

На правах рукописи



Храмин Роман Владимирович

**ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОПОРЫ РАДИАЛЬНО-УПОРНОГО
ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО
ДВИГАТЕЛЯ С КОНСИСТЕНТНОЙ СИСТЕМОЙ СМАЗКИ**

Специальность 05.07.05 – «Тепловые, электроракетные двигатели и
энергоустановки летательных аппаратов»

Автореферат

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва - 2020

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Равикович Юрий Александрович

Официальные оппоненты: **Балякин Валерий Борисович**, доктор технических наук, профессор, ФГАОУ ВО «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева», заведующий кафедрой «Основы конструирования машин»

Сорокин Фёдор Дмитриевич, доктор технических наук, доцент, ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», профессор кафедры «Прикладная механика»

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уфимский государственный авиационный технический университет»

Защита состоится 22 марта 2021 г. в 15:00 на заседании диссертационного совета Д 212.125.08, созданного на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)», по адресу: 125993, г. Москва, Волоколамское шоссе, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» https://mai.ru/upload/iblock/651/Dissertatsiya_KHramin-RV.pdf

Автореферат разослан « ____ » _____ 2021 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.125.08
доктор технических наук, профессор



Зуев Юрий Владимирович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования.

Подшипники качения опор малоразмерных короткоресурсных авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) относятся к числу наиболее ответственных деталей, определяющих срок службы и надежность работы двигателей. Долговечность, грузоподъемность и надежность работы подшипников в значительной степени зависят от их рабочей температуры, осевых и радиальных градиентов температур колец, системы охлаждения и действующих нагрузок. Традиционные циркуляционные системы смазки в своем составе имеют: маслобак, нагнетающие и откачивающие насосы, трубопроводы, системы наддува и суфлирования, что существенно увеличивает массу двигателя.

Для современных малоразмерных авиационных ГТД, где требования по минимизации массы выходят на передний план, необходимо применение современных систем охлаждения опор воздухом и отказ от традиционных масляных систем. Надежная эксплуатация таких подшипников требует уточнения расходов воздуха на его охлаждение совместно с конструктивными решениями по обеспечению элементов подшипника консистентной смазкой. Тепловое состояние подшипника напрямую зависит от нагрузок, приходящих на него, что требует надежных расчетно-экспериментальных методов определения этих нагрузок. Применение консистентной системы смазки требует решения двух проблем: организации потребного охлаждения подшипника воздухом для обеспечения допустимой температуры смазки и регламентирование действующих нагрузок, от которых во многом зависит количество выделяемого тепла.

Актуальность диссертационной работы определяется растущей теплонапряженностью современных короткоресурсных авиационных ГТД, особенно с подшипниками с консистентной системой смазки. Эксплуатация опор авиационных ГТД с шариковым подшипником качения с консистентной системой смазки требует уточнения необходимого расхода охлаждающего воздуха для обеспечения приемлемой температуры этой смазки. Поэтому необходимо оптимизировать расходы воздуха на охлаждение колец подшипника и элементов опоры, улучшая при этом тепловое состояние узла опоры в целом.

В связи с вышеизложенным, исследование температурного состояния подшипников с консистентной смазкой и проектирование необходимой системы воздушного охлаждения является важной задачей для малоразмерных авиационных ГТД. Решению этой актуальной задачи посвящена представленная диссертационная работа.

Объектом исследований и разработок являются опоры малоразмерных, короткоресурсных авиационных газотурбинных двигателей с радиально-упорным шариковым подшипником качения и консистентной системой смазки.

Цели и задачи.

Целью данной диссертационной работы является разработка эффективного расчетно-экспериментального метода проектирования опор ГТД с шариковыми подшипниками качения с консистентной смазкой и воздушным охлаждением на

основе критериального уравнения определения теплового состояния узла опоры и экспериментальном определении осевой силы действующей на радиально-упорный подшипник.

Для достижения поставленной цели необходимо последовательно решить следующие задачи:

- получить критериальное уравнение расчетно-экспериментального определения теплового состояния геометрически подобных опор;
- предложить способ измерения осевой силы методом динамического тензометрирования наружного кольца подшипника в составе ГТД;
- разработать конструкцию подшипника для постановки тензодатчиков;
- определить экспериментальные зависимости температур колец подшипника от параметров осевой силы и частоты вращения ротора;
- разработать конструкцию опоры ГТД с радиально-упорным подшипником с консистентной смазкой и воздушным охлаждением.

Новизна результатов исследований. Разработан новый расчетно-экспериментальный метод проектирования опоры короткоресурсного авиационного ГТД с радиально-упорным шариковым подшипником и консистентной смазкой, основанный на экспериментальном исследовании теплового состояния опоры с измерением температур наружного кольца, а также на прямом замере осевого усилия, действующего на подшипник методом динамического тензометрирования с подводом охлаждающего воздуха на кольца подшипника.

В процессе экспериментальных исследований установлен характер влияния осевой силы и частоты вращения ротора на изменение тепловыделения в подшипнике и на изменение температуры наружного кольца подшипника.

Впервые разработан и реализован способ измерения осевой силы с применением метода динамического тензометрирования, благодаря которому были определены величины суммарных осевых сил ряда двигателей авиационного назначения.

Практическая значимость результатов исследований. Разработан расчетно-экспериментальный метод, позволяющий оценивать тепловой режим шарикоподшипников с консистентной смазкой при различных значениях частоты вращения ротора и величине осевой силы. Применение разработанного метода анализа теплового состояния позволяет оптимально распределить потребные расходы охлаждающего воздуха на подшипники качения и на элементы конструкции. Тем самым, снижаются градиенты температур элементов подшипников, улучшается тепловое состояние консистентной смазки и повышается надежность ГТД. Разработанный метод анализа теплового состояния подшипников внедрен в практику работы ПАО «ОДК-Сатурн» г. Рыбинск. С его помощью определены и реализованы потребные расходы охлаждающего воздуха через опоры перспективного двигателя с консистентной системой смазки.

Достоверность полученных результатов. Достоверность результатов диссертационного исследования подтверждена обоснованностью исходных предположений и гипотез, адекватностью теоретических предположений экспериментальным данным; близостью результатов расчетов и данных

эксперимента, проведенных на современном оборудовании. Достоверность полученных результатов также подтверждается корректным использованием математического аппарата.

На защиту выносятся:

- критериальное уравнение определения теплового состояния узла опоры ГТД с шариковым подшипником качения с консистентной смазки;
- способ измерения осевых сил методом динамического тензометрирования;
- конструкция подшипника для постановки тензорезисторов;
- экспериментальные зависимости температур колец подшипника от параметров осевой силы и частоты вращения ротора;
- система воздушного охлаждения шарикового подшипника ротора ГТД с консистентной смазкой.

Вклад автора в проведенное исследование выражается:

- в получение критериального уравнения расчетно-экспериментального определения теплового состояния геометрически подобных опор;
- в разработке способа измерения осевой силы методом динамического тензометрирования наружного кольца подшипника в составе ГТД;
- в разработке конструкции подшипника для постановки тензодатчиков;
- в определении экспериментальных зависимостей температур колец подшипника от параметров осевой силы и частоты вращения ротора;
- в разработке конструкции опоры ГТД с радиально-упорным шариковым подшипником с консистентной системой смазки и воздушным охлаждением.

Апробация работы. Основные результаты экспериментальных исследований обсуждались на научном семинаре кафедры «Конструкция и проектирование двигателей» Московского авиационного института и были доложены на научно-техническом совете ПАО «ОДК–Сатурн». Результаты диссертационной работы докладывались на 1-ой Российской конференции: научно-техническая конференция «Климовские чтения – 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения», г. Санкт-Петербург и на 1-ом научно-техническом конгрессе по двигателестроению (НТКД – 2018) г. Москва.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 11 работ, из них в рецензируемых научных изданиях опубликовано 2 работы, получено 5 патентов на изобретения.

Структура и объем работы. Диссертационная работа изложена на 117 страницах машинописного текста, включает в себя 53 рисунка, 3 таблицы, а также список литературы, содержащий 92 наименования. Текст содержит следующие разделы: введение, 5 глав содержательной части, заключение и общие выводы, список литературы.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы диссертации, определен объект исследования, сформулированы цель и основные задачи исследования, отражены научная новизна, теоретическая и практическая значимость работы, обоснована достоверность полученных в работе результатов, указана апробация результатов исследования на семинарах, конференциях и в публикациях автора работы, приведено краткое описание структуры и глав диссертации.

В первой главе на основе анализа опубликованных работ отмечено, что современное развитие авиационного двигателестроения постоянно направлено на улучшение удельных характеристик газотурбинных двигателей. Для достижения этих показателей необходимо обеспечение их работоспособности при более высоких, чем у эксплуатируемых двигателей температурах и частотах вращения ротора. В то же время требуется повышение надежности и долговечности ГТД, снижение его массы и стоимости. В связи с этим, в отечественном двигателестроении назрела необходимость в исследованиях и разработке новейших технологических решений по созданию новых материалов, перспективных конструктивно-технологических решениях, экспериментальной поузловой доводке элементов и узлов подшипниковых опор перспективных авиационных двигателей.

