

На правах рукописи



Базлов Денис Олегович

**ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
КОМБИНИРОВАННЫХ ОПОР
С УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ
РОТОРНЫХ МАШИН**

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата
технических наук

Орёл – 2013

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс» (ФГБОУ ВПО «Государственный университет – УНПК», г. Орел).

Научный руководитель

Поляков Роман Николаевич
кандидат технических наук, доцент

Официальные оппоненты:

Баранов Виктор Леопольдович
заслуженный деятель науки Российской Федерации, доктор технических наук, профессор кафедры «Стрелково-пушечное вооружение» ФГБОУ ВПО «Тульский государственный университет»;

Лушников Борис Владимирович
кандидат технических наук, доцент кафедры «Теоретическая механика и мехатроника» ФГБОУ ВПО «Юго-Западный государственный университет»

Ведущая организация

ОАО «Конструкторское бюро химавтоматики»,
г. Воронеж

Защита состоится «21» мая 2013 года в 14.00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.182.03, созданного на базе ФГБОУ ВПО «Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс» по адресу: 302020, г. Орёл, Наугорское шоссе, д. 29.

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке ФГБОУ ВПО «Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс».

Объявление о защите диссертации и автореферат диссертации размещены на официальном сайте Высшей аттестационной комиссии при Министерстве образования и науки Российской Федерации по адресу <http://vak.ed.gov.ru> и на сайте ФГБОУ ВПО «Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс» по адресу <http://gu-unpk.ru>.

Автореферат разослан «19» апреля 2013 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Борзёнков Михаил Иванович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Конструирование современной роторной машины (турбонасоса, турбокомпрессора, центрифуги, электрошпинделя шлифовального станка и т.д.) является сложной и нетривиальной задачей одновременного увеличения производительности машины, снижения ее массы и повышения ресурса. Зачастую, роторы подобных машин вращаются выше первой, а иногда и выше второй критической скорости. Виброактивность таких роторов, если не принять специальных мер, приводит к преждевременному выходу из строя опор роторов.

Одним из основных элементов роторной машины, определяющим её работоспособность и надежность, является опора ротора. В качестве опор роторов традиционно используются подшипники качения, скольжения и электромагнитные опоры. Применение подшипников качения (ПК) в высокоскоростных роторных машинах накладывает на них повышенные требования по точности изготовления, конструктивным особенностям, материалам и смазкам. Поэтому при высоких скоростях вращения широко используются подшипники скольжения (ПС), смазываемые рабочими жидкостями, которые практически не ограничены по предельной быстроходности и обладают рядом преимуществ по сравнению с ПК. Однако ресурс подшипника скольжения ограничивается периодическим контактом поверхностей цапфы вала и втулки подшипника во время переходных режимов. Изнашивание приводит к изменению геометрии втулки ПС, ухудшению рабочих характеристик опоры и может привести к потере работоспособности всей роторной машины.

При проектировании роторных машин с многократными пусками и остановами (турбокомпрессоры химических топливных элементов электромобилей, турбодетандеры и различные виды насосов для криогенной техники и нефтехимической промышленности) актуальна задача обеспечения повышенной надежности, что предъявляет более жесткие требования к опорным узлам роторов такого рода машин. И когда ни один из существующих видов подшипников не удовлетворяет техническим требованиям роторной машины, как возможное решение данной проблемы рассматривают вариант совмещения в единой опоре подшипников качения и скольжения по различным пространственным схемам: параллельная установка ПК и ПС – комбинированная опора с разделением нагрузки (КОРН), либо последовательная установка ПК и ПС – комбинированная опора с разделением скорости (КОРС). Это позволяет использовать достоинства и исключить недостатки, присущие каждому виду опор на различных режимах функционирования роторной машины. Комбинированные опоры подобного типа исследовались в работах зарубежных (N. Hannum, C. Nielson, M. Butner) и отечественных (М.Г. Ханович, Л.В. Горюнов, В.Н. Понькин, С.В. Пинегин, Р.Н. Поляков) авторов. Вместе с тем, существует еще один тип комбинированных опор – комбинированные опоры с разделением и нагрузки, и скорости (КОРНС), при этом, работы, направленные на их систематическое изучение, практически не проводились. К КОРНС в первую очередь относят комбинированные опоры с упругими элементами переключения. Таким образом, исследование динамических характеристик комбинированных опор с упругими элементами переключения является актуальной темой.

Настоящая работа выполнялась в рамках ГРАНТа РФФИ по программе «Разработка фундаментальных принципов создания мехатронного подвеса рото-

ров электро- и турбомашин» (код проекта 09-08-99020) 2009-2010гг., Федеральной целевой программы Министерства образования и науки Российской Федерации «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы (мероприятие 1.1 «Проведение научных исследований коллективами научно-образовательных центров») по теме «Мехатронные опоры роторов агрегатов и машин новых поколений» (государственный контракт № 14.740.11.0030).

Объектом исследования является комбинированная опора с упругим элементом переключения, в состав которой входят подшипник качения, подшипник скольжения и эллиптическая втулка.

Предметом исследования являются динамические характеристики комбинированной опоры с упругим элементом переключения.

Целью исследования является совершенствование опор роторных машин путем совмещения подшипника качения, подшипника скольжения и упругого переключающего элемента в виде эллиптической втулки.

Для достижения сформулированной цели были поставлены и решены следующие **задачи**:

1) провести информационный поиск работ в отечественных и зарубежных источниках, а также патентный поиск в области комбинированных опор роторных машин;

2) разработать математическую модель расчета динамических характеристик комбинированной опоры с упругим элементом переключения в виде эллиптической втулки;

3) разработать программное обеспечение для расчета динамических характеристик комбинированной опоры с упругим элементом переключения в виде эллиптической втулки;

4) провести комплекс вычислительных экспериментов по оценке влияния рабочих и геометрических параметров комбинированной опоры с упругим элементом переключения в виде эллиптической втулки на поведение роторной машины в режиме пуска-останова;

5) выполнить экспериментальные исследования для проверки адекватности разработанной математической модели реальным процессам, происходящим в роторной машине;

6) разработать по результатам проведенных исследований научно-обоснованные рекомендации по проектированию комбинированной опоры с упругим элементом переключения в виде эллиптической втулки.

Методология и методы исследования. Теоретические и практические исследования проводились на основе принципа системного подхода. Математическая модель подшипника качения основывалась на решении контактной задачи теории упругости. Характеристики подшипника скольжения определялись на основе поля давлений, расчет которого базировался на положениях гидродинамической теории смазки с использованием уравнения Рейнольдса, решение которого проводилось методом конечных элементов. Расчет деформаций упругой эллиптической втулки проводился в соответствии с положениями теории изгиба тонких стержней. Исследование динамических характеристик базировалось на предположении, что вал с присоединенными деталями и опорами представляют собой единую динамическую систему. Планирование экспериментальных исследований осуществлялось в соответствии с теорией инженерного эксперимента.

