

Бесчастных Владимир Николаевич

**Разработка метода расчета и экспериментальное определение
характеристик радиальных сегментных газовых подшипников
для тяжелых роторов ГТУ**

Специальность 05.07.05

«Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных
аппаратов»

Автореферат

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва - 2011

Работа выполнена на кафедре "Конструкция и проектирование двигателей" в Московском авиационном институте (техническом университете)

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Равикович Юрий Александрович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Темис Юрий Моисеевич

кандидат технических наук,
Кикоть Николай Владимирович

Ведущая организация: ММП им В.В.Чернышева

Защита состоится 6 июня 2011г. в 15⁰⁰ на заседании диссертационного совета Д.212.125.08 при «Московском авиационном институте (государственном техническом университете)» по адресу: 125993, г. Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, д. 4.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского авиационного института

Автореферат разослан _____ апреля 2011 г.

Учёный секретарь диссертационного совета
Д.212.125.08 д.т.н., профессор

Ю.В.Зуев

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы

Существуют, по крайней мере, две области техники, в которых актуальны и перспективны задачи разработки газовых опор для относительно тяжелых роторных систем.

1. Использование газовых подшипников в качестве опор роторов двигателей летательных аппаратов.

Развитие авиационной техники в мире идет по пути широкого применения беспилотных летательных аппаратов (БЛА) для выполнения различных задач. С одной стороны прослеживается тенденция по увеличению массы летательных аппаратов, что в свою очередь приводит к увеличению их энерговооруженности (росту размерности ГТД), а с другой необходимость получить высокие тактико-технические характеристики приводит к созданию БЛА способных маневрировать в пространстве с высокими ускорениями. В сочетании с желанием иметь надежные подшипники, не сопряженные с развитой вспомогательной системой смазки обе эти проблемы приводят к рассмотрению возможности применения в двигателях (БЛА) газовых (воздушных) подшипников с мероприятиями, увеличивающими грузоподъемность.

2. Использование газовых подшипников в качестве опор роторов турбогенераторов.

Стремление к децентрализации в мировом производстве электроэнергии побуждает производителей увеличивать долю генераторов диапазона 0,5-2 мВт в общем балансе генерирующих мощностей. Учитывая конкурентное давление со стороны поршневых генераторов для успешного продвижения на рынок турбогенераторам необходимо иметь высокую топливную эффективность, низкую стоимость и эксплуатационные затраты. Кроме того оборудование должно быть необслуживаемым либо подвергаться редкому периодическому обслуживанию. Указанным требованиям в полной мере соответствуют регенеративные ГТУ с высокочастотными генераторами. Особенностью этих машин является с одной стороны высокая доля механических потерь на фоне величины генерируемой мощности, а с другой стороны высокая доля стоимости опор на фоне величины стоимости машины. Кроме того, функционирование системы смазки сказывается на удорожании всего жизненного цикла двигателя. Условие, связанное с необходимостью обеспечения низких эксплуатационных затрат диктует развитие таких ГТУ с использованием безмаслянных (oilfree)

технологий, что приводит к оснащению турбомашин подшипниками на газовой смазке.

Цель работы и постановка задач исследования

Целью работы является расширение границ применимости подшипников на газовой смазке для разработки опор тяжелых роторов ГТД и турбогенераторов. Для достижения указанной цели решаются следующие задачи исследования:

1. Выработка технических и экономических критериев для предварительной оценки возможности и целесообразности применения подшипников на газовой смазке при разработке газотурбинной техники.
2. Разработка методики расчета характеристик радиальных сегментных подшипников. Выполнение сравнительных расчетов гибридных воздушных подшипников с целью выявления наиболее оптимального способа подвода воздуха в смазочный зазор.
3. Экспериментальные исследования подшипников с различными схемами подвода воздуха в смазочный зазор.
4. Обобщение результатов исследования и разработка рекомендаций по проектированию воздушных подшипников для промышленных и транспортных ГТУ.

Методы исследований и обеспечение достоверности полученных результатов

1. Теоретические исследования.