В подшипниковых опорах авиационных ГТД используются: магнитные подвесы, газодинамические подшипники и подшипники качения, смазываемые маслом, которое является хладагентом, обеспечивающим допустимое температурное состояние подшипника. Подшипники скольжения, смазываемые маслом, и газостатические подшипники не получили широкого распространения в опорах авиационных газотурбинных двигателей в связи с большой массой вспомогательных систем: нагнетающих и откачивающих маслососов, маслобака, трубопроводов, систем наддува и суфлирования.

Одним из путей дальнейшего повышения удельных характеристик традиционных подшипниковых опор за счёт уменьшения массы вспомогательных элементов следует считать подшипниковые опоры, смазываемые консистентной смазкой. Подобные опоры не нуждаются в масло-суфлирующей системе.

Так как в традиционных опорах, подшипники которых смазываются маслом, функцию хладагента выполняет масло, охлаждающееся в теплообменниках масло-суфлирующей системы, то на первый план выходит конструкторская задача – поиск хладагента с параметрами, которые обеспечат работоспособность подшипника. В качестве второй задачи можно выделить – обоснование долговечности подшипника с консистентной смазкой.

При расчёте долговечности шарикового подшипника с консистентной смазкой требуется знать кинематическую вязкость базового масла, для чего необходимо определить тепловое состояние подшипника.

В связи с отсутствием отраслевых стандартов по расчётам тепловыделения подшипников качения с керамическими телами качения и с консистентной смазкой для расчётного обоснования теплового состояния подшипников требуется создание верифицированной методики тепловыделения.

Во второй главе представлены теоретические предпосылки к описанию процесса движения смазки в подшипнике без учета внешнего теплоподвода и подвода охлаждающего воздуха.

Сложное по характеру течение смазки внутри подшипника создает суммарное сопротивление его вращению. На установившемся режиме работы, по закону сохранения энергии, вся мощность, затрачиваемая на преодоление сил сопротивлений в подшипнике, практически целиком превращается в тепловой поток, идущий на повышение рабочей температуры подшипника.

В настоящей работе внутренний тепловой поток ΣQ оценивается по методу, разработанному В.М. Демидовичем, в виде суммы тепловых потоков, эквивалентных потерям на гидродинамическое трение в зазорах между телами качения и кольцами $Q_{\text{тр}}$, а также потерям на преодоление гидродинамических сопротивлений при движении и перемешивании смазки телами качения в элементах подшипника $Q_{\text{гидр}}$

$$\Sigma Q = Q_{\text{тр}} + Q_{\text{гидр}} = C \cdot \beta \cdot \rho \cdot m \cdot d_p^2 \cdot U^3, \quad (1)$$

где C – суммарный коэффициент сопротивлений, искомый параметр, учитывающий специфику движения смазки внутри подшипника.

После замены сложной картины течения смазки внутри канала подшипника упрощенной моделью установлено, что течение может рассматриваться как вынужденное установившееся неизотермическое движение вязкой несжимаемой жидкости.

Это движение может быть описано системой уравнений, включающей в себя, совместно с присоединенными условиями однозначности, уравнение неразрывности, уравнения движения смазки и уравнение переноса энергии, а также зависимости теплофизических параметров смазки от температуры.

После рассмотрения этой системы уравнений методами теории подобия получена структурная формула для искомого суммарного коэффициента сопротивлений C :

$$C = \varphi(\text{Re}, \text{Eu}, \text{Pr}), \quad (2)$$

где Re , Eu , Pr – определяющие критерии подобия по методу, разработанному В.М. Демидовичем (данный метод основан при условии неподвижности одного кольца подшипника с циркуляционной системой смазки).

Условия гидродинамического подобия течения смазки в каналах подшипников ($C = \text{idem}$) выражаются равенством критериев Re , Eu , Pr , и подобием условий однозначности.

Решение уравнения (2) отыскивается экспериментальным путем в виде суммы двух частных решений, первое из которых $C_{\text{тр}}$ представляет безразмерное сопротивление движению смазки в зазорах между телами качения и кольцами, а второе $C_{\text{гидр}}$ – безразмерное сопротивление движению смазки внутри канала подшипника:

$$C = C_{\text{тр}} + C_{\text{гидр}} = \varphi_{\text{тр}}(\text{Re}, \text{Eu}, \text{Pr}) + \varphi_{\text{гидр}}(\text{Re}, \text{Pr}). \quad (3)$$

Анализ рассмотренной проблемы показал, что коэффициентом безразмерного сопротивления движению смазки внутри канала подшипника можно пренебречь, так

как в начале работы происходит режим взбалтывания с последующим выбросом излишков смазки.

Проведение экспериментальных исследований с подшипником качения и результаты испытаний необходимы для подтверждения принятых допущений, а также справедливости представленного решения для коэффициента сопротивлений S .

Экспериментальные исследования должны состоять из определения следующих зависимостей:

- зависимость экспериментального коэффициента сопротивлений от частоты вращения ротора;
- зависимость экспериментального тепловыделения от частоты вращения ротора;
- зависимость экспериментального коэффициента сопротивления от осевой силы;
- зависимость экспериментального тепловыделения от осевой силы.

В третьей главе описан способ измерения осевого усилия, действующего на радиально-упорный шарикоподшипник передней опоры ротора ГТД. Для измерения величины осевого усилия (ОУ), воспринимаемого шарикоподшипником, а также для оценки характера изменения ОУ, узел шарикоподшипника дорабатывается под установку в него тензометрического кольца. При этом наружное кольцо шарикоподшипника монтируется в опору с гарантированным зазором для обеспечения свободного перемещения вдоль оси двигателя, позволяя передавать все воспринимаемое усилие с шарикоподшипника на тензометрическое кольцо. Направление осевого усилия - против потока.

Для динамического тензометрирования на наружном кольце выполнены 8 скосов (4 пары) по окружности, на каждом из которых установлены тензорезисторы, см. рисунок 1.

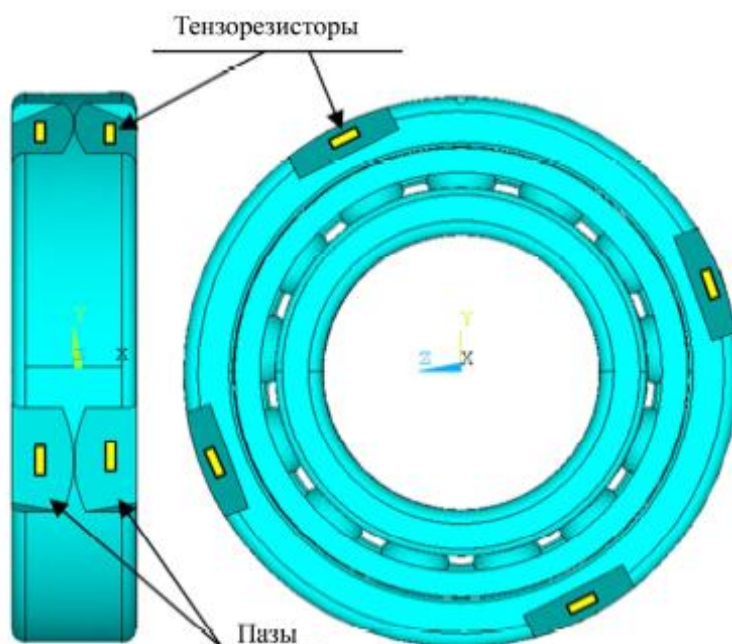


Рисунок 1 – Расположение тензорезисторов на наружном кольце

Для обеспечения возможности измерения осевого усилия в обе стороны пазы выполняются с базового и противоположного торцов подшипника. Ширина паза выбирается максимально большой, но не более расстояния между соседними телами качения, с целью исключения возможности одновременного нахождения двух тел качения под пазом (рисунок 1 и 2).

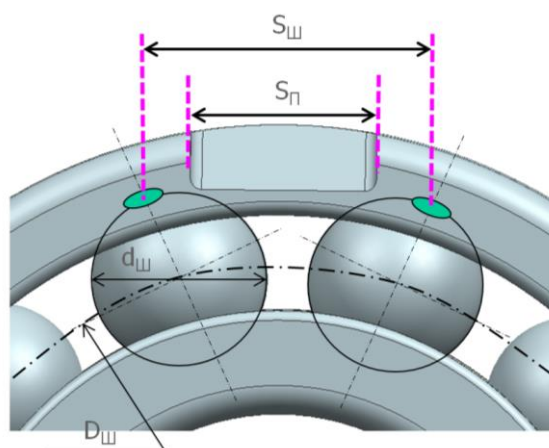


Рисунок 2 – Геометрия пазов на наружном кольце

Испытания проводились на двигателе, который в дополнение к штатным замерам оборудовался приборами для измерения и регистрации напряжений в тензометрических кольцах. Измерение ОУ выполняется методом динамического тензометрирования. Результаты испытаний на объекте приведены на рисунке 3.