Научная новизна диссертационной работы состоит в том, что:

1 Разработана математическая модель комбинированной опоры с упругим элементом переключения в виде эллиптической втулки для расчета динамических характеристик, особенность которой состоит в совместном решении уравнений теории упругости, гидродинамической теории смазки и теории изгиба тонких стержней;

2 Разработан алгоритм расчета процесса переключения режимов работы комбинированной опоры с упругим элементом переключения с учётом взаимовлияния сил и перемещений подшипника качения, подшипника скольжения и эллиптической втулки;

3 Для комбинированной опоры с упругим элементом переключения в виде эллиптической втулки:

- установлено, что зависимости коэффициентов жесткости и демпфирования от угловой скорости вращения являются гладкими функциями;

- обосновано теоретически и экспериментально, что совмещение подшипника качения, подшипника скольжения и упругого элемента переключения позволяет добиться полной разгрузки подшипника качения на номинальном режиме работы роторной машины;

- обоснован рациональный диапазон коэффициента эллипсности упругой эллиптической втулки, что позволяет обеспечить наименьшую скорость переключения с подшипника качения на подшипник скольжения.

Теоретическая и практическая значимость работы заключается в том, что разработанные математическая модель, алгоритм и программа расчета, результаты вычислительных и экспериментальных исследований совместно с рекомендациями по проектированию позволяют проводить анализ динамического состояния системы «ротор – комбинированные опоры с упругими элементами переключения» с учетом геометрических и рабочих параметров элементов опоры, при заданном силовом возмущении определять динамические характеристики комбинированной опоры с упругим элементом переключения в виде эллиптической втулки, тем самым вносит вклад в развитие теории колебаний роторных машин. Кроме того, практическая ценность диссертационного исследования подтверждается актом внедрения результатов работы на предприятии по производству высокоскоростных роторных машин ОАО «Конструкторское бюро химавтоматики», г. Воронеж.

Положения, выносимые на защиту:

- математическая модель для расчета динамических характеристик комбинированной опоры с упругим элементом, включающая подшипник качения, подшипник скольжения и эллиптическую втулку;

- алгоритм расчета и численная реализация процесса переключения режимов функционирования комбинированной опоры с упругим элементом переключения в виде эллиптической втулки;

- инструментарий в виде комплекса прикладных программ и рекомендации по проектированию комбинированной опоры с упругим элементом переключения.

Достоверность полученных результатов обеспечивается корректностью постановки и формализации задачи, обоснованностью используемых классических теорий, принятых допущений и ограничений, применением апробированных методов решения и анализа, что подтверждается качественным и количественным сопоставлением результатов теоретических и экспериментальных исследований.

Апробация работы. Материалы диссертационной работы докладывались и обсуждались на Международной научно-практической конференции «Образование, наука, производство и управление» (г. Старый Оскол, 2008, 2009); Региональной научно-практической конференции «Инжиниринг-2009» (г. Орёл, 2009); II Всероссийской научно-методической конференции «Детали машин – XXI век» (г. Орёл, 2010), Международной научно-технической конференции «Управляемые вибрационные технологии и машины» (г. Курск, 2010, 2012).

В полном объёме содержание диссертационной работы доложено и обсуждено на расширенном заседании кафедры «Мехатроника и международный инжиниринг» ФГБОУ ВПО «Госуниверситета – УНПК» и на расширенном заседании кафедры «Динамика и прочность машин» ФГБОУ ВПО «Госуниверситета – УНПК» в 2012 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 14 научных работ, включая 3 статьи в рецензируемых научных сборниках и журналах, определенных перечнем Высшей аттестационной комиссии при Министерстве образования и науки Российской Федерации, 10 статей в научных сборниках и журналах, одно свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти разделов, заключения, списка литературы и приложений, имеет 153 страниц основного текста, 79 рисунков, 3 таблицы. Библиография включает 125 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении содержится обоснование актуальности темы, описаны объект и предмет исследования, сформулированы цели и задачи, обоснованы научная новизна и практическая значимость работы, приведены сведения об апробации полученных результатов и изложена структура диссертации.

1. Комбинированные опоры роторов как объект исследования

Энергетические, транспортные и технологические машины с вращательным движением составляют базу многих процессов, используемых в жизнедеятельности человека. Ключевым элементом большинства этих роторных машин является опора, которая во многом определяет работоспособность и надежность всей машины. В ряде случаев при разработке новой, либо модификации существующей роторной машины с повышенными требованиями по надежности, быстроходности и ресурсу целесообразно проектирование опоры, в которой конструктивно объединены несколько типов подшипников, различающихся по способу создания несущей способности. Такое объединение позволяет добиться синергетического эффекта: исключить (или максимально снизить) недостатки, присущие каждому типу подшипников, и одновременно сохранить их достоинства. Опоры подобного вида получили название комбинированных (КО).

Все многообразие конструктивных решений комбинированных опор можно разделить на три основные группы:

- комбинированные опоры с разделением нагрузки (КОРН) позволяют сохранить гарантированный радиальный зазор между втулкой ПС и цапфой в начальный момент работы и частично разгрузить ПК на основных режимах работы;
- комбинированные опоры с разделением скоростей (КОРС) позволяют частично или полностью выключать из работы подшипник качения в зависимости от момента трения ПС и повысить устойчивость движения ротора;

- комбинированные опоры с разделением нагрузки и скорости (КОРНС) обеспечивают гарантированный радиальный зазор ПС на режимах пуска-останова, перераспределяют нагрузку между ПК и ПС при переходных процессах, а на основном режиме позволяют полностью отключить ПК, тем самым, снимая жесткие ограничения по предельной быстроходности.

Одним из возможных вариантов комбинированной опоры с разделением нагрузки и скорости является комбинированная опора с упругим элементом переключения в виде эллиптической втулки – КОУВ (рис. 1). Разгон ротора в подобной опоре происходит на подшипнике качения, а работа на номинальном режиме – на подшипнике скольжения. В качестве переключателя с одного типа подшипника на другой используется упругая эллиптическая втулка, которая при монтаже входит в подшипник качения и прижимается к его внутренней обойме, а при разгоне под действием центробежных сил деформируется и выключает из работы подшипник качения.

В первом разделе представлен обзор исследований в области комбинированных опор роторов, согласно результатам которого, можно сделать вывод, что систематическому изучению характеристик комбинированных опор посвящено ограниченное число работ, основное внимание в которых уделялось исследованию статических и динамических характеристик, применительно к КОРН и КОРС. Вместе тем, работы, направленные на изучение КОРНС, практически отсутствуют.

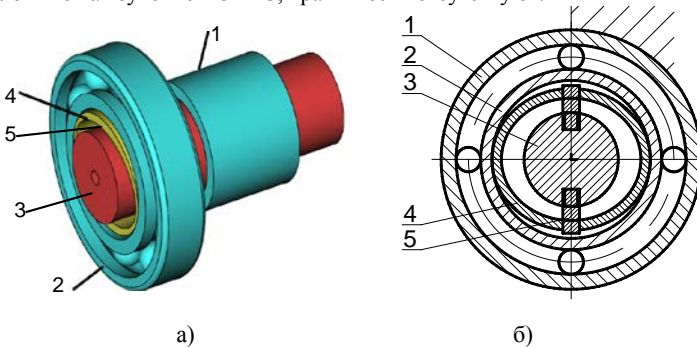


Рисунок 1 – Комбинированная опора с упругой втулкой (КОУВ)

общий вид (а); поперечный разрез КОУВ (б)

1 – корпус; 2 – подшипник качения; 3 – вал;

4 – упругая втулка; 5 – направляющий штифт

Также в разделе представлена обобщенная классификация комбинированных опор, предполагающая появление новых видов комбинированных опор с автоматическим и активным управлением. В заключительной части главы обобщены объекты изучения и изложена структура проведения исследования.