Поставленные задачи решены с использованием широко известных и апробированных современных программ по вычислительной гидродинамике. Результаты вычислений верифицированы при помощи сверки с результатами экспериментов на натурных моделях.

2. Экспериментальные исследования.

Для проверки разработанных теоретических положений и практического апробирования воздушных радиальных подшипников был спроектирован специальный подшипниковый стенд. В серии экспериментов выполнялись исследования радиальных воздушных подшипников с различными способами подвода воздуха в смазочный зазор. В результате получены характеристики подшипников в виде зависимостей грузоподъемности от относительного эксцентриситета при различных значениях давления питающего воздуха.

Достоверность и обоснованность полученных результатов эксперимента обеспечена проведением экспериментальных исследований по апробированным методикам на стендовом оборудовании, прошедшем всестороннюю

метрологическую аттестацию, использованием современной измерительной аппаратуры.

Научная новизна работы состоит в следующем:

1. Предложены критерии, позволяющие на ранних стадиях проектирования оценивать возможность и целесообразность использования радиальных газовых подшипников при разработке подвесов роторов турбомашин.
2. Показано, что оснащение роторных систем подшипниками на газовой смазке сопряжено с наименьшими совокупными затратами.
3. Разработана методика расчета характеристик радиальных сегментных подшипников. Выполнены расчеты характеристик сегментных радиальных подшипников с различными способами подвода воздуха в смазочный зазор.
4. Получены экспериментальные зависимости эксцентриситета от величины нагрузки для сегментных радиальных подшипников с различными способами подвода воздуха в смазочный зазор.
5. Разработаны рекомендации по проектированию подшипников на газовой смазке для опор тяжелых роторов ГТД и турбогенераторов.

На защиту выносятся следующие результаты исследований:

- методика предварительной технической оценки возможности использования радиальных газовых подшипников при разработке подвесов роторов турбомашин;
- результаты сравнительного анализа стоимости жизненного цикла систем подвеса роторов турбомашин с использованием подшипников на газовой смазке;
- методика расчета характеристик радиальных сегментных подшипников с различными способами подвода воздуха в смазочный зазор;
- результаты расчётной и экспериментальной оптимизации способа подвода воздуха в смазочный зазор;

Личный вклад автора и практическая ценность работы

Научные результаты, которые приведены в диссертации и выносятся на защиту, получены лично автором. По результатам расчетных и теоретических исследований автором разработана конструкция гибридных радиальных сегментных подшипников, которые были изготовлены и прошли всесторонние испытания в качестве опор роторов турбогенератора мощностью 1000 кВт производства ФГУП НПЦ Газотурбостроения «Салют». Во время испытаний в мае 2010г на сборочно-испытательном комплексе МКБ «Горизонт» в г.

Дзержинском ротор турбогенератора массой 250 кг был доведен до частоты вращения 24 300 об/мин.

Апробация работы

Основные положения и результаты работы докладывались на научно-техническом совете (НТС) ФГУП НПО Газотурбостроения «Салют», на 55 научно-технической сессии РАН по проблемам газовых турбин (г.Рыбинск, 8 сентября 2008г), на 10 форуме «Высокие технологии XXIвека» (Москва, 22 апреля 2009г.), на международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (г.Самара, 25 июня 2009 г.), на 57 научно-технической сессии РАН по проблемам газовых турбин (гУфа,23 сентября 2010г.)

Публикации

По теме диссертации опубликовано 5 печатных работ, в том числе в ведущих рецензируемых научных изданиях, определенных ВАК – 3. Автором получен один патент на изобретение и один патент на полезную модель, непосредственно связанные с темой диссертации.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованных источников. Работа изложена на 143 страницах и содержит 47 рисунков и 11 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во **введении** обоснована актуальность работы, сформулированы цель и задачи исследования, отмечается научная новизна и практическая значимость полученных результатов. Решение задачи расширения границ применимости подшипников на газовой смазке для опор тяжелых роторов ГТД и турбогенераторов требует:

- разработки методики предварительной технической оценки возможности использования радиальных газовых подшипников в качестве подвесов роторов турбомашин;
- подтверждения экономической обоснованности применения газовых подшипников в качестве опор турбомашин;
- разработки методики расчета характеристик радиальных сегментных подшипников.