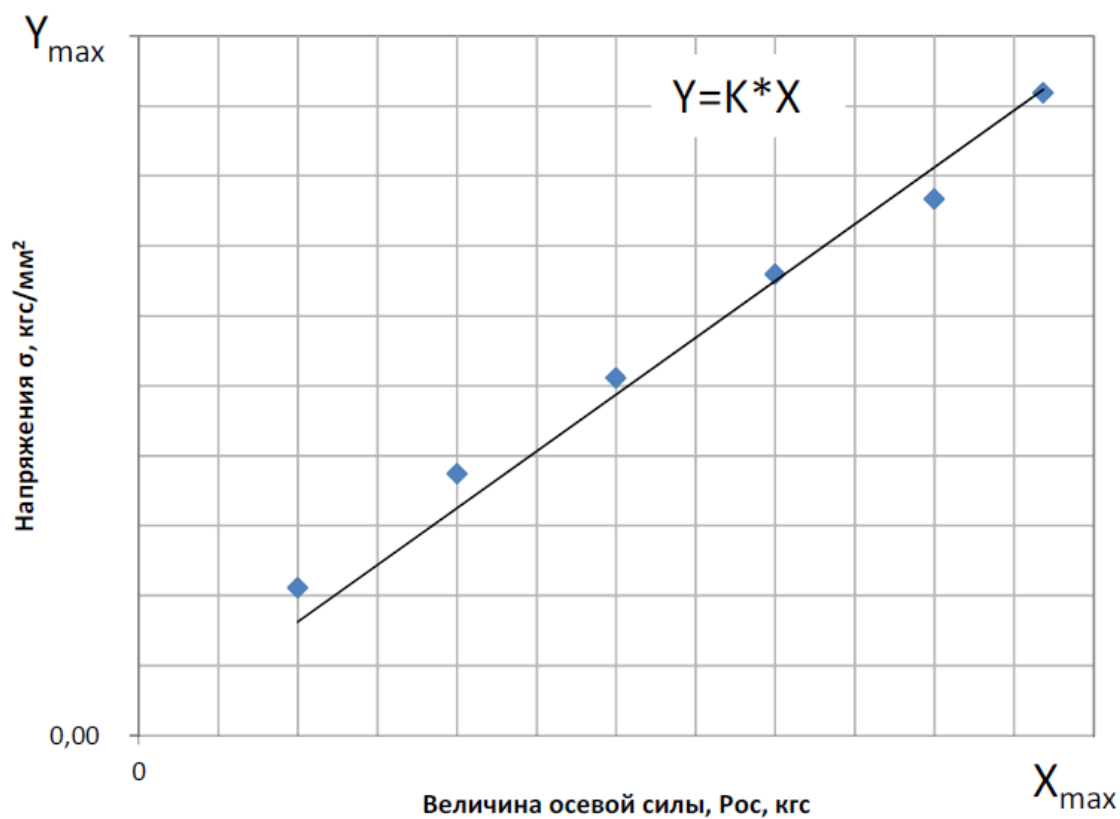


Рисунок 3 – Зависимость динамических напряжений от осевого усилия

Четвертая глава посвящена экспериментальным работам, которые были проведены при разработке методов расчета теплового состояния опор с подшипниками качения и консистентной смазкой в составе газотурбинного двигателя.

Экспериментальным работам в составе двигателя предшествовали испытания радиально–упорных шарикоподшипников с шариками из нитрида кремния Si_3N_4 на специальной установке по исследованию подшипников, приведённой на рисунке 4. Испытывались подшипники типоразмера «126308» с консистентной смазкой. Охлаждение подшипников осуществлялось воздухом из цеховой магистрали сжатого воздуха. Осевая нагрузка на подшипники ступенчато доводилась до 1000кг, радиальная нагрузка устанавливалась постоянная. При испытаниях измерялась температура наружного кольца и расход охлаждающего воздуха.

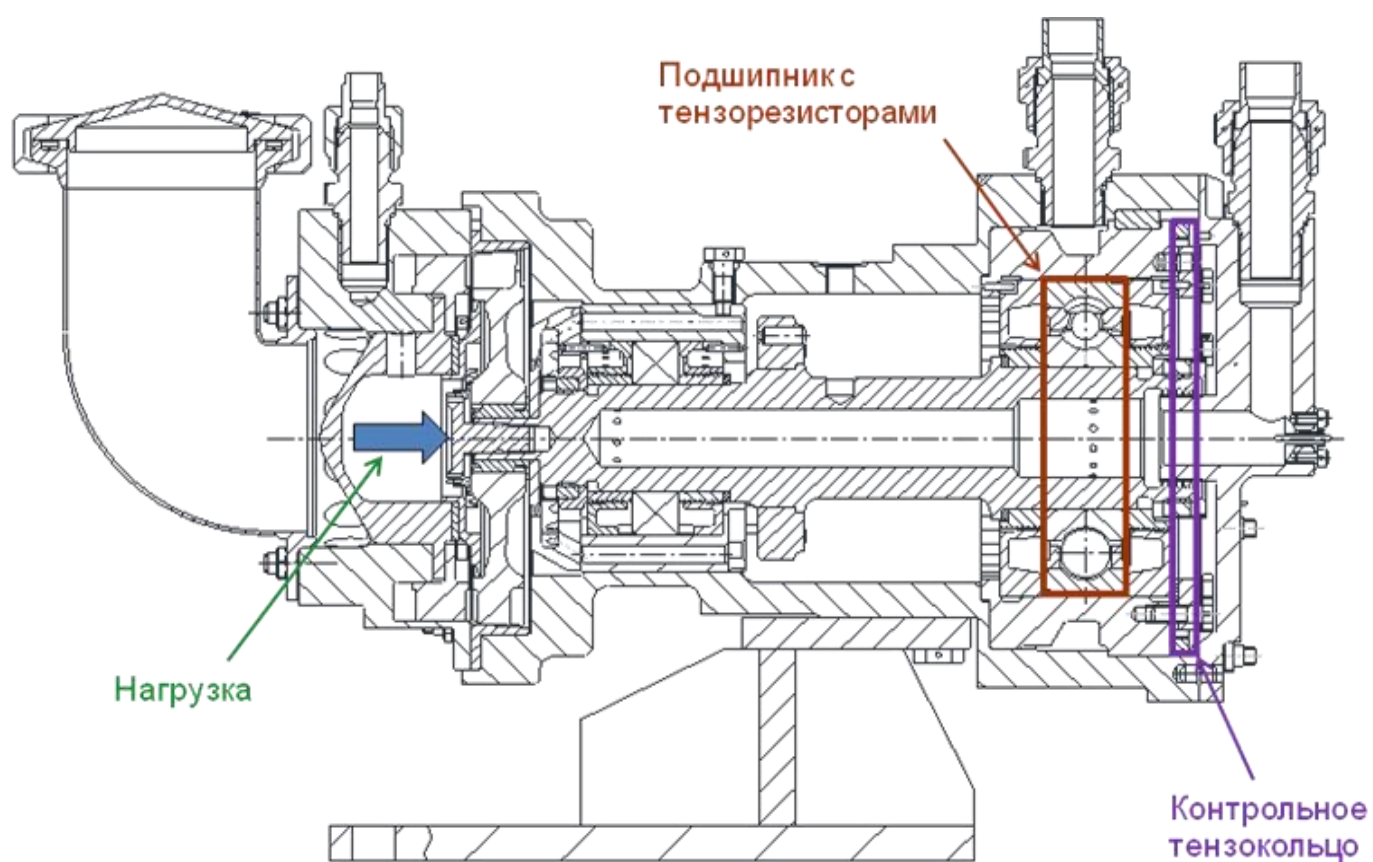


Рисунок 4 – Установка для исследования подшипников

Схема контроля параметров опоры с исследуемым подшипником при испытании в составе двигателя представлена на рисунке 5.