2. Математическая модель комбинированной опоры с упругой эллиптической втулкой

При составлении математической модели комбинированной опоры необходимо учитывать взаимовлияние трёх составляющих исследуемой опоры: реакций со стороны подшипника качения, подшипника скольжения и упругой эллиптической втулки.

Одним из самых важных показателей работы комбинированной опоры является момент (скорость) переключения опоры с режима подшипника качения на подшипник скольжения. В исследуемой опоре по мере увеличения скорости вращения центробежные силы деформируют эллиптическую втулку и, тем самым, уменьшается предварительный монтажный натяг между втулкой и внутренним кольцом ПК. Условием переключения опоры будет являться равенство реакции первоначального монтажного натяга R_M и реакции втулки от центробежных сил R^{in} в точке контакта с кольцом ПК. Тогда реакции всей опоры можно выразить соотношениями:

$$R_X(X, Y) = \begin{cases} R_X^{PC}(X, Y) + R_X^{BT}(X, Y), & \text{если } R^{in} < R_M; \\ R_X^{PC}(X, Y), & \text{если } R^{in} \geq R_M; \end{cases} \quad (1)$$

$$R_Y(X, Y) = \begin{cases} R_Y^{PC}(X, Y) + R_Y^{BT}(X, Y), & \text{если } R^{in} < R_M; \\ R_Y^{PC}(X, Y), & \text{если } R^{in} \geq R_M, \end{cases}$$

где R^{PC} и R^{BT} – реакции со стороны подшипника скольжения и упругой втулки, соответственно.

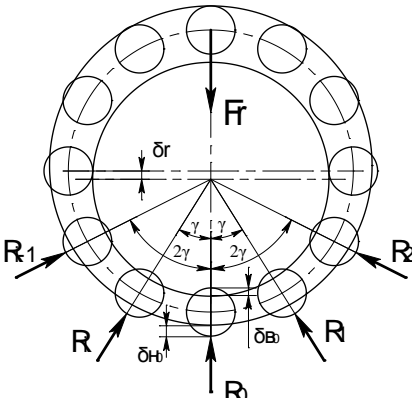


Рисунок 2 – Схема распределения нагрузки в радиальном подшипнике качения

$K = \left(\frac{\pi\mu}{k}\right)^{3/2} \frac{2}{3\eta \sum \rho^{1/2}}$ – коэффициент пропорциональности, зависящий от ма-

териала и формы контактирующих поверхностей. Его можно охарактеризовать как коэффициент нелинейной жесткости подшипника качения размерностью Н/м^{3/2}; здесь $k/\pi\mu$ – величина являющаяся отображением геометрии контакта и определяемая в зависимости от вспомогательной величины $\cos \tau = (\rho_{11} - \rho_{12} + \rho_{21} - \rho_{22}) / \sum \rho$;

$\sum \rho = \rho_{11} + \rho_{12} + \rho_{21} + \rho_{22}$ – сумма главных кривизн поверхностей соприкосновения тел в месте их первоначального контакта;

Подшипники качения, являясь стандартизированными деталями, не требуют каких-либо серьезных отклонений от известных методик расчета. Восстанавливающая сила подшипника качения зависит от упругих свойств колец и тел качения и ее определение основывается на теории контактных деформаций Герца.

Реакция подшипника качения $R^{ПК}$ (рис. 2) определяется следующим образом:

$$R^{ПК} = K \cdot \sum_{i=1}^n \delta_i^{3/2}, \quad (2)$$

где δ_i – деформация в направлении i -го шарика;

$\eta = (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2$ – коэффициент, характеризующий упругие свойства материала, здесь ν_j, E_j ($j=1,2$) – соответственно, коэффициенты Пуассона и модули упругости материалов контактирующих тел.

Расчёт реакции подшипника скольжения (рис. 3) основывается на нахождении поля давлений $p(x, z)$ по опорной поверхности:

$$R_X^{PC} = \int_0^L \int_0^D p \cdot \cos \alpha dx dz, \quad R_Y^{PC} = \int_0^L \int_0^D p \cdot \sin \alpha dx dz, \quad (3)$$

Определение поля давлений основано на решении уравнения классической гидродинамической теории смазки – уравнения Рейнольдса (4), обобщенного на случай стационарного двухмерного турбулентного течения вязкого сжимаемого смазочного материала:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h^3}{K_x} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h^3}{K_z} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6 \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot U \cdot h) \quad (4)$$

где $h = h_0 - X \sin \alpha - Y \cos \alpha$ – функция радиального зазора; ρ, μ – плотность и динамическая вязкость смазки; U, V – скорость смазочного материала на поверхности цапфы в окружном и радиальном направлении; K_x, K_z – коэффициенты турбулентности в радиальном и окружном направлениях соответственно.

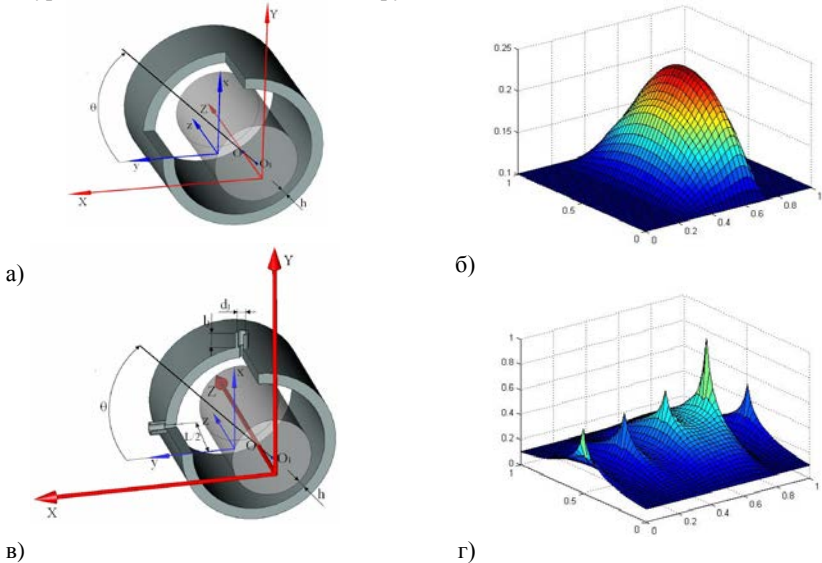


Рисунок 3 – Схема подшипников скольжения и характерные поля давлений: гладкий ПС (а) и характерное поле давлений (б);

ПС с точечными питающими камерами (в) и характерное поле давлений (г)

Для определения коэффициентов турбулентности использовались методика Поддубного. Данный подход предполагает нахождение в каждой точке развертки подшипника локальных чисел Рейнольдса и сравнении их с критическими значениями (Re^{kp}):

$$K_{x(z)} = \begin{cases} 1 & , Re_s > Re_{x(z)}^{kp} \\ \left(\frac{Re_s}{Re_{x(z)}^{kp}} \right)^{0,75} & , Re_s > Re_{x(z)}^{kp}, \end{cases} \quad (5)$$

$$\text{где } Re_s = \sqrt{Re_\omega^2 + Re_p^2}; \quad Re_z^{kp} = 2038; \quad Re_x^{kp} = Re_z^{kp} \sqrt{1 - \frac{3}{4} \sin \left(\arctg \left(\frac{Re_\omega}{Re_p} \right) \right)};$$

$$Re_p = \sqrt{Re_x^2 + Re_z^2}.$$

Численное решение уравнения (4) реализовано на основе метода конечных элементов. Для построения конечно-элементной модели выбран четырехузловой элемент. При этом граничные условия имеют вид:

$$p(x, 0) = p_{a_1}; \quad p(x, L) = p_{a_2}; \quad p(x_{H_n}, z_{H_n}) = p_{H_n}, \quad (6)$$

где p_a , p_H – давление слива (на торцах подшипника) и давление в камерах, соответственно; x_H , z_H и n – координаты и номер текущей камеры.