Первая глава посвящена истории развития и современному состоянию газовой смазки.

Основные преимущества газовых подшипников – очень низкие потери на трение, непревзойденная кинематическая точность, отсутствие жидкостной системы смазки и теоретических ограничений по температуре деталей предопределяют их широкое распространение в различных областях техники. В частности, известны многочисленные примеры использования воздушных подшипников в точной механике, для подвеса роторов гироскопов, используемых для систем ориентации летательных аппаратов, навигационных систем и систем стабилизации различных вооружений. Применяются газовые подшипники в металлообработке (для высокоскоростных внутришлифовальных головок), в нагнетателях для перекачки сверхчистых газов, ядовитых, взрывчатых и радиоактивных газообразных рабочих сред с использованием преимущественно центробежных компрессоров, отличающихся высокой герметичностью. Широкое распространение получила газовая смазка для опор роторов турбодетандеров для различных криогенных установок, а также для систем кондиционирования самолетов. Подшипники с газовой смазкой эффективно используют в компактных быстроходных и высокотемпературных газотурбинных двигателях (ГТД) а также в микротурбинах современных систем распределенного энергоснабжения. Анализ опыта применения и эксплуатации роторных систем с подшипниками на газовой смазке говорит о том, что такие системы сопряжены с наименьшими совокупными затратами.

Несмотря на существенные преимущества роторных систем, построенных с применением подшипников на газовой смазке, область их применения существенно ограничена размерами и массами. Подавляющее их количество приходится на ротора массой до 10 кг. Существуют лишь единичные случаи разработок газовых подвесов для роторов массой свыше 100 кг. Тем не менее потребности практики диктуют необходимость рассмотрения возможности оснащения тяжелых роторных систем подшипниками на газовой смазке.

Во **второй главе** изложена методика предварительной технической оценки возможности использования радиальных газовых подшипников при разработке подвесов роторов турбомашин. В рамках методики предложены технические и экономические критерии оценки границ возможности и целесообразности применения подшипников на газовой смазке при разработке газотурбинной техники.

Для получения работоспособной роторной системы турбомашин необходимо спроектировать опоры, с грузоподъемностью, перекрывающей максимальные

эксплуатационные нагрузки. Поэтому основной задачей теории газовой смазки является определение интегральной несущей способности газового подшипника и жесткости смазочного слоя.

В общем случае течение газа в слое смазки подчиняется уравнению Рейнольдса, которое для стационарного плоского изотермического потока газовой смазки имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho H^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\mu v \frac{\partial}{\partial x} (\rho H) \quad (1)$$

где H – текущая толщина смазочного слоя, p – текущее давление.

При рассуждениях о закономерностях поведении газовой смазки применяется закон подобия, впервые сформулированный С.А.Шейнбергом, согласно которому эпюры абсолютных давлений в смазочных слоях подшипников геометрически подобны при равных характеристиках подшипника

$$\Lambda = \frac{6\mu v d}{H_0^2 p_a} \quad (2)$$

Где μ – динамическая вязкость газа, v – окружная скорость поверхности вала, d – характерный размер, H_0 – средний радиальный зазор, p_a – абсолютное давление окружающего подшипник газа.

Рост размерности турбомашин приводит к качественному изменению соотношений параметров. Нагрузки, действующие в системе опоры – ротор пропорциональны массе ротора, т.е. изменяются пропорционально третьей степени масштабного фактора. Грузоподъемность опор в сопоставимых условиях газовой смазки, иначе говоря, при приблизительно одинаковых характеристиках подшипников, пропорциональна площади проекции опор. Таким образом, консервативный рост нагрузок, связанный с действием масштабного фактора опережает рост грузоподъемности, что в свою очередь определяет необходимость полного использования резервов газовой смазки. Эпюры давлений в смазочном слое подшипника достигают максимального «наполнения» при $\Lambda \rightarrow \infty$ (практически при $\Lambda=30$), что приводит к необходимости проектировать подшипники для тяжелых роторных систем именно при этих значениях характеристики.