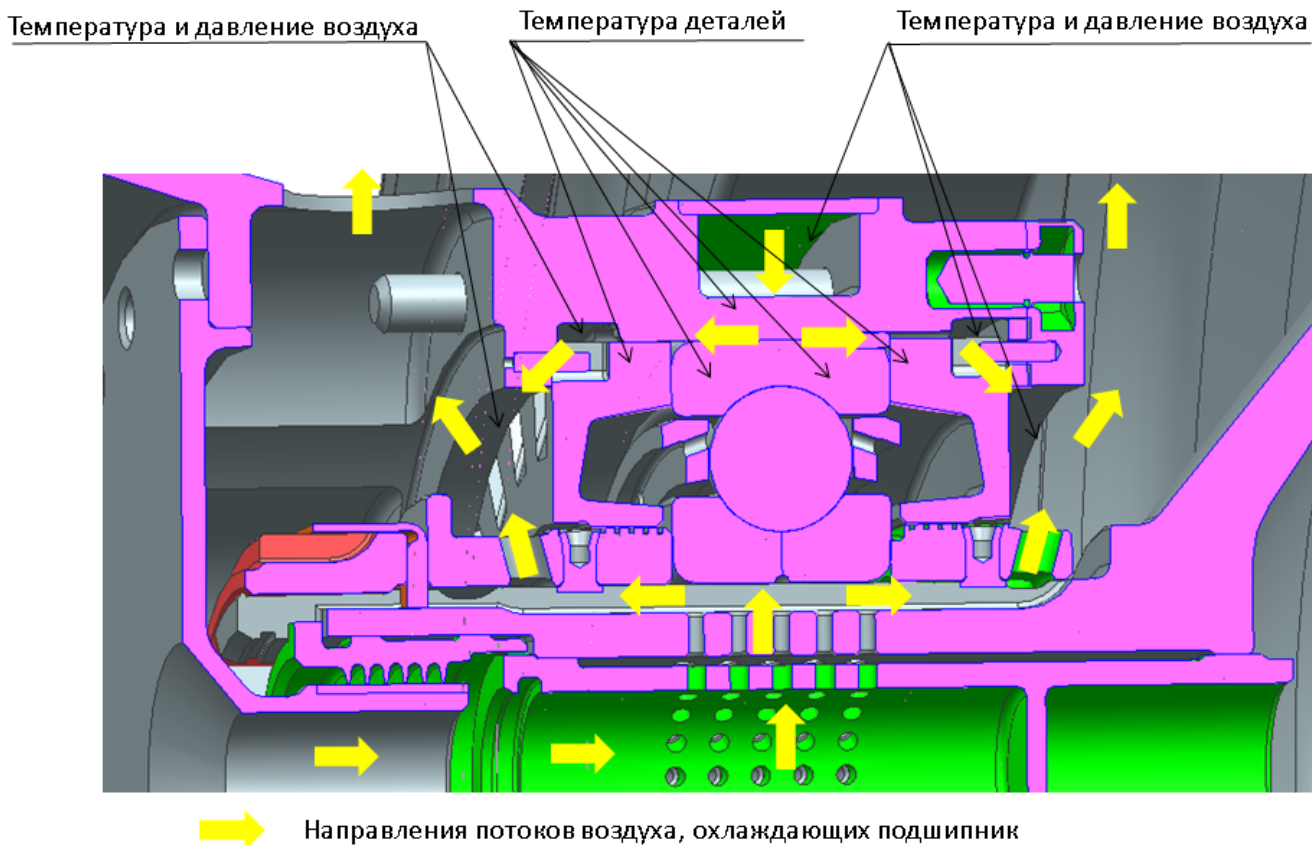


Рисунок 5 – Схема контроля параметров опоры с исследуемым подшипником

Экспериментальные данные температурного состояния шарикового подшипника с консистентной смазкой при разных температурах охлаждающего воздуха и осевых усилиях на подшипник представлены на рисунках 6 и 7.

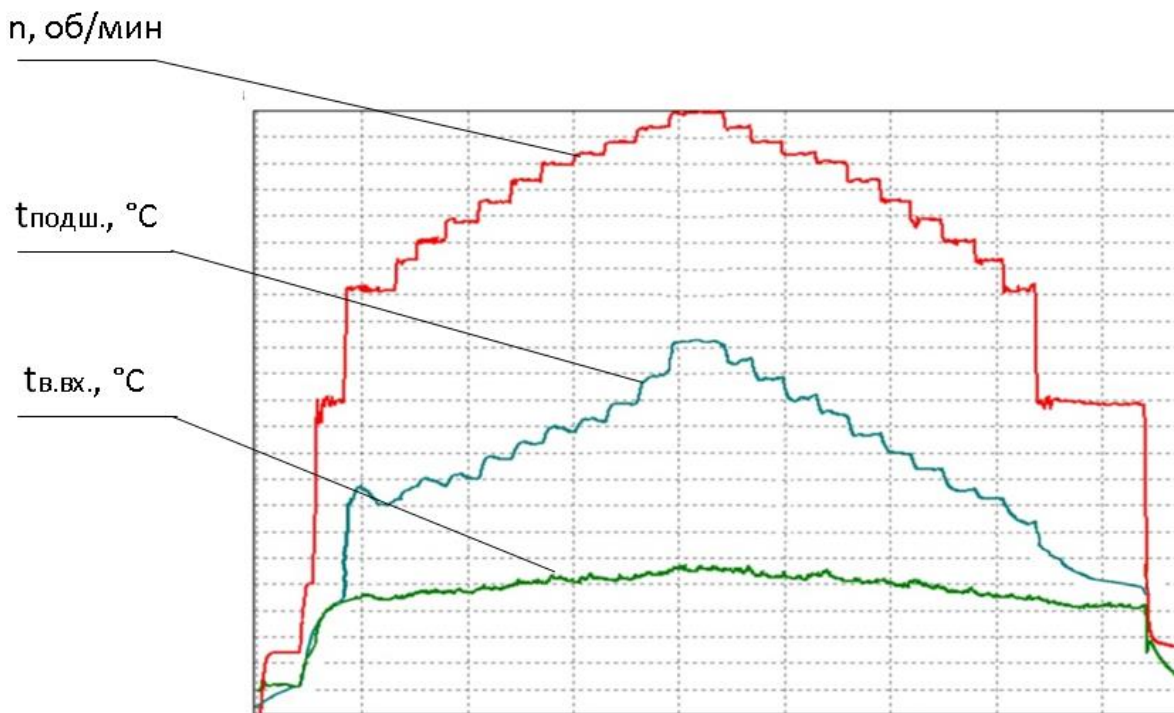


Рисунок 6 – Температуры деталей опоры подшипника

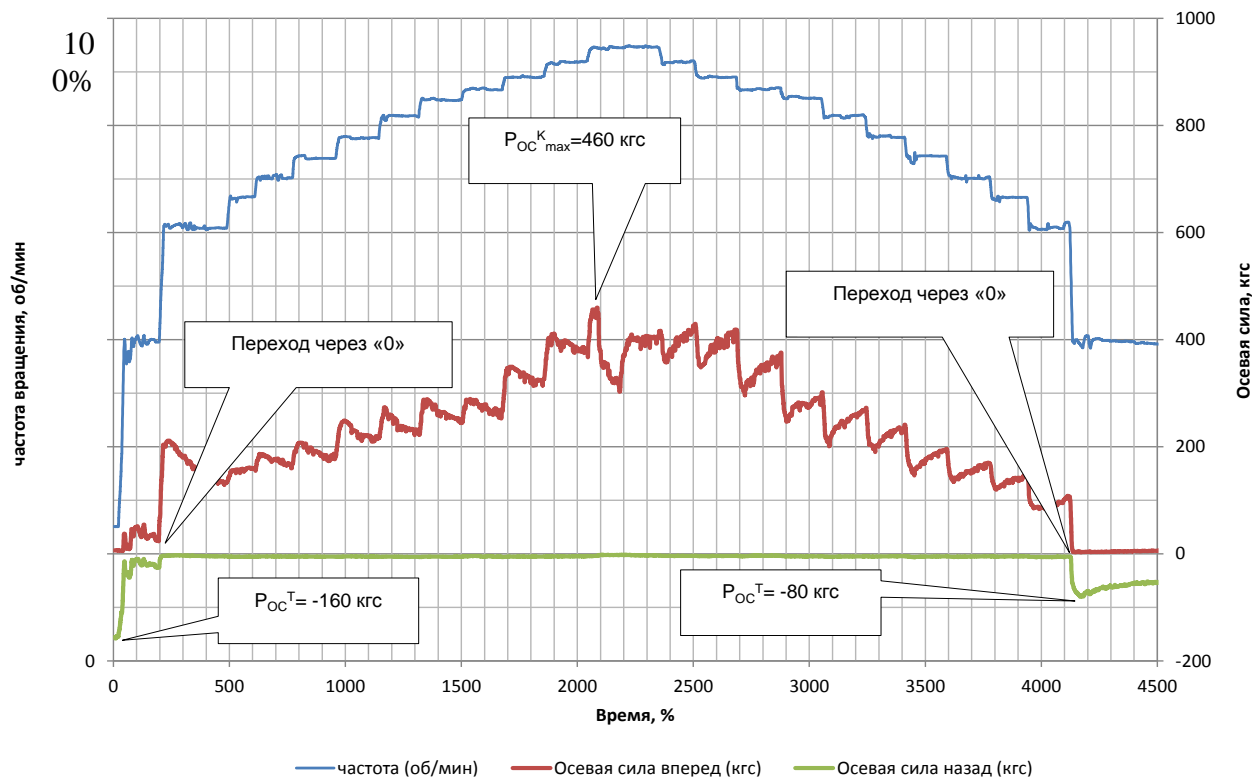


Рисунок 7 – Осевое усилие, воздействующее на подшипник двигателя

В результате проведенных испытаний был разработан и верифицирован метод расчета теплового состояния подшипников с консистентной смазкой, охлаждаемых воздухом. Эксперименты с подшипниками с керамическими телами качения в составе двигателя подтвердили существенное снижение тепловыделения в них по сравнению со стальными телами качения. Это позволило отказаться от циркуляционной системы смазки.