Условия сопряжения:

$$p(0, z) = p(2\pi R, z); \quad \frac{\partial p}{\partial x}(0, z) = \frac{\partial p}{\partial x}(2\pi R, z). \quad (7)$$

Упругая втулка моделируется в виде эллиптического кольца (рис. 4а). При вращении кольца каждый его элемент движется с центростремительным ускорением $a_R = \omega^2 \cdot r$, где r – радиальное расстояние от оси вращения до рассматриваемого элемента. Интенсивность сил инерции, т.е. сила инерции, приходящаяся на единицу длины кольца, равна:

$$q(\alpha) = \rho \cdot A \cdot \omega^2 \cdot r(\alpha), \quad (8)$$

где ρ – плотность материала кольца; A – площадь поперечного сечения кольца.

Реакцию от центробежной силы вдоль большой полуоси эллипса R^{in} найдем для четверти кольца, которая, по сути, является криволинейным стержнем (рис. 4б). Для раскрытия статической неопределенности воспользуемся методом сил. В такой постановке задачи R_X является половиной от реакции центробежной силы в точке контакта $R^{in} = 2 \cdot R_X$ (рис. 4в). Пренебрегая влиянием нормальных и перерезывающих сил на деформацию, запишем с помощью интеграла Мора обобщенное перемещение:

$$\Delta = \int_l \frac{M_P M_1}{EJ} ds, \quad (9)$$

где M_P – изгибающий момент в сечении кольца (в основной системе) от дейст-

вия внешних сил; M_1 – изгибающий момент в сечении кольца от единичной нагрузки; EJ – изгибная жесткость сечения.

Принимая во внимание отсутствие в разрезанном кольце взаимных смещений по направлениям силовых факторов R_X и M_Z , запишем систему канонических уравнений:

$$\begin{aligned} \Delta_{11}M_Z + \Delta_{12}R_X + \Delta_{1P} &= 0; \\ \Delta_{21}M_Z + \Delta_{22}R_X + \Delta_{2P} &= 0. \end{aligned} \quad (10)$$

Для вычисления коэффициентов и свободных членов канонических уравнений строятся единичные и грузовые эпюры внутренних силовых факторов. Перемножением соответствующих эпюр находят коэффициенты метода сил. После этого определяются неизвестные силовые факторы R_X и M_Z по формулам:

$$M_Z = \frac{\Delta_{1P}\Delta_{22} - \Delta_{2P}\Delta_{12}}{\Delta_{11}\Delta_{22} - \Delta_{12}\Delta_{21}}; \quad R_X = \frac{\Delta_{2P}\Delta_{11} - \Delta_{1P}\Delta_{21}}{\Delta_{11}\Delta_{22} - \Delta_{12}\Delta_{21}}. \quad (11)$$

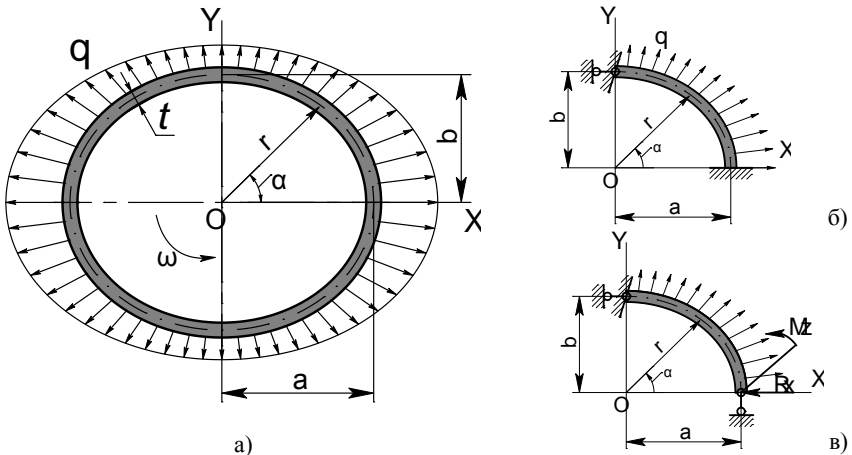


Рисунок 4 – Расчётная схема эллиптического кольца:

*схема нагружения центробежной нагрузкой эллиптического кольца (а);
 исходная система при расчете методом сил (б);
 основная система при расчете методом сил (в)*

По такому же алгоритму находятся неизвестные реакции от предварительно монтажного натяга R_M и реакции на вал со стороны упругой втулки R^{BT} .

Распределения нагрузок в элементах опоры зависит от геометрических параметров элементов входящих в состав опоры. Варьированием толщиной втулки можно производить подбор режима работы опоры в рабочем диапазоне угловых скоростей вращения. На рисунке 5 показано распределение несущей способности в элементах комбинированной опоры в зависимости от угловой скорости, толщины стенки эллиптической втулки и внешней нагрузки. При построении графиков на рисунке 5в,г использовались безразмерная несущая способность и безразмерная скорость вращения:

$$\bar{R} = \frac{R_{ПС(ПК)}}{m_6 \cdot g + P}; \quad \bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_{пер}}, \quad (12)$$

где P – внешняя нагрузка, m_6 – масса ротора.

$\omega_{пер}$ – угловая скорость переключения с режима ПК на режим ПС.

Из представленных графиков видно, что разгрузка подшипника качения и момент переключения напрямую зависят от внешней нагрузки: чем больше внешняя нагрузка, тем позднее произойдет переключение режимов работы.