Для предельного случая $\Lambda \rightarrow \infty$ существуют аналитические решения уравнения (1), которые после интегрирования приводят к выражениям для грузоподъемности участка (сегмента) опоры шириной L :

$$W = dL p_a K_r = dL p_a \left(\frac{A}{2(A-1)} \ln \frac{A}{2-A} - 1 \right), \quad (3)$$

где $K_r = \left(\frac{A}{2(A-1)} \ln \frac{A}{2-A} - 1 \right)$ - удельная грузоподъемность опоры при $\Lambda \rightarrow \infty$,
 $A = \frac{H_{вх}}{H_0}$ - фактор клиновидности зазора;

Для радиального подшипника, состоящего из z сегментов при условии приложения нагрузки между сегментами, получим:

$$2 \frac{\pi \Gamma}{2} L p_a \left(\frac{A}{2(A-1)} \ln \frac{A}{2-A} - 1 \right) \left(1 - \frac{1}{z^2} \right) \cos \frac{180^\circ}{z} = kMg + F_{дин} + F_{ст} \quad (4)$$

В данном случае Mg -доля веса ротора, приходящаяся на рассматриваемую опору, k - коэффициент, учитывающий влияние массовых сил, $F_{дин}$, $F_{ст}$ - соответственно часть динамической и статической составляющих поверхностных сил, приходящиеся на опору.

Из выражения (4) заменяя длину подшипника $L = \lambda * 2r$, где λ - относительное удлинение, и, учитывая, что $r = v/\omega$, можно выразить величину опорного давления для сегментного подшипника:

$$p_a = \frac{(kMg + F_{дин} + F_{ст}) \omega^2}{2 \pi v^2 \lambda \left(\frac{A}{2(A-1)} \ln \frac{A}{2-A} - 1 \right) \left(1 - \frac{1}{z^2} \right) \cos \frac{180^\circ}{z}} \quad (5)$$

Опорное давление p_a - абсолютное давление окружающего подшипник газа, которое необходимо для того чтобы обеспечить грузоподъемность подшипника численно равную внешней нагрузке при $\Lambda \rightarrow \infty$.

Входящие в знаменатель выражения (5) величины имеют независимые пределы: относительное удлинение для подшипников на газовой смазке редко выходит за границы, определяемые технологической точностью $\lambda = 0,5-2$; относительный зазор A под нагрузкой обычно составляет $A = 1,4-1,8$, а окружная скорость на валу не может быть низкой ввиду снижения грузоподъемности с уменьшением Λ , но одновременно не бывает очень высокой, так как ее величина имеет рациональный предел, после которого роста грузоподъемности не происходит. Обычно величина скорости лежит в пределах 50 - 200 м/с. Приняв величины, входящие в знаменатель формулы (5) близкими к их максимумам (например, $\lambda = 1,5$; $A = 1,8$ $v = 150$ м/с), получим оптимистическую оценку величины опорного давления для 4-сегментного подшипника:

$$p_a = \frac{(kMg + F_{дин} + F_{ст}) \omega^2}{2 * 150^2 * 1,5 * 3,14 * \left(\frac{1,8}{2(1,8-1)} \ln \frac{1,8}{2-1,8} - 1 \right) \left(1 - \frac{1}{4^2} \right) * \cos \frac{180^\circ}{4}} =$$