На рисунках 8 – 11 нанесены экспериментальные и расчетные кривые тепловыделения и коэффициентов сопротивления в зависимости от частот вращения внутреннего кольца подшипника, а также от изменения осевой силы.

После успешных испытаний подшипников с консистентной смазкой на установках начались работы по применению таких подшипников в малоразмерных двигателях. Сложность задачи заключалась в обеспечении температуры подшипника, не превышающей допустимую температуру смазки и сохранении смазки внутри подшипника в течение заданного ресурса. Для этого потребовалась разработка системы охлаждения подшипника воздухом.

На основе экспериментальных данных по исследованию теплового состояния подшипника устанавливается тепловыделение при разных температурах воздуха:

$$Q_{\dot{\theta}_{\dot{n}i}} = \tilde{N}_p q_a (t_{\dot{n}\dot{a}\dot{o}} - t_{\dot{a}\dot{a}\dot{o}}). \quad (4)$$

Ранее было записано теоретическое выражение для Q по формуле (в Вт):

$$Q = C \beta \cdot m \cdot \rho \cdot l^2 \cdot u^3. \quad (5)$$

Из сравнения выражений для Q по зависимостям (4) и (5) получается формула для расчетно-экспериментального определения коэффициента сопротивлений:

$$C = \frac{Q_{\text{вн}}}{\beta m \rho l^2 u^3}. \quad (6)$$

При сопоставлении выражений (4 и 5) получается, что условия подобия будут, в случае:

$$C = \varphi (Re, Eu, Pr) = 0,001 \cdot Re^{\hat{e}} \cdot Eu^{\hat{e}} \cdot Pr^{\hat{i}} = idem. \quad (7)$$

или, аналогично:

$$Re=idem; Eu=idem; Pr=idem. \quad (8)$$

Коэффициенты степеней κ , l , m критериев подобия подбираются итерационно из условия сходимости результатов эксперимента (6) и расчетов (7).

Принятие степеней для критериев позволяет построить графики сходимости экспериментальных и расчетных данных (рисунки 8-11).

Обработка результатов экспериментов позволила установить следующую критериальную зависимость для коэффициента сопротивления C без учета внешнего подогрева:

$$C = 0,001 \cdot Re^{0,12} \cdot Eu^{0,02} \cdot Pr^{0,03}. \quad (9)$$

С учетом формулы (9) критериальное уравнение для оценки теплового потока, эквивалентного потерям мощности подшипников имеет вид:

$$Q = 0,001 \cdot Re^{0,12} \cdot Eu^{0,02} \cdot Pr^{0,03} \cdot \beta \cdot m \cdot \rho \cdot l^2 \cdot u_{\text{вн}}^3. \quad (10)$$

По полученному тепловому потоку (10), заданному расходу и температуре воздуха на входе в подшипник определяется средняя температура подшипника.

На рисунках 8 – 11 нанесены экспериментальные и расчетные кривые тепловыделения и коэффициентов сопротивления в зависимости от частот вращения внутреннего кольца подшипника, а также от изменения осевой силы.

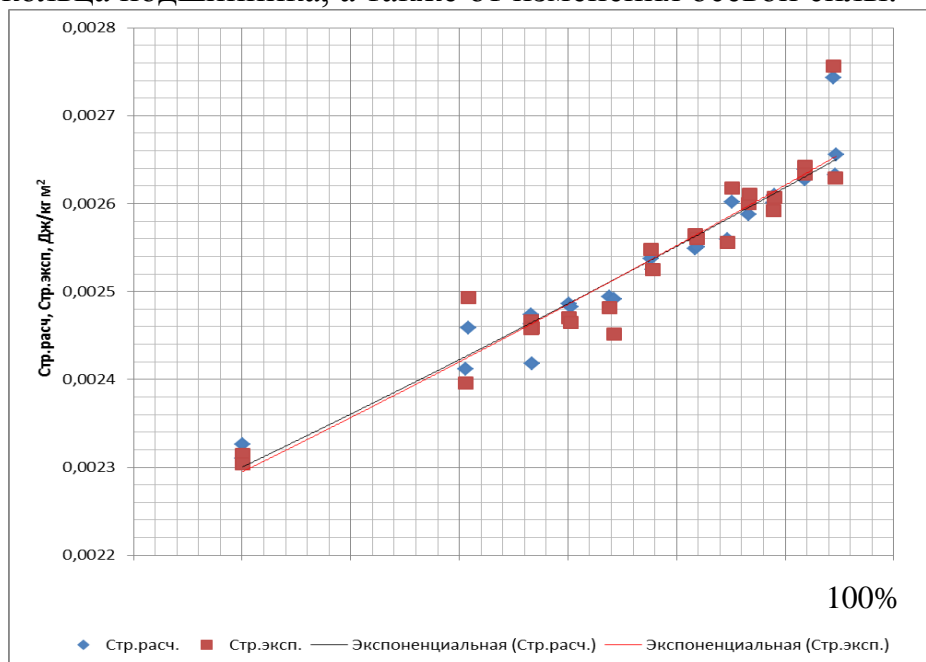


Рисунок 8 – Зависимости расчетных и экспериментальных коэффициентов сопротивления от частоты вращения ротора

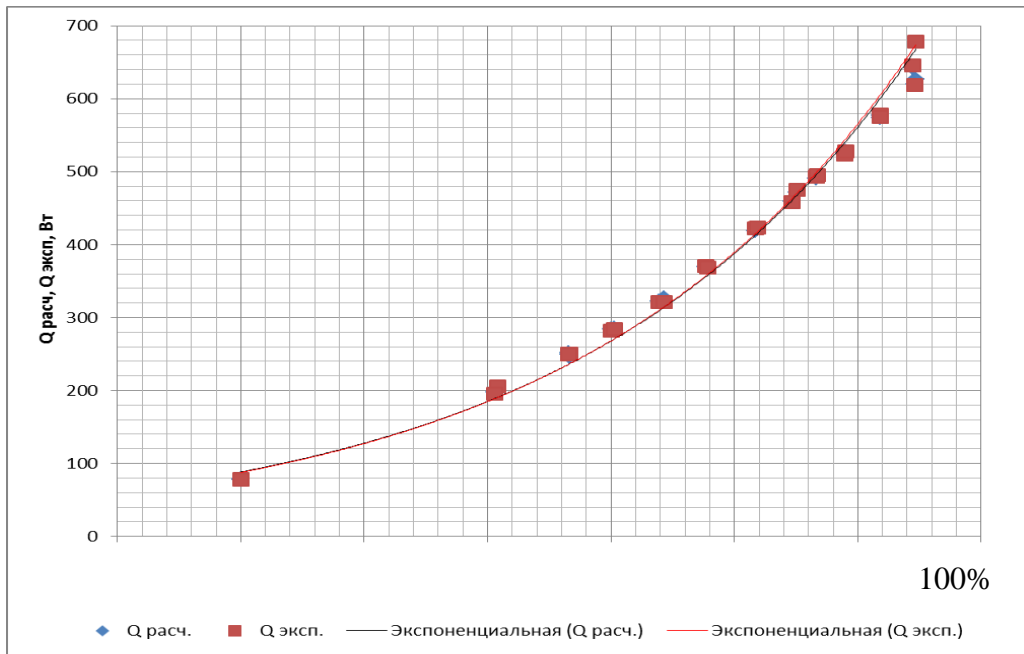


Рисунок 9 – Зависимости расчетного и экспериментального тепловыделения от частоты вращения

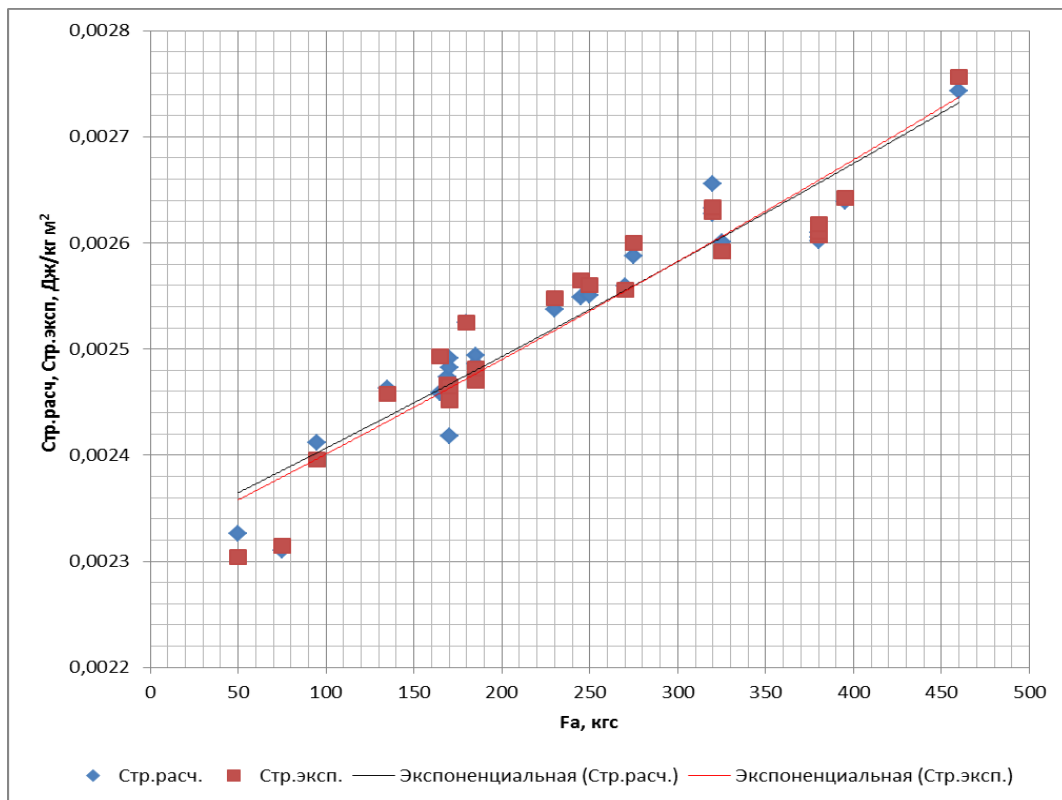


Рисунок 10 – Зависимости расчетных и экспериментальных коэффициентов сопротивления от осевой силы