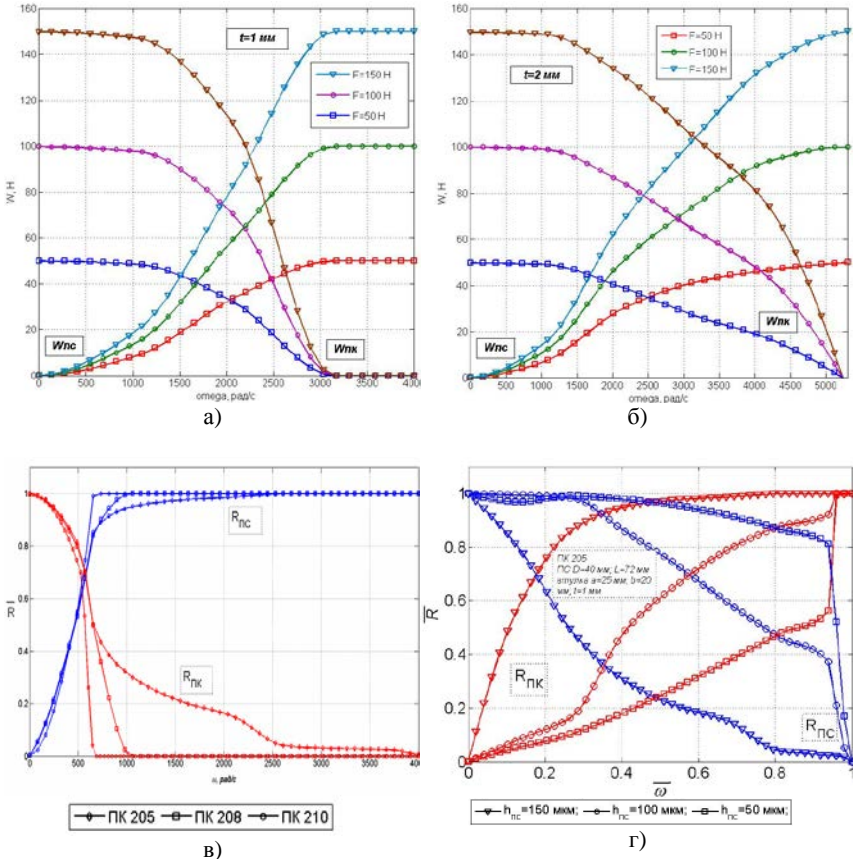


Рисунок 5 – Распределение нагрузки в элементах КОУВ в зависимости от скорости

Из графиков, представленных на рисунке 6, установлено, что минимальная скорость переключения достигается для втулок меньшей толщины. Это объясняется меньшей изгибной жесткостью таких втулок. Наименьшая скорость переключения достигается в диапазоне эллипсности втулки $k = 0,5..0,9$. Наиболее

вариативным с точки зрения обеспечения требуемой скорости переключения является диапазон эллипсности $k = 0,1..0,3$.

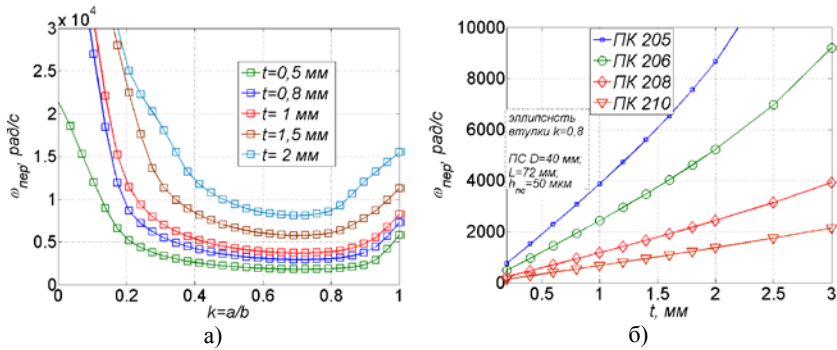


Рисунок 6 – Зависимость скорости переключения режимов работу КОУВ от: эллипсности (а); толщины втулки (б)

Таким образом, можно констатировать, что минимальная скорость переключения комбинированной опоры с упругой втулкой может быть достигнута уменьшением толщины стенки или уменьшением внешней нагрузки, передающейся с ротора, либо сочетанием этих параметров.

3. Динамические характеристики комбинированной опоры с упругой эллиптической втулкой

Ротор, установленный на комбинированных опорах с упругими элементами, является источником колебаний и одновременно элементом, который подвержен колебаниям. Процесс работы исследуемой опоры можно условно разделить на четыре основных режима. В момент времени $t_0 = 0$ (угловая скорость вращения $\omega_0 = 0$) единственно действующая нагрузка – вес ротора, передается через эллиптическую втулку, на подшипник качения. Непосредственно после пуска ротора, начинается процесс упругого деформирования эллиптической втулки под действием возникших центробежных сил. При этом нагрузка, передаваемая от втулки на внутренне кольцо подшипника качения, начинает снижаться. Одновременно возникает гидродинамическая реакция смазочного слоя подшипника скольжения. На этом этапе основную часть внешней нагрузки воспринимает подшипник качения. Когда инерционные силы вдоль большой оси эллипса станут больше реакции от монтажного натяга, произойдет переключение комбинированной опоры в режим подшипника скольжения. Выход ротора на номинальную скорость вращения осуществляется при работе опоры в режиме подшипника скольжения.

Динамическую модель комбинированной опоры с упругой втулкой (рис. 7) представим в виде одномассового трёхстепенного осциллятора: линейные плоские перемещения 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, скольжения и упругой эллиптической втулки, которые пред-

ставлены в виде линейных пружин $K_{XX}, K_{XY}, K_{YX}, K_{YY}, K_{X(Y)}^{ПК}, K_{X(Y)}^{BT}$ и демпферов $B_{XX}, B_{XY}, B_{YX}, B_{YY}$.

Для оценки жесткостных и демпфирующих характеристик комбинированных опор реакции подшипников скольжения линеаризуются в предположении малости перемещений, жесткость подшипников качения определяется в квазистатической постановке.

Эквивалентная жесткость всей опоры до момента переключения с ПК на ПС определяется соотношениями для случая двух параллельно и одной последовательно соединенных пружин:

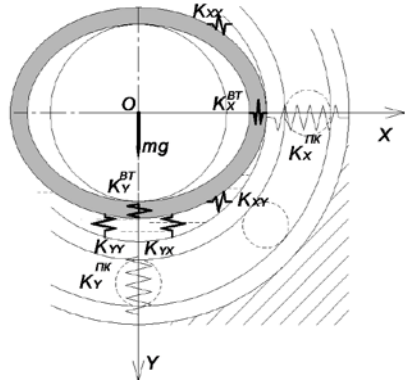


Рисунок 7 – Динамическая модель КОУВ

$$K_X^{KOVБ} = \frac{K_X^{ПК} \cdot K_X^{BT}}{K_X^{ПК} + K_X^{BT}} + K_X^{ПС}, \quad K_Y^{KOVБ} = \frac{K_Y^{ПК} \cdot K_Y^{BT}}{K_Y^{ПК} + K_Y^{BT}} + K_Y^{ПС}. \quad (13)$$

После выключения из работы ПК жесткость всей опоры будет определяться только жесткостью смазочного слоя подшипника скольжения:

$$K_X^{KOVБ} = \frac{K_{XX} \cdot K_{XY}}{K_{XX} + K_{XY}}, \quad K_Y^{KOVБ} = \frac{K_{YY} \cdot K_{YX}}{K_{YY} + K_{YX}}. \quad (14)$$

Демпфирование всей опоры будет полностью определяться демпфированием смазочного слоя подшипника скольжения, при этом демпфирующие свойства в материале подшипника качения не учитывались:

$$B_X^{KOVБ} = \frac{B_{XX} \cdot B_{XY}}{B_{XX} + B_{XY}}, \quad B_Y^{KOVБ} = \frac{B_{YY} \cdot B_{YX}}{B_{YY} + B_{YX}}. \quad (15)$$

На рисунке 8а представлены зависимости коэффициентов жесткости всей комбинированной опоры при изменении скорости вращения. Изменение коэффициента демпфирования комбинированной опоры с упругой втулкой изображено на рисунке 8б. Безразмерные коэффициенты рассчитывались по следующим соотношениям:

$$\bar{K} = \frac{K_X^{KOVБ} \cdot h}{m_e \cdot g}, \quad \bar{B} = \frac{2 \cdot \pi \cdot B_X^{KOVБ}}{m_e \cdot \omega}. \quad (16)$$

Одним из основных видов динамического анализа роторной системы является модальный анализ, цель которого состоит в нахождении собственных частот и форм колебаний ротора и определении на их основе резонансных зон. Для модального анализа предполагается, что на систему не действуют внешние силы $\{F\}=0$.