$$= 4.83 \cdot 10^{-6} (kMg + F_{\text{дин}} + F_{\text{ст}}) \omega^2$$

Если положить $k=1$; $F_{\text{дин}}=0$; $F_{\text{ст}}=0$ то

$$p_a = 47.5 \cdot 10^{-6} M \omega^2 \quad (6)$$

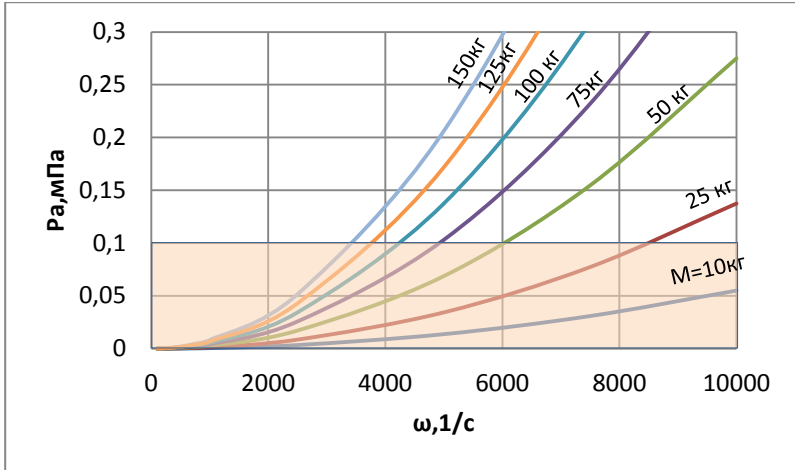


Рис.1 Зависимость требуемого опорного давления от частоты вращения.

Выражение (5) и зависимости, показанные на рис.1 определяют теоретически достижимые пределы, при которых возможно обеспечение подвеса роторов с помощью самогенерирующихся подшипников на газовой смазке. С увеличением массы и угловой частоты вращения ротора требуемое опорное давление непрерывно растет.

На графиках зона, лежащая ниже горизонтали 0,1МПа, объединяет ротора, которые могут быть оснащены подшипниками на атмосферном давлении. Ротора, приходящиеся на зону выше этой линии необходимо оснащать подшипниками с поддувом воздуха в смазочный зазор. Ротора, у которых выполняется условие $M\omega^2 \leq 4,35 \cdot 10^9 \text{ кг/с}^2$, могут быть оснащены полноохватными подшипниками на атмосферном давлении. Любое уменьшение параметров $\lambda, \varepsilon, \nu$, как и увеличение нагрузки будет приводить к увеличению требуемого опорного давления.

Выражение (5) определено из условия $\Lambda \rightarrow \infty$ это означает, что для полученных в результате величин опорного давления необходимо обеспечение условия практически высоких значений характеристики подшипника. Режим $\Lambda \rightarrow \infty$ характеризуется тем, что с ростом скорости вращения дальнейшего роста грузоподъемности не происходит. Таким образом, для роторов на газовой смазке

целесообразно, чтобы обеспечение режима $\Lambda \rightarrow \infty$ наступало при максимальной частоте вращения. При низких значениях Λ избыточные давления образуются лишь на части сечений смазочного зазора. Однако принимать слишком высокие значения Λ нецелесообразно ввиду того что это будет приводить к неоправданному занижению величины среднего зазора. Из практического опыта рекомендуется назначать характеристику $\Lambda = \frac{6\mu v d}{H_0^2 p_a} = 2 \dots 30$ (для сегмента подшипника протяженностью d). По принятой характеристике определяется средний зазор в нагруженном сегменте

$$H_0 = \sqrt{\frac{6\mu v d}{\Lambda p_a}} = \sqrt{\frac{12\mu v p r}{\Lambda p_a z}}; \quad (7)$$

а затем выходной зазор

$$H_{\text{вых}} = H_0(2 - A) \quad (8)$$

Функция $H_{\text{вых}}$, таким образом, зависит одновременно от клиновидности зазора A и от опорного давления p_a , в свою очередь также зависящего от A .