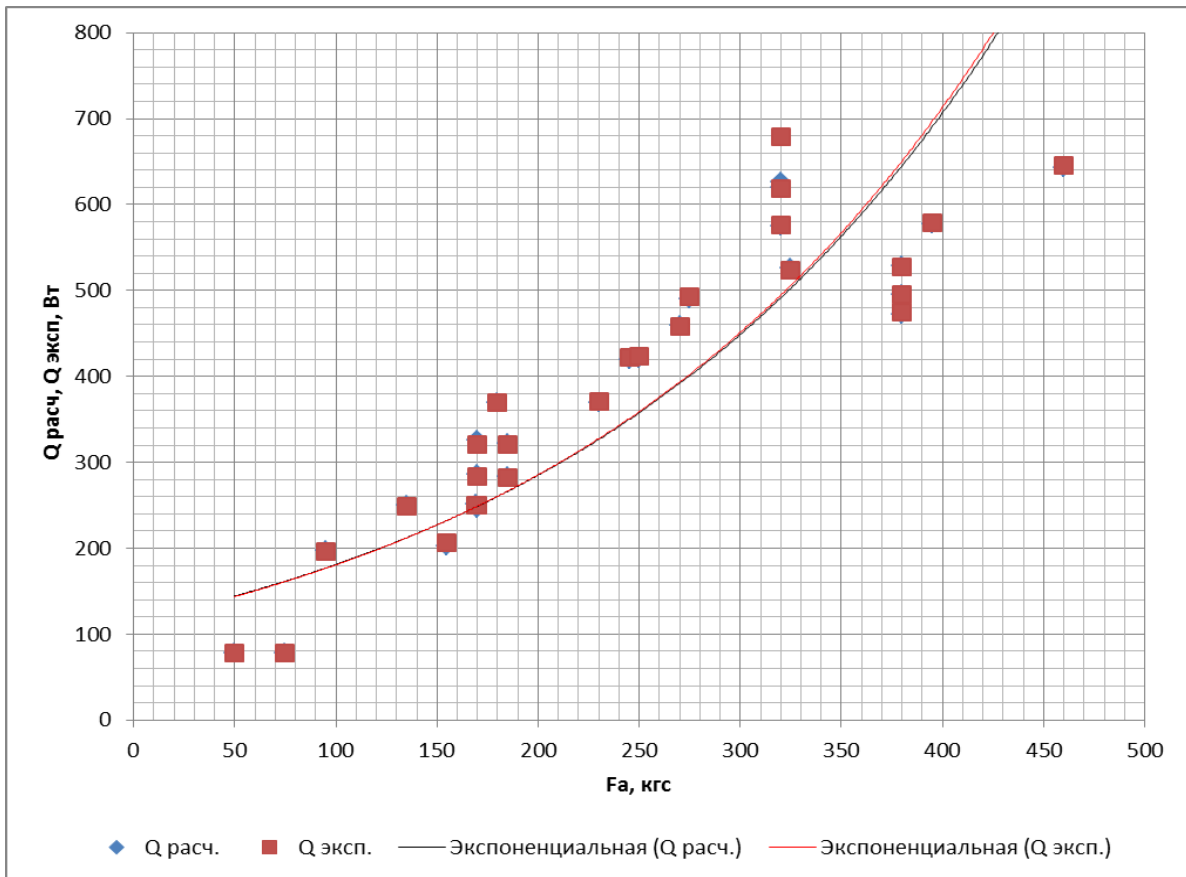


Рисунок 11 – Зависимости расчетного и экспериментального тепловыделения от осевой силы

Для проектирования системы охлаждения подшипника (выбор геометрии каналов и диаметров отверстий) был выполнен расчет теплового состояния узла опоры с прилегающими деталями ротора методом конечных элементов в программном комплексе ANSYS в трехмерной постановке задачи.

Пятая глава.

Для расчета сопряженного теплообмена (совместный расчёт теплового состояния и гидравлический расчёт охлаждающего воздуха) опоры компрессора в 3D постановке необходимо получить тепловыделение в подшипнике по вновь разработанной методике, в нашем случае для значений осевой силы $F_a=570$ кгс и $F_a=920$ кгс, приходящей на подшипник. Суммарное тепловыделение в подшипнике составило 668 Вт и 803 Вт соответственно.

Исследуемая модель, представленная на рисунке 12, включает диски 1 – 3 ступеней компрессора, цапфу ротора, подшипник 126308, корпус подшипника, маслосгонные кольца, корпуса под смазку. Дисковые полости, образованные деталями опоры и дисками ротора компрессора продуваются воздухом, охлаждающим подшипник и сбрасываемым в проточную часть компрессора.

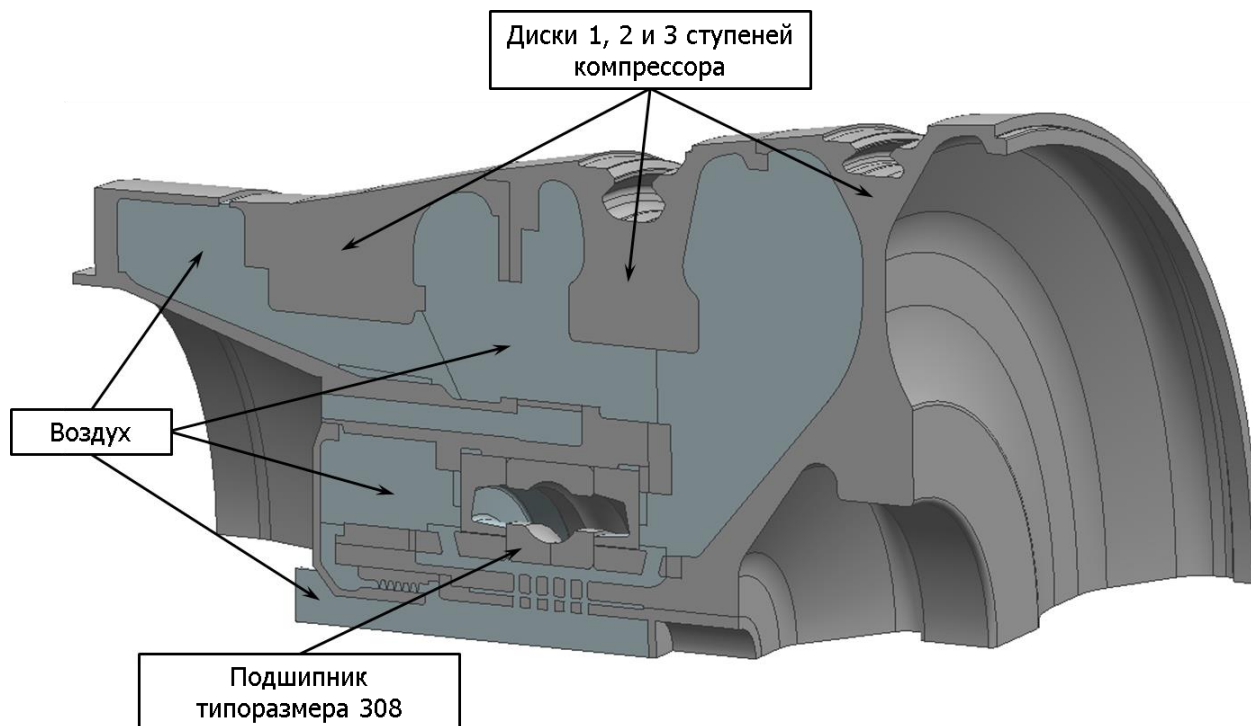


Рисунок 12 – Расчетная область опоры компрессора

На рисунках 13 и 14 представлен общий вид теплового состояния деталей опоры компрессора. Из анализа расчетного теплового состояния деталей следует, что температура дисков практически не зависит от тепловыделения в подшипнике. Температура деталей вокруг подшипника (цапфа диска, маслосгонные кольца, корпуса под смазку, корпус подшипника) изменяется незначительно, в пределах 5°C .