Кроме этого, считаем, что перемещения изменяются по следующему закону:

$$\{Q\} = \{U\}e^{\lambda t}, \quad (17)$$

тогда система уравнений, может быть записано как однородная система линейных алгебраических уравнений относительно вектора $\{U\}$:

$$(\lambda^2[M] + \lambda([G] + [B]) + [K])\{U\} = 0. \quad (18)$$

Из теории линейных алгебраических уравнений известно, что (18) имеет нетривиальное решение, если определитель системы равен нулю, откуда:

$$\det(\lambda^2[M] + \lambda([G] + [B]) + [K]) = 0. \quad (19)$$

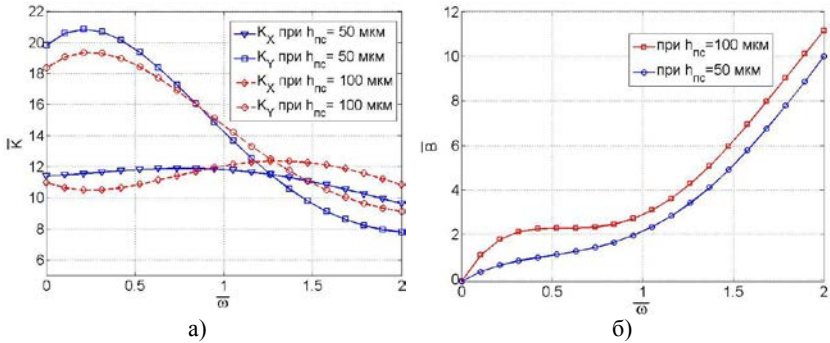


Рисунок 8 – Зависимость коэффициента жесткости (а) и коэффициента демпфирования (б) от угловой скорости

В общем случае, корни алгебраического уравнения (19) λ_i – комплексные величины. Поэтому (19) для практической реализации удобнее сформулировать как задачу о поиске собственных чисел ($1/\lambda_i$) матрицы $[D] = -[K^*]^{-1}[M^*]$, где $[K^*]$ и $[M^*]$ – блочные матрицы следующего вида:

$$[K^*] = \begin{bmatrix} -[M] & [0] \\ [0] & [K] \end{bmatrix}; [M^*] = \begin{bmatrix} [0] & M \\ [M] & [G] + [B] \end{bmatrix},$$

$[0]$ – нулевая матрица, совпадающая по размерности с матрицами $[M]$, $[G]$, $[B]$ и $[K]$.

Значения собственных частот ω_i роторной системы определяются как:

$$\omega_i = \text{Im}(\lambda_i). \quad (20)$$

В случае равенства нулю матриц $[G]$ и $[B]$ задача упрощается, тогда матрица $[D] = [K]^{-1}[M]$. При этом все собственные числа будут вещественными и значения собственных частот определяться как:

$$\omega_i = \sqrt{\lambda_i}. \quad (21)$$

Узловые перемещения, соответствующие i -ой собственной частоте можно получить из уравнения (18), подставляя вместо λ значение корня λ_i уравнения (19), и, положив в векторе $\{U\}$ любой (например, первый) элемент равным любому вещественному числу (например, единице).

По известным значениям собственных векторов $\{U\}_i$, можно получить форму колебаний (моду), соответствующую i -ой собственной частоте. Отметим, что в задачах динамики роторов, по результатам модального анализа строят диаграмму Кэмпбелла, позволяющую определить значения критических частот вращения при различных значениях возбуждающей силы. На рисунке 9 представлена диаграмма Кэмпбелла для исследуемой роторно-опорной системы.

Таким образом, спектр динамических характеристик опорного узла становится значительно шире при последовательной комбинации ПК и ПС, что позволяет что позволяет обеспечить необходимый запас по критерию виброустойчивости за счет изменения как геометрических, так и рабочих параметров роторной системы.

В ходе проведения вычислительного эксперимента получены зависимости коэффициентов жесткости и демпфирования комбинированной опоры от рабочих параметров системы. Проведен анализ спектра собственных частот роторной системы установленной на комбинированных опорах с упругими элементами.

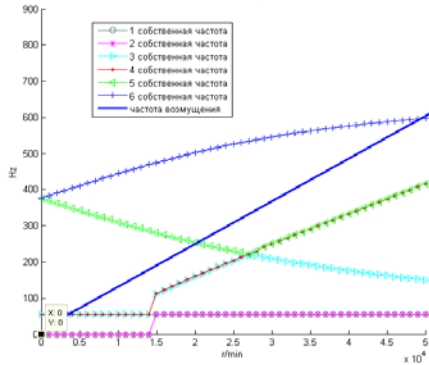


Рисунок 9 – Диаграмма Кэмпбелла

4. Экспериментальные исследования характеристик комбинированной опоры с упругой эллиптической втулкой

С целью проверки адекватности разработанной математической модели, а также подтверждения работоспособности опоры был проведен комплекс экспериментальных исследований по изучению рабочих характеристик комбинированной опоры с упругой эллиптической втулкой. С точки зрения структуры экспериментальный стенд состоит из механической части и информационно-измерительной системы (ИИС) (рис. 10).

В качестве привода ротора используется асинхронный электродвигатель АИР80А2ЕУ3 ($N_{ном} = 3$ кВт, $n_{ном} = 3000$ об/мин) с частотным преобразователем Lenze серии ESMD. Условием выбора диапазона частот вращения является обеспечение возможности переключения с подшипника качения на подшипник скольжения.

Экспериментальный стенд позволяет проводить исследования в следующих диапазонах рабочих параметров: 1) номинальная частота вращения ротора $0 \div 24000$ об/мин; 2) давление подачи смазочного материала $0.05 \div 0.2$ МПа.

На рисунке 11 представлена конструкция комбинированной опоры с упругой втулкой на основе последовательно расположенных мехатронного подшипника качения с датчиком частоты вращения № 205 (SKF, Швеция) и гидростатодинамического подшипника (диаметр опорной части 40 мм, длина 72 мм, диаметр камер 3 мм, номинальный радиальный зазор 100 мкм).

