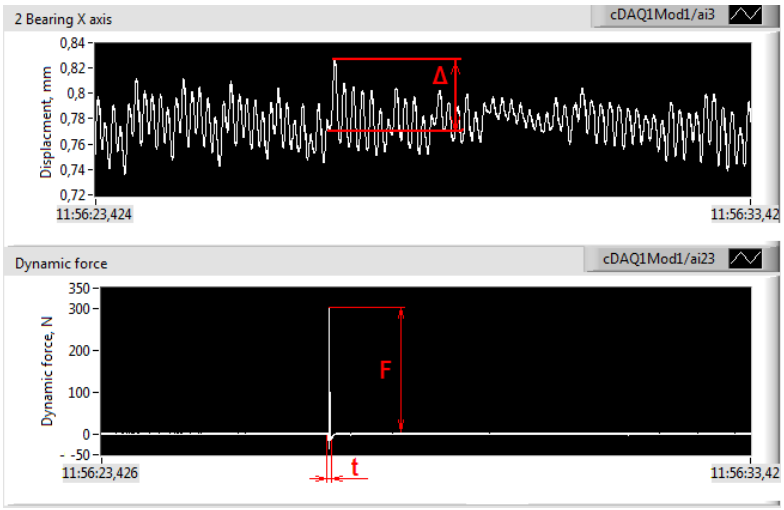


Рисунок 15 – Развёртка колебаний ротора

В главе приводится сравнительный анализ теоретических данных с результатами экспериментальных исследований, который показал удовлетворительное согласование с разработанными теоретическими моделями.

5. Рекомендации по проектированию комбинированных опор с активным управлением

В главе представлены общие рекомендации по проектированию комбинированных опор с изменяемыми характеристиками с учётом особенностей её работы.

Основой для выбора характеристик элементов опоры является разработанное программное обеспечение. Программа является отражением теоретических исследований, проведённых автором, и представляет собой программный код, написанный в среде математического программирования MATLAB. Программное обеспечение поз-

воляет получить характеристики грузоподъёмности, жёсткости и демпфирования опоры в зависимости от её геометрических параметров и управляющих факторов. Полученные коэффициенты жёсткости и демпфирования позволяют провести расчёт критических частот ротора в различных CAE-системах.

Также предлагается алгоритм управления, позволяющий переходить через критические частоты ротора. На рисунке 16 показан процесс переключения между двумя различными уровнями жёсткости комбинированной опоры и его влияние на значения амплитуды колебаний ротора. Ротор имеет две различные собственные частоты для каждого значения жёсткости опоры. Данный принцип позволяет сформулировать задачу управления, как преодоление резонансных частот с минимальными значениями амплитуды колебаний. Следовательно, процесс управления будет следующим. Во время разгона ротора при подходе к первой критической частоте опоры, соответствующей первому уровню жёсткости, происходит переключение подшипника на второй уровень жёсткости, где значение амплитуды колебаний находится в диапазоне между первой и второй критической скоростью второго уровня жёсткости. При приближении ко второй критической частоте второго уровня жёсткости, подшипник переключается на первый уровень жёсткости, поэтому значение амплитуды колебаний становится в диапазоне после второй критической частоты первого уровня жёсткости.