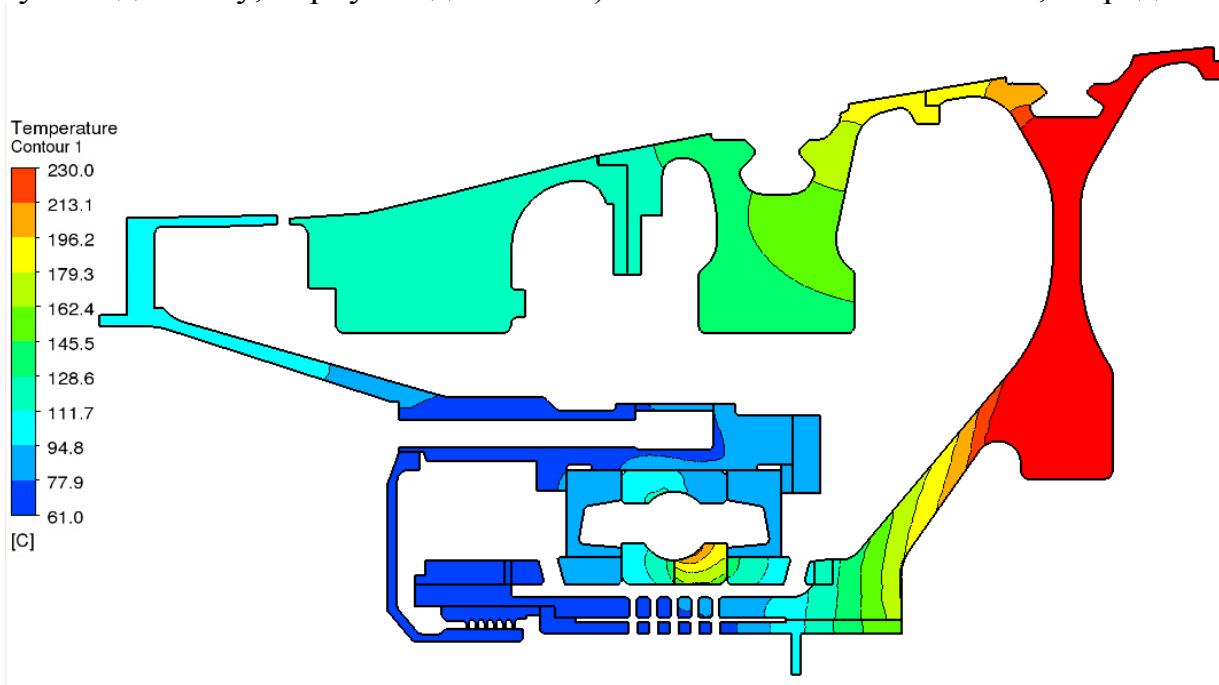


Рисунок 13 – Тепловое состояние деталей опоры и дисков

На рисунке 14 представлены полные расчетные температуры воздуха в опоре компрессора в широком диапазоне от 80°C до 230°C . Для каналов охлаждения в цапфе ротора полная температура представлена в относительном движении. Из

расчетов следует, что температуры воздуха для обоих вариантов расчета ($Fa=570$ кгс и 920 кгс) практически совпадают, небольшие различия (не более 5°C) отмечаются только в области выхода охлаждающего воздуха из каналов охлаждения внутреннего кольца подшипника.

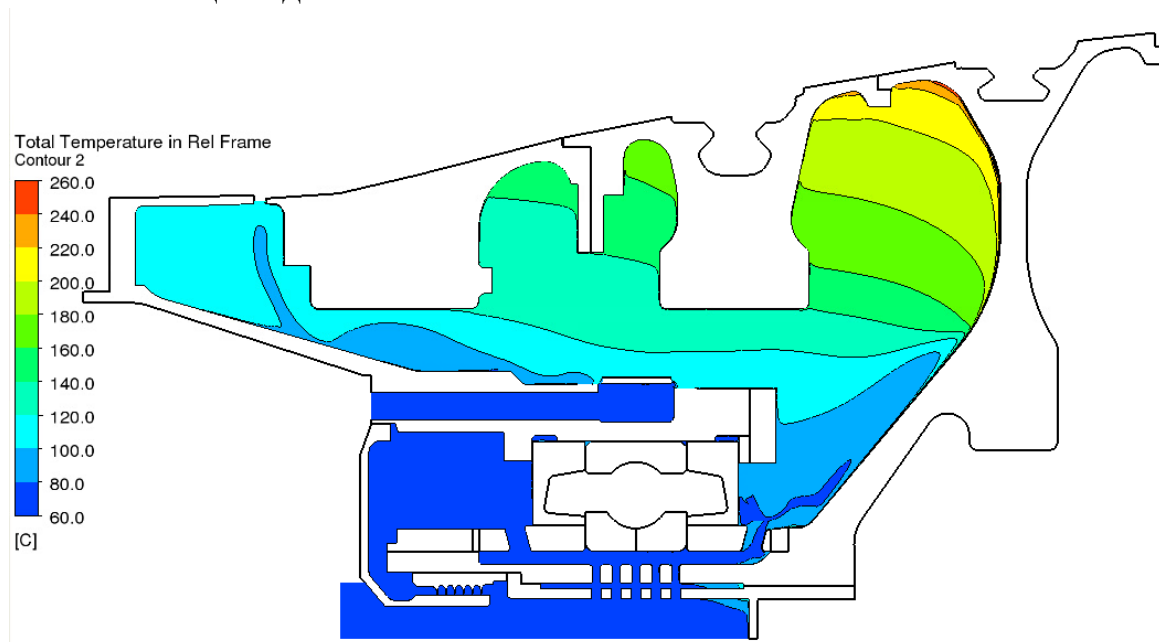


Рисунок 14 – Температура воздуха в опоре (широкая шкала)

На рисунках 15 и 16 приведена структура течения в каналах охлаждения подшипника. Из рисунков следует, что в каналах системы охлаждения образуются парные вихри, интенсифицирующие теплообмен. При этом форма каналов и их геометрические размеры оказывают влияние на форму вихрей: в каналах охлаждения внутреннего кольца, форма которых близка к квадратной в сечении парные вихри сохраняют свою закрутку до отверстий сброса воздуха в дисковую полость. Форма каналов охлаждения наружного кольца подшипника прямоугольная в сечении, в этом случае линии тока выпрямляются быстрее. Относительно широкие каналы наружного кольца (ширина 8 мм) позволяют при необходимости организовать шахматное охлаждение подшипника пятью рядами отверстий.