Базовым элементом ИИС является аналого-цифровой преобразователь фирмы «National Instruments». Роль первичных преобразователей выполняют индуктивные датчики относительных виброперемещений ДБ2 фирмы «НПО Измерительной Техники» и IA5-18GM-13 фирмы Pepperl+Fuchs, с помощью которых осуществляется отслеживание положения ротора в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

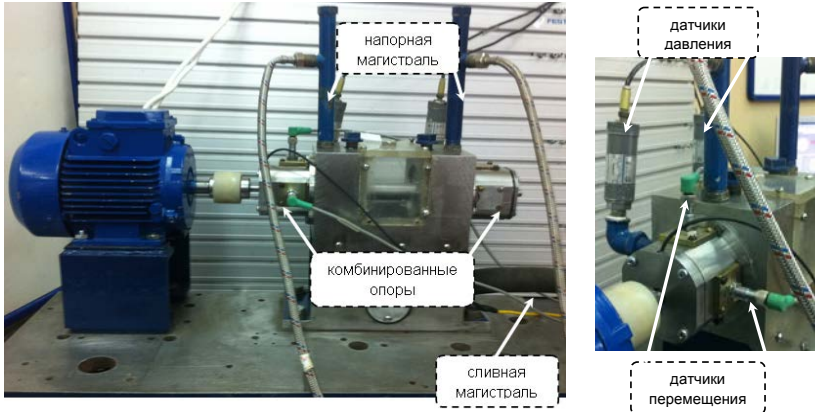


Рисунок 10 – Общий вид экспериментального стенда

Для измерения давлений в напорной магистрали ПС используются датчики КРТ-С фирмы «Орлэкс» (Орел, Россия). Частота вращения регистрируется по двум каналам: от мехатронного подшипника качения и частотного преобразователя Lenze серии ESMD.

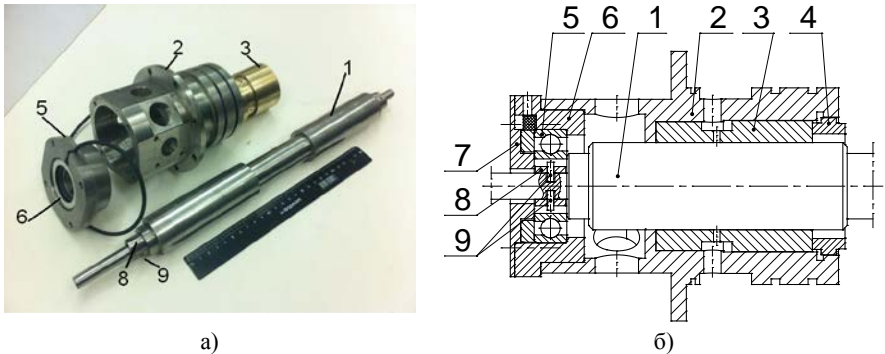


Рисунок 11 – Конструкция комбинированной опоры с упругой втулкой: фотография КОУВ в разборе (а); продольный разрез КОУВ (б)

1 – вал; 2 – корпус; 3 – втулка ПС; 4 – гайка; 5 – ПК мехатронный; 6 – крышка; 7 – накладка; 8 – втулка эллиптическая упругая; 9 – штифт направляющий

Для оценки момента переключения комбинированной опоры с упругой втулкой фиксировалась расхождение частот вращения вала привода и внутреннего кольца ПК.

На рисунке 12а изображены отфильтрованные показания несущей частоты вращения вала привода и внутреннего кольца ПК при разгоне до 5000 об/мин.

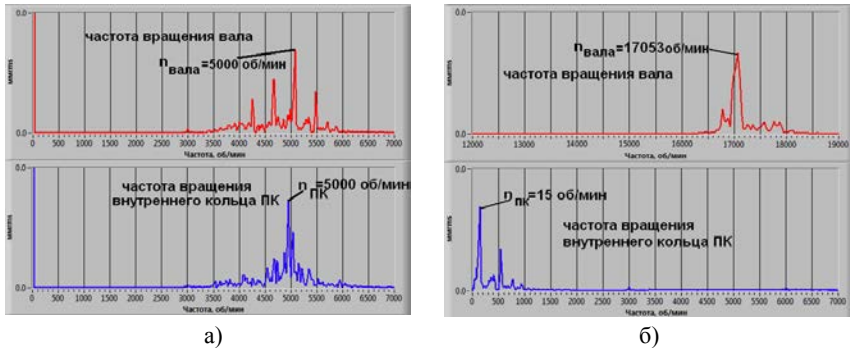


Рисунок 12 – Частота вращения вала экспериментальной установки и внутреннего кольца ПК при частоте вращения вала электродвигателя $n=5000$ об/мин (а); $n=17053$ об/мин (б)

При этом значения скорости ротора и внутреннего кольца ПК, а, следовательно, и упругой втулки, совпадают. Т.е. втулка находится в сцеплении с кольцом ПК и передает на него вращение. При скорости вращения вала привода 17053 об/мин (рисунок 12б) наблюдается падение частоты вращения внутреннего кольца ПК, практически, до нуля, что свидетельствует о деформации упругой втулки и полном выключении ПК из работы. Расчетное значение частоты переключения составило 18370 об/мин.

В ходе экспериментальных исследований была проведена работа по созданию стенда для натуральных испытаний комбинированной опоры с упругой эллиптической втулкой, включающего в себя механическую часть и информационно-измерительную систему. Исследования проводились по двум основным направлениям: проверка адекватности математической модели и выявление новых закономерностей. Проведенный сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований показал удовлетворительную сходимость и подтвердил работоспособность конструкции комбинированной опоры с упругой эллиптической втулкой.

5. Вопросы проектирования комбинированных опор с упругими элементами переключения

В первой части раздела представлены общие рекомендации по проектированию комбинированных опор с упругими элементами переключения с учетом возможных режимов работы. Алгоритм в своей основе направлен на поиск рационального сочетания параметров подшипника качения, подшипника скольжения и упругого элемента, входящих в состав опоры. Создание требуемых упругих и демпфирующих свойств основывается на расчете динамических характеристик опоры. Удобным инструментарием при проектировании является созданное программное обеспечение, описание которого представлено во втором пункте данного раздела. Программа представляет собой код, написанный в среде математического программирования MatLab. Программное обеспечение может быть использовано для проведения проектных и проверочных расчетов комбини-

рованных опор с упругой втулкой и позволяет получить основные динамические (жесткость и демпфирование) и статические (реакции подшипника качения, реакции подшипника скольжения, реакции и перемещения втулки, перераспределение сил в опоре) характеристики. В заключительной части раздела представлены результаты использования разработанного алгоритма и программного обеспечения на примере расчета комбинированной опоры с упругой эллиптической втулкой опытного образца турбонасосного агрегата.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведённых теоретических и экспериментальных исследований в диссертации представлено решение задачи по совершенствованию опор роторов за счёт использования комбинированной опоры с упругим элементом переключения, которая включает подшипник качения, подшипник скольжения и упругий элемент переключения в виде упругой эллиптической втулки, позволяющая улучшить динамические характеристики системы «ротор – опоры». При проведении исследования были выполнены все поставленные задачи, получены следующие результаты и сделаны выводы:

1) проведен информационный и патентный поиск в отечественных и зарубежных источниках в области комбинированных опор роторных машин, который показал отсутствие исследований комбинированных опор с упругими элементами переключения;