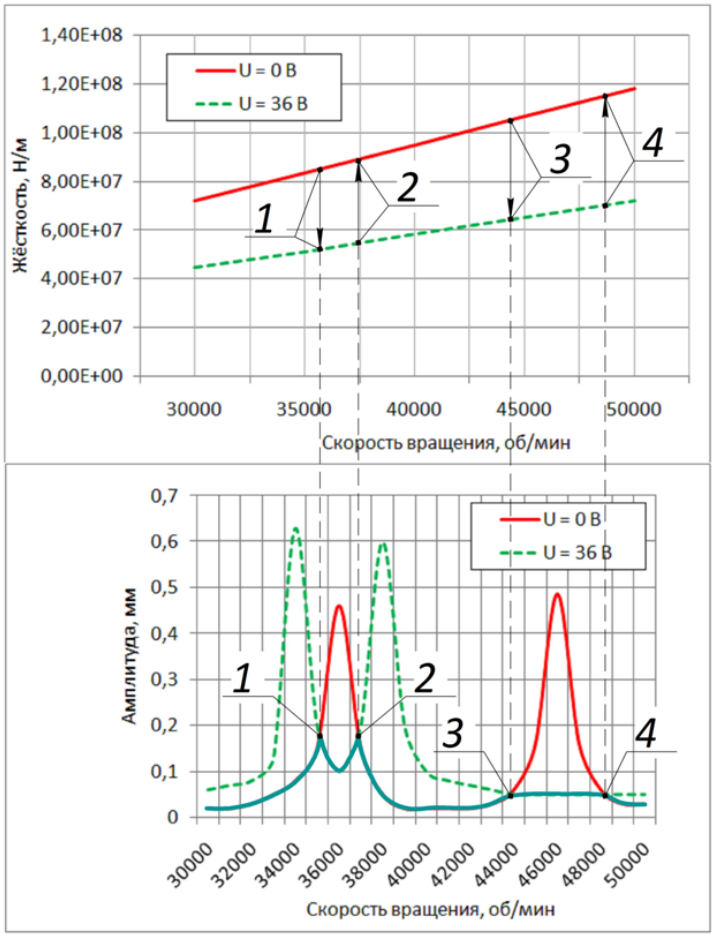


Рисунок 16 – Эффект перехода через критические частоты.

Представленный алгоритм исключает возможность увеличения амплитуды колебаний при прохождении критических частот и может быть продлён для прохождения следующих критических частот до номинальной частоты вращения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведённых исследований в работе представлено решение задачи по совершенствованию опор роторов за счёт использования комбинированной опоры с изменяемыми характеристиками, которая включает подшипник качения, подшипник скольжения и электромагнитный актуатор, позволяющей улучшить динамические характеристики системы «ротор – опоры». При проведении исследования были выполнены все поставленные задачи, получены следующие результаты и сделаны выводы:

1) проведён информационный и патентный поиск в отечественных и зарубежных источниках в области комбинированных опор роторных машин, который показал тенденцию роста публикационной активности в области комбинированных опор и разнообразие конструктивных решений, однако показал сравнительно малое количество работ по комбинированным опорам с возможностью изменения их характеристик в процессе работы.

2) разработана математическая модель комбинированной опоры с изменяемыми характеристиками, основанная на решении уравнений теории упругости, гидродинамической теории смазки, электромагнтетизма, системы допущений и граничных условий, позволяющая рассчитывать следующие характеристики: реакции и жёсткость подшипника качения, реакции подшипника скольжения, перемещения лепестка, коэффициенты жёсткости и демпфирования комбинированной опоры, критические частоты комбинированной опоры;

3) разработан и численно реализован алгоритм расчёта комбинированной опоры с учётом взаимовлияния сил и перемещений подшипника качения, подшипника скольжения и лепестка;

4) проведён комплекс вычислительных экспериментов по оценке влияния рабочих и геометрических параметров комбинированной опоры с изменяемыми характеристиками:

– выявлены зависимости грузоподъёмности комбинированной опоры в зависимости от геометрических и рабочих характеристик опоры;

− установлена возможность изменения жёсткости и демпфирования комбинированной опоры, путём изменения напряжения на электромагнитном актуаторе;

– выявлена возможность перехода через резонансные частоты в процессе работы комбинированной опоры ротора;

5) проведены экспериментальные исследований по оценке адекватности математической модели и работоспособности исследуемой опоры на базе экспериментального стенда для исследования опор роторов, состоящего из механической части и информационно-измерительной системы, позволяющей проводить управление параметрами эксперимента и обработку экспериментальных данных;

6) подтверждена работоспособность комбинированной опоры с изменяемыми характеристиками, расхождение результатов теоретических и экспериментальных исследований составило в среднем 10,6 % при максимальной погрешности в 15,4%, таким образом, можно считать сходимость результатов удовлетворительной, а разработанную математическую модель комбинированной опоры – адекватной;

7) разработаны научно-обоснованные рекомендации по расчёту и проектированию комбинированных опор, а также предложена методика составления алгоритма управления электромагнитным актуатором комбинированной опоры.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах:

Статьи в журналах, входящих в Перечень ведущих рецензируемых научных журналов и изданий, рекомендованных ВАК:

1. Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н. Разработка математической модели расчета главного вектора реакции лепесткового газодинамического подшипника с активным управлением // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии, №2(328), 2018. С 103-108.

2. Бондаренко М.Э., Сытин А.В., Фетисов А.С. Математическое моделирование лепесткового электромагнитного подшипника при смазке реомагнитной жидкостью // Известия ТулГУ, №6, 2018. С. 96-105.

3. Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н., Горин А.В. Динамические характеристики комбинированной опоры с многолепестковым газодинамическим подшипником скольжения и активным управлением // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – №1(333). – 2019. – С. 66-72.

4. Бондаренко М.Э. Экспериментальные исследования комбинированной опоры с изменяемыми динамическими характеристиками / М.Э. Бондаренко // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – №2(334). – 2019. – С. 40-45.

Статьи научных журналах, индексируемых в базах данных Scopus

5. Bondarenko M.E., Polyakov R.N., Savin L.A. Hybrid Bearing with Actively Adjustable Radial Gap of Gas Foil Bearing // Procedia engineering (2015), Vol. 106C, PP. 132-140.

6. Bondarenko M.E., Polyakov R.N., Mayorov S.V., Savin L.A. Dynamics of the multimass rotor on active hybrid bearings // Proceedings of the ECOMAS Thematic conference on multibody dynamics 2015 – Barcelona, June 29 – July 2, 2015. PP 912-923.

7. Bondarenko M.E., Polyakov R.N., Shutin D.V., Savin L.A. The approach to building the algorithm for controlling rotor motion in a hybrid mechatronic bearing // VibroengineeringProcedia (Oct. 2016), Vol. 8. PP 219-224.

8. Bondarenko M.E., Babin A.Y. Reduction of vibration of a rotor by means of combination of bearings and active control of their dynamic characteristics // 2018 2nd School on Dynamics of Coplex Networks and their Application in Intellectual Robotics, DCNAIR 2018, PP. 149-151.

Патенты на изобретения, полезные модели и свидетельства о регистрации программ для ЭВМ:

9. Патент РФ на изобретение №2561199 от 30.04.2014 г. Комбинированная опора / Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н.

10. Патент РФ на изобретение №2581792 от 24.12.2014 г. Комбинированная опора / Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н.

11. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2015617255 от 20.08.2015 Программа расчёта эксплуатационных характеристик активных комбинированных опор роторов / Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н., Панченко А.И., Комаров Н.В.

12. Патент РФ на изобретение № 2605228 от 15.06.2015 Комбинированная опора / Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н.

13. Патент на полезную модель № 163306 от 23.06.2016 г. Испытательный стенд для исследования роторных систем / Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н., Савин Л.А., Комаров Н.В., Шутин Д.В.

Статьи и материалы конференций:

14. Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н., Савин Л.А. Комбинированный подшипниковый узел с активным управлением зазора лепесткового газодинамического подшипника // Динамика и виброакустика машин: сборник докладов второй международной научно-технической конференции 15-17 сентября 2014 г. – Самара: СГАУ, 2014. – В 2 томах. - Т.2, С. 677-681

15. Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н., Шутин Д.В. Информационно-измерительная система экспериментального стенда с турбинным приводом для исследования активных комбинированных опор роторов // Инженерные и научные приложения на базе технологий NI NIDays – 2014: Сборник трудов XIII международной научно-практической конференции, Москва 19-20 ноября 2014 г. – М.: ДМК Пресс, 2014. – 542 с.: ил. – С. 340-342

16. Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н., Майоров С.В., Савин Л.А. Динамика многомассового ротора в активных комбинированных подшипниках // Мир транспорта и технологических машин, №1, 2016, С. 59-70

17. Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н., Савин Л.А. Динамика ротора на комбинированных опорах с центробежными переключателями // Известия Самарского научного центра российской академии наук, т. 1, №4(6), 2016. С. 1053-1061

18. Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н. Расчёт критических частот ротора газотурбинного привода // IV Международная Школа-конференция молодых ученых «Нелинейная динамика машин» - School-NDM 2017: Сборник трудов (Москва, 18-21 апреля 2017 г.) / М.: ИМАШ РАН, 2017. С. 189-193

19. Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н., Горин А.В. Жесткостные и демпфирующие характеристики комбинированного подшипникового узла с активным управлением // Динамика и виброакустика машин: материалы четвертой международной научно-технической конференции, 18-20 июля 2018 г. - Самара: Самарский университет, 2018. – С. 55-56

Методические указания:

20. Бондаренко М.Э., Поляков Р.Н., Шутин Д.В. Расчёт, проектирование и применение активных комбинированных опор роторов: Методические указания - Орел: ФГБОУ ВО «ПГУ», 2015. - 122 с.