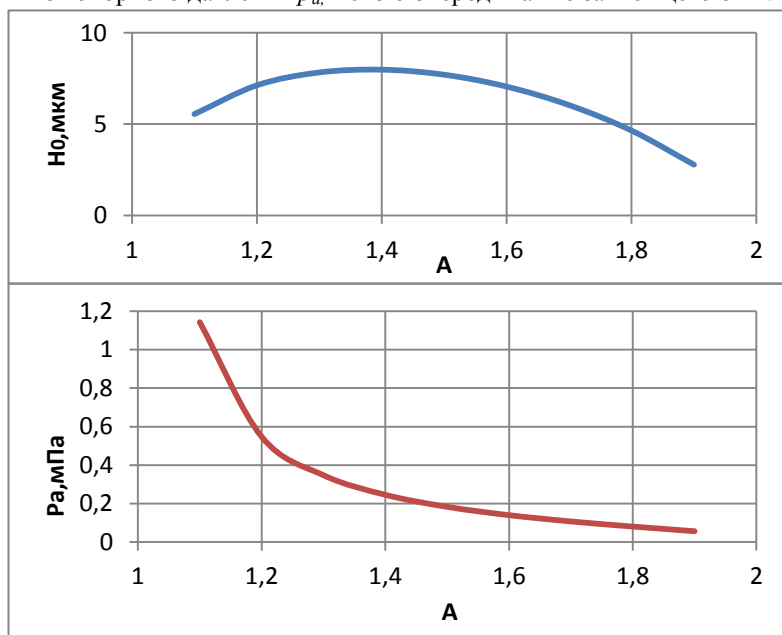


Рис.2 Зависимости P_a и H_0 от относительного зазора A

Ход этих зависимостей показан на рис.2. Наибольший выходной зазор для заданных параметров подшипника наступает при клиновидности зазора 1,4.

Увеличение клиновидности до 1,6 не приводит к существенному снижению выходного зазора, однако заметно снижает требуемое опорное давление.

Выражение (8) определяет необходимую величину выходного зазора для обеспечения в подшипнике условия $\Lambda \rightarrow \infty$. Иными словами, подшипник с заданным относительным зазором и перечисленными выше параметрами под нагрузкой образует зазоры по выражению (7) и (8). При этом видно, что величины выходных зазоров пропорциональны окружной скорости поверхности вала и обратно пропорциональны корню квадратному из угловой частоты вращения.

Выражение (5) позволяет выполнить оптимистическую оценку возможности применения газового подшипника путем определения опорного давления.

Наибольшее распространение получила газовая смазка в системах подвеса роторов небольшой массы. Применение газовой смазки для использования в подвесе относительно тяжёлых роторов наряду с неизбежными техническими проблемами сталкивается также с фактами субъективного неприятия самой идеи, основанного на представлениях о дороговизне и ненадежности подшипников на газовой смазке. Автором сделана попытка проанализировать факторы, оказывающие влияние на принятие решения по оснащению роторной машины подшипниками на газовой смазке. Стоимость жизненного цикла системы подвеса ротора складывается из одновременных затрат на устройство самих подшипников и стоимости вспомогательных систем, из совокупности эксплуатационных затрат связанных с функционированием систем, а также из затрат энергии на собственные нужды.

В работе проведен сопоставительный анализ стоимости жизненного цикла систем подвеса роторов, базирующихся на применении радиальных сегментных масляных подшипников, радиальных сегментных газовых подшипников и электромагнитных подшипников с активным управлением. В результате получены зависимости стоимости жизненного цикла от мощности турбогенераторов, показанные на рис.3.

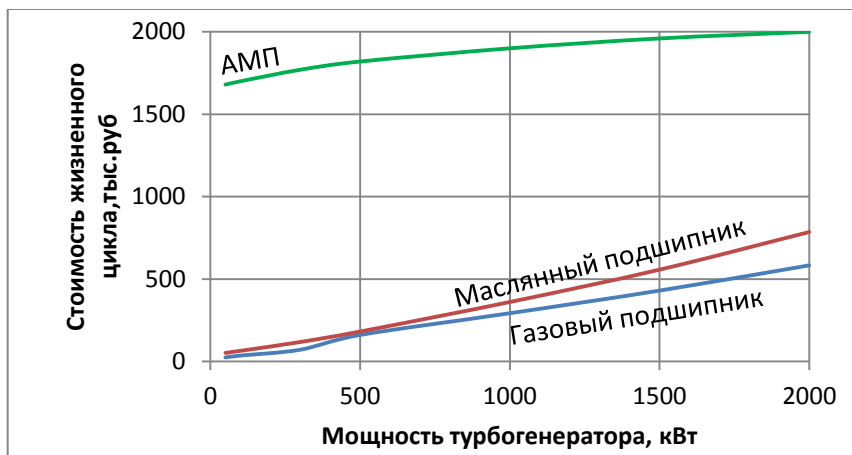


Рис.3. Сравнение стоимости жизненного цикла радиальных опор.