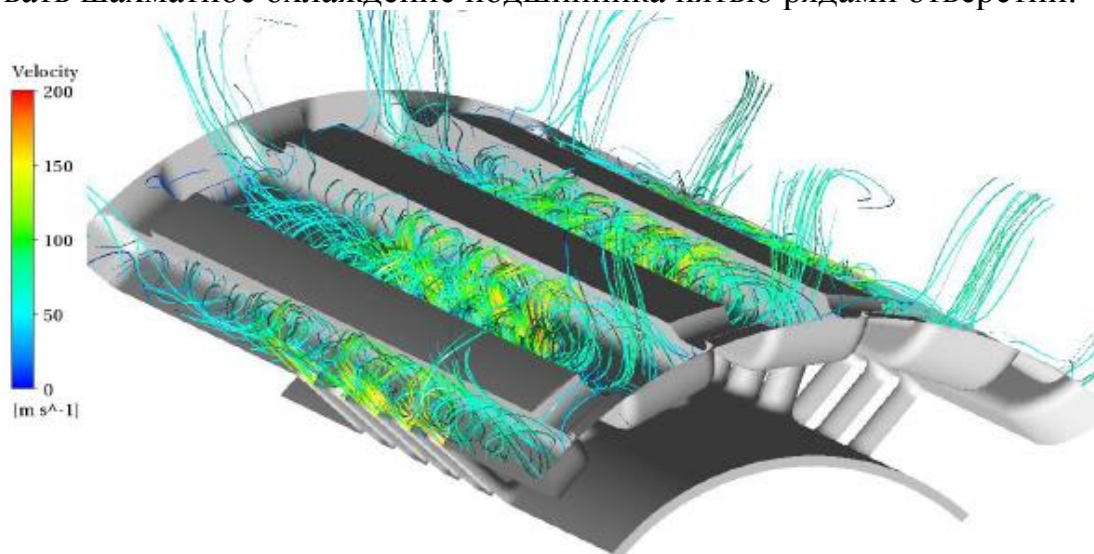


Рисунок 15 – Структура течения в каналах охлаждения внутреннего кольца

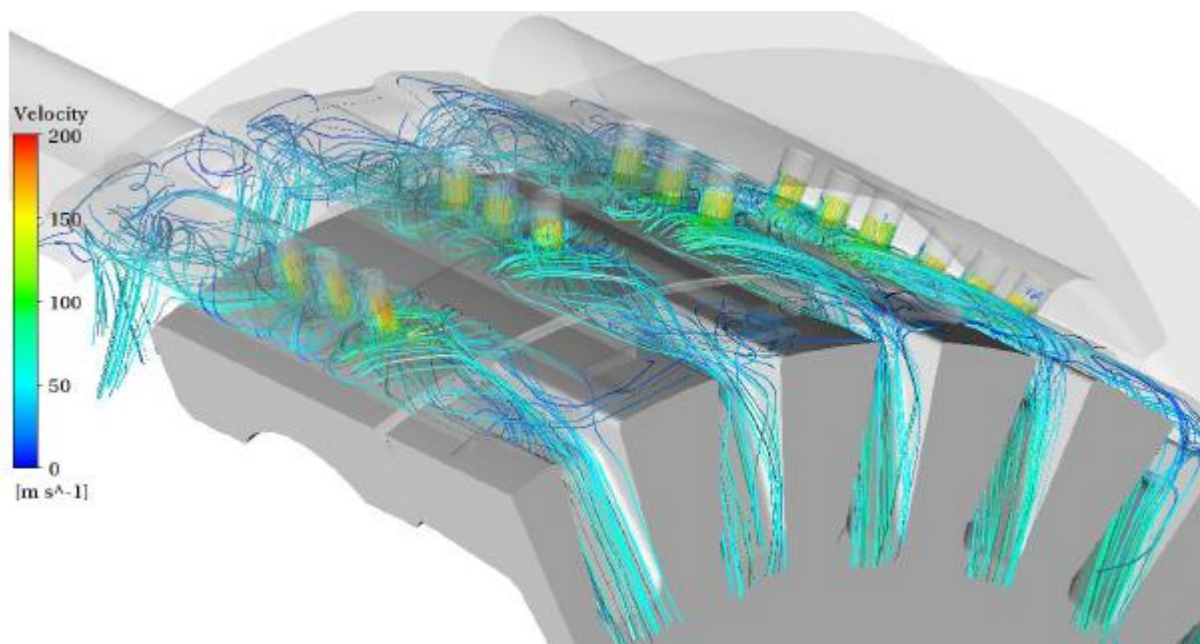


Рисунок 16 – Структура течения в каналах охлаждения наружного кольца

Таким образом, был проведен расчет сопряженного теплообмена опоры компрессора исследуемого двигателя в 3D постановке, что позволило спроектировать систему охлаждения подшипника (выбрать геометрию каналов и отверстий), а также определить потребный расход воздуха.

Выполненные расчетные, а также экспериментальные исследования опоры радиально-упорного шарикового подшипника с консистентной смазкой как в составе специальной установки, так и в составе двигателя позволили разработать эффективный метод проектирования таких опор на основе предложенного критериального уравнения определения теплового состояния узла опоры и экспериментальном определении осевой силы, действующей на подшипник. Проведенное исследование позволило спроектировать оптимизированную по расходу воздуха геометрию каналов системы охлаждения подшипника, обеспечивающую допустимый температурный режим и работоспособность шарикоподшипника.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При решении поставленных в диссертации задач были получены следующие результаты:

1. Разработан расчетно-экспериментальный метод исследования теплового состояния подшипников качения с консистентной смазкой, базирующийся на использовании теории подобия и предложено критериальное выражение для расчета тепловыделения в каналах геометрически подобных подшипников. Использование предлагаемого метода на практике позволяет существенно снизить время на проектирование подшипниковых узлов ГТД, обеспечить их работоспособность и, как следствие, повысить надежность и долговечность самих ГТД.

2. Разработан способ динамического тензометрирования наружного кольца подшипника для определения осевой силы в составе ГТД, позволяющий контролировать это усилие на протяжении всего ресурса ГТД для определения его технического состояния.

3. Впервые, на базе выполненных расчетно-экспериментальных исследований, изучено влияние осевой силы и частоты вращения ротора на тепловыделение подшипника с консистентной смазкой при различных параметрах охлаждающего воздуха с помощью термометрирования наружного кольца подшипника. Такой подход позволяет определить потребный расход охлаждающего воздуха для допустимой температуры консистентной смазки.

4. На основе проведенных научных исследований разработана и запатентована конструкция опоры для малоразмерных короткоресурсных ГТД. Испытания изделия с такой опорой подтвердили высокую надежность работы предложенной конструкции.

5. На основе материалов, представленных в диссертационной работе, в ПАО «ОДК-Сатурн» в 2016 г. разработан нормативный документ методика «Определение величины осевого усилия, действующего на шарикоподшипник методом динамического тензометрирования №408-00-45-00503-М-2016», одобренный ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова». Методика используется в ПАО «ОДК-Сатурн» для газотурбинных двигателей различного назначения.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в рецензируемых научных изданиях

1. Храмин Р.В., Слободской Д.А., Лебедев М.В., Собуль А.В. Совершенствование стендовой отработки газотурбинного двигателя за счет применения нового метода определения осевого усилия, воздействующего на радиально-упорный подшипник качения // Вестник Московского авиационного института. 2019. Т. 26. № 1. С. 126-133.

2. Храмин Р. В., Кикоть Н. В., Лебедев М. В., Буров М. Н. Метод расчёта тепловыделения гибридных подшипников с консистентной смазкой // Труды МАИ, 2018, №102, URL:

http://mai.ru/upload/iblock/ecc/KNhramin_Kikot_Lebedev_Burov_rus.pdf. (дата обращения: 20.11.2020).

Патенты

3. Патент № 2673503 Российская Федерация, МПК G01L 1/22 (2006.01). Способ измерения сил, действующих на подшипник качения при статическом и динамическом нагружении с использованием тензодатчиков сопротивления. №2017142243: заявлено 04.12.2017: опубл. 27.11.2018 / Храмин Р.В., Михайлов А.Л., Лебедев М.В., Веселов А.В., Слободской Д.А., Собуль А.В. – 10 с.: ил. - Текст: непосредственный.

4. Патент №199131 Российская Федерация, МПК G01L 1/22 (2006.01). Устройство измерения сил, действующих на опору ротора газотурбинного двигателя, с помощью динамического тензометрирования. №2020108393: заявлено

27.02.2020: опубл. 18.08.2020 / Храмин Р.В., Михайлов А.Л., Лебедев М.В., Веселов А.В., Слободской Д.А., Собуль А.В. – 5 с.: ил. - Текст: непосредственный.

5. Патент №186974 Российская Федерация, МПК F16N 11/04 (2006.01) Устройство для подачи консистентной смазки. №2018111842: заявлено 02.04.2018: опубл. 12.02.2019 / Храмин Р.В., Кикоть Н.В., Буров М.Н., Лебедев М.В., Равикович Ю.А. – 6 с.: ил. – Текст: непосредственный.

6. Патент №2682294 Российская Федерация, МПК F16C 27/00 (2006.01), F02C 7/06 (2006.01), F16C 33/66 (2006.01). Устройство для смазки подшипников роторной машины. №2018111906: заявлено 02.04.2018: опубл. 18.03.2018 / Храмин Р.В., Кикоть Н.В., Буров М.Н., Лебедев М.В., Равикович Ю.А. – 6 с.: ил. – Текст: непосредственный.

7. Патент №2723515 Российская Федерация, МПК F16C 27/00 (2006.01), F02C 7/06 (2006.01), F16C 33/66 (2006.01). Опора ротора с консистентной смазкой. №2019129044: заявлено 13.09.2019: опубл. 11.06.2019 / Храмин Р.В., Кикоть Н.В., Лебедев М.В., Старков Р.Ю. – 7 с.: ил. – Текст: непосредственный.

Другие публикации

8. Храмин Р.В., Собуль А.В., М.В. Лебедев М.В., Слободской Д.А. Метод измерения осевой нагрузки на радиально-упорный подшипник с помощью динамического тензометрирования. // Сборник докладов научно-технической конференции «Климовские чтения – 2017. Перспективные направления развития авиадвигателестроения». (Климовские чтения-2017), Санкт-Петербург: Изд-во ООО «Скифия-принт», 2017, С. 125-129 (430 с.).

9. Храмин Р.В., Слободской Д.А., Лебедев М.В., Собуль А.В. Разработка методов измерения нагрузок, действующих на подшипники ГТД и диагностики их условий работы. // Сборник тезисов научно-технического конгресса по двигателестроению (НТКД-2018), Москва: Изд-во «Ваш успех», 2018 г. Т.1. С. 329-331 (341 с.).

10. Храмин Р.В., Кикоть Н.В., Лебедев М.В., Собуль А.В., Равикович Ю.А., Ермилов Ю.И., Холобцев Д.П. // Лепестковый газодинамический подшипник в авиационном ГТД. Сборник тезисов научно-технического конгресса по двигателестроению (НТКД-2018), Москва: Изд-во «Ваш успех», 2018 г. Т.1. С. 338-339 (341 с.).

11. Храмин Р.В., Кикоть Н.В., Лебедев М.В.. Комбинированная радиальная опора с лепестковым газодинамическим подшипником. Сборник тезисов научно-технического конгресса по двигателестроению (НТКД-2018), Санкт-Петербург: Изд-во ООО «Скифия-принт», 2018 г. С. 340-341 (417 с.).