2) разработана математическая модель комбинированной опоры с упругой эллиптической втулкой, основанная на решении уравнений теории упругости, гидродинамической теории смазки, теории изгиба тонких стержней, системы допущений и граничных условий, позволяющая рассчитывать следующие характеристики: реакции подшипника качения, реакции подшипника скольжения, реакции и перемещения втулки, перераспределение сил в опоре, коэффициенты жесткости и демпфирования;

3) разработан и численно реализован алгоритм процесса переключения комбинированной опоры с подшипника качения на подшипник скольжения с учётом взаимовлияния сил и перемещений подшипника качения, подшипника скольжения и эллиптической втулки;

4) проведен комплекс вычислительных экспериментов по оценке влияния рабочих и геометрических параметров комбинированной опоры с упругим элементом переключения на поведение роторной системы в режиме пуска-останова, при этом:

– установлено снижение динамических нагрузок, возникающих при скачкообразном изменении жесткости и демпфирования в комбинированных опорах без переключающих элементов;

– установлено, что наименьшая скорость переключения достигается в диапазоне эллипсности втулки $k = 0,5..0,9$;

– выявлено, что совмещение подшипника качения, подшипника скольжения и упругого переключающего элемента позволяет добиться полной разгрузки ПК на основном режиме работы;

– установлено, что рациональный диапазон коэффициента эллипсности упругой эллиптической втулки позволяет обеспечить наибольшую вариативность

скорости переключения комбинированной опоры с упругим переключающим элементом;

5) получены безразмерные соотношения для определения коэффициентов жесткости и демпфирования, которые позволяют осуществить подбор рациональных параметров совмещаемых элементов и оценить динамические характеристики опоры;

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

7) подтверждена работоспособность комбинированной опоры с упругой втулкой и адекватность математической модели в результате проведения экспериментальных исследований, при этом погрешность расчетных и экспериментальных данных составила не более 10%;

8) разработаны научно-обоснованные рекомендации по проектированию комбинированной опоры с упругим элементом переключения с использованием разработанной математической модели и инструментальных средств, в виде программного обеспечения для ЭВМ, позволяющие проводить проекторочный и проверочный расчет основных характеристик.

В приложениях представлены элементы листинга и пользовательского интерфейса расчетных программ, копия акта о внедрении.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ ИЗЛОЖЕНО В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

Публикации в рецензируемых изданиях, рекомендованных высшей аттестационной комиссией при министерстве образования и науки российской федерации

1. Базлов, Д.О. Особенности функционирования высокоскоростных роторов на комбинированных опорах переменной жесткости [Текст] / Л.А. Савин, Р.Н. Поляков, Д.О. Базлов // Известия Орловского государственного технического университета, Сер. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2008. – № 3-6/271(546) – С. 65-71.

2. Базлов, Д.О. Экспериментальные исследования динамических характеристик роторных систем на комбинированных опорах с упругими элементами [Текст] / Д.О. Базлов, Р.Н. Поляков // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2012. – № 2-2. – С.96-105.

3. Базлов, Д.О. Базовые принципы функционирования адаптивных опор роторов [Текст] / Л.А. Савин, Д.О. Базлов, Р.Н. Поляков // Мир транспорта и технологических машин. – 2013. – № 2 (41) – С. 35-44.

Другие публикации

4. Базлов, Д.О. Подход к моделированию альтернативных упорных опор с упругодемпферными элементами [Текст] / Д.О. Базлов, С.А. Герасимов, В.А. Яхонтов, В.М. Рязанцев // Материалы международной научно-технической конференции – Орел: ОрелГТУ, 2007. – С. 246 – 249.

5. Базлов, Д.О. Особенности определения коэффициентов жесткости комби-

нированной опоры с упругой втулкой [Текст] / Д.О. Базлов // Образование, наука, производство и управление: Сборник трудов международной научно-практической конференции: Старый Оскол: СТИ МИСиС, 2008. – Т.1. – С. 121 – 125.

6. Базлов, Д.О. Моделирование переменного зора подшипника скольжения в комбинированной опоре с неравножесткой втулкой [Текст] / Д.О. Базлов // ИНЖИНИРИНГ – 2009: сб. трудов региональной научно-практической конференции / Орел: «Издательский дом «Орловская литература и книгоиздательство» и К», 2009. – С. 268-270.

7. Базлов, Д.О. Подход к математическому описанию условия переключения режимов работы комбинированной опоры с упругой втулкой [Текст] / Д.О. Базлов, Л.А. Савин, Р.Н. Поляков // Образование, наука, производство и управление: Сборник трудов международной научно-практической конференции: Старый Оскол: СТИ МИСиС, 2009. – Т.1. – С. 228 – 229.

8. Базлов, Д.О. Математическое описание функционирования роторной системы на комбинированных опорах с упругой втулкой [Текст] / Д.О. Базлов // Управляемые вибрационные технологии и машины: сб. науч. ст. международной конф.: в 2 ч. Ч. 1; Курск. Гос. техн. ун-т. Курск, 2010. – С. 220-226.

9. Базлов, Д.О. Применение комбинированных подшипниковых узлов в агрегатах транспортных средств [Текст] / Л.А. Савин, Д.О. Базлов, С.А. Герасимов // Актуальные проблемы развития транспортного комплекса: материалы VI Всероссийской дистанционной научно-практической конференции – Самара: СамГУПС, 2010. – С. 140-143.

10. Базлов, Д.О. Подход к определению динамических коэффициентов комбинированных подшипниковых узлов [Текст] / Д.О. Базлов, Д.В. Александров // Основы проектирования и детали машин – XXI век: материалы II Всероссийской научно-методической конференции – Орел: ОрелГТУ, 2010. – С. 256-259.

11. Базлов, Д.О. Комбинированные опорные узлы как элементы транспортных машин [Текст] / Л.А. Савин, Р.Н. Поляков, Д.О. Базлов, С.А. Герасимов // Современные проблемы производства и ремонта в промышленности и на транспорте: материалы 11-го Международного научно-технического семинара г. Свалява. – Киев: АТМ Украины, 2011. – С. 227-229.

12. Базлов, Д.О. Экспериментальный стенд для исследования характеристик комбинированных опор с упругими элементами [Текст] / Д.О. Базлов // Управляемые вибрационные технологии и машины: сб. науч. ст. международной конф: т. 1; Курск. Юго-Западный гос. ун-т. Курск, 2012. – С. 203-209.

13. Базлов, Д.О. Вопросы проектирования комбинированных опор с упругими элементами [Текст] / Д.О. Базлов // Образование, наука, производство и управление: Сборник трудов международной научно-практической конференции: Старый Оскол: СТИ НИТУ МИСиС, 2012. – Т.1. – С. 133 – 137.

14. Комбинированная опора с упругими элементами: свидетельство о регистрации программы для ЭВМ № 2012661042 от 05.12.2012 г. / авторы: Базлов Д.О., Савин Л.А., Поляков Р.Н., Майоров С.В., Широков С.В.

ДЛЯ ЗАМЕТОК

Подписано в печать 18.04.2013
Формат 60x84 1/16. Печ. л. 1,0
Тираж 100 экз. Заказ № 1705

Государственный университет – УНПК
302020, г. Орёл, Наугорское шоссе, 29
Отпечатано в ФГБОУ ВПО «Государственный университет – УНПК»