Воздушные подшипники имеют самую низкую стоимость технического обслуживания. Системы подвеса роторов с подшипниками без внешнего надува могут быть необслуживаемыми.

Системы подвеса роторов, построенные на подшипниках с газовой смазкой, обладают наименьшей стоимостью жизненного цикла, что иллюстрируется рис.3. Системы подвеса роторов, построенные на газовых подшипниках без внешнего поддува имеют предельно низкую стоимость жизненного цикла, недостижимую для любых других видов опор.

Третья глава работы посвящена разработке методики расчета характеристик сегментных газовых подшипников.

При выводе основного уравнения газовой смазки используются уравнения Навье-Стокса, уравнения неразрывности, состояния и баланса энергии. Все они входят в базовый модуль любой современной программы по вычислительной гидродинамике CFD (Computational Fluid Dynamics) поэтому физические процессы, протекающие в смазочном слое газового подшипника, могут быть смоделированы при помощи этих продуктов. В настоящее время производители программного обеспечения предлагают большое количество продуктов выполняющих высокопроизводительные вычисления на базе численных методов решения систем дифференциальных уравнений, а также сервисные модули для автоматической, полуавтоматической и ручной генерации расчетных сеток, пре- и постпроцессинга. На рис. 4 показана расчетная сетка рабочего зазора сегмента газового подшипника, подготовленная в ANSYS ICEM CFD.

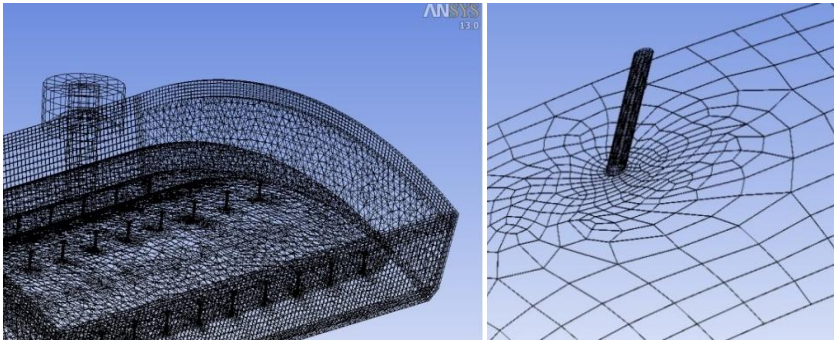


Рис 4. Смешанная расчетная сетка газового подшипника.

Для расчета используются смешанные сетки: интересующая область зазора разбивается гексагональными элементами, а внешняя область над сегментом тетрагональными элементами. Использование такой смешанной сетки обусловлено малой высотой расчетной области (зазора) (при использовании тетрагональной сетки результирующий массив сетки превысил бы все имеющиеся вычислительные мощности). В смешанной модели интересующая область разбита гексагональной сеткой высокого ранга, которая позволяет использовать значительно меньше элементов, а внешняя область со сложной геометрией сформирована тетрагональной сеткой. Использование такого подхода позволяет для расчета одного сегмента обходиться расчетной сеткой порядка 1000000 ячеек.

Для расчета используется стандартная ламинарная модель течения пакета ANSYS CFX.

В практическом смысле важной представляется задача проведения поверочных расчетов для частично идеализированных начальных условий при изменении геометрии элементов подшипника, т.е. решение прямой задачи газовой смазки. При этом в результате решения определяется главный вектор сил давления в смазочном слое и расход смазки (в случае внешней подачи воздуха в смазочный слой). Общая методология выполнения поверочных расчетов сводится к следующему. Для принятого конструктива подшипника назначаются предварительные параметры p_a , $[H_{min}]$, H_0 или c . На этот момент известна геометрия подшипника, как правило определяемая конструктивно. Величина диаметра вала и длина подшипника ограничиваются возможностями размещения узла, а также предельной окружной скоростью, которую не назначают больше 200 м/с для радиального подшипника и не более 300 м/с для периферии осевого подшипника. Далее создаются трехмерные модели

смазочного зазора и конструктивных элементов окружающих его. Модели отличаются друг от друга различными значениями параметров. Например, для полноохватного подшипника задаются несколькими значениями относительного эксцентриситета в интервале изменения минимального зазора от $[Hmin]$ до c . Для сегментного радиально варьируют H_0 от $[Hmin]$ до $2c-[Hmin]$. Для сегментных подшипников создаются модели с разной клиновидностью зазора (часто достаточно двух моделей для одного значения H_0). Создание моделей не является трудоемким процессом, поскольку содержит примитивную геометрию, однако требует аккуратности, ввиду того, что разница в моделях составляет незначительные величины (иногда доли микрона). Иногда модели удобно параметризовать, при этом возможна автоматическая связь с сеточным генератором. Окончательно сформированную модель передают в сеточный генератор, где формируется гибридная расчетная сетка. Главная трудность состоит в корректном задании гексагональной сетки, описывающей смазочный зазор, при этом сетка имеет высокий ранг (при интервале по y в один микрон интервалы по x и z составляют миллиметры). Граничные условия при расчетах газовых подшипников обычно сводят до задания давлений в соответствующих сечениях, широко используется при этом метод создания искусственных присоединенных объемов.

Для решения задачи задаются физические кондиции среды и условия прилипания на стенках.

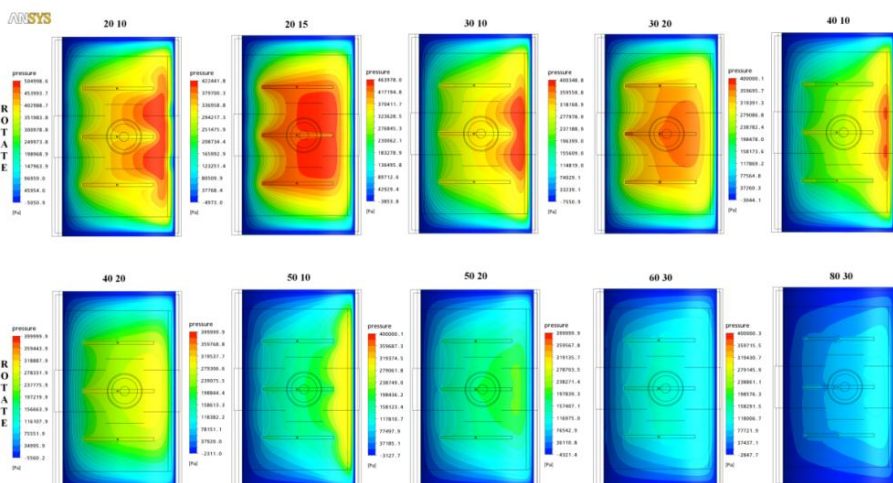


Рис.5. Эпюры давлений сегментного подшипника с подводом воздуха по продольным канавкам

Результаты обрабатываются постпроцессором, при этом формируются визуализированные функции давлений и скоростей, а также определяется главный вектор сил давления, расход смазки и, при необходимости, момент относительно центра шарнира. Решение реализуется в виде эпюр давлений и скоростей. На рис. 5 показаны примеры эпюр давлений.

Для нахождения устойчивого положения сегмента для каждого текущего среднего зазора рассчитываются поля давлений для двух вариантов выходных зазоров. В качестве граничных условий задаются давление на входе, граничное условие «opening» на выходе и частота вращения вала (в данном случае 26000 об/мин). На стенках задаётся граничное условие «noslip». Для расчёта используется ламинарная модель течения, рабочее тело - воздух со свойствами идеального газа. Задаются значения вязкости и теплопроводности при рабочей температуре.

В результате расчета всех вариантов пакетом ANSYS CFX-Solver определяется:

- крутящий момент в центре вращения, действующий на сегмент;
- расход воздуха на входе в сегмент;
- равнодействующая сил давлений, действующая на сегмент;

Результаты расчета сводятся в таблицу, после чего строятся диаграммы моментов и сил в зависимости от выходного зазора для каждого текущего зазора H_0 (рис. 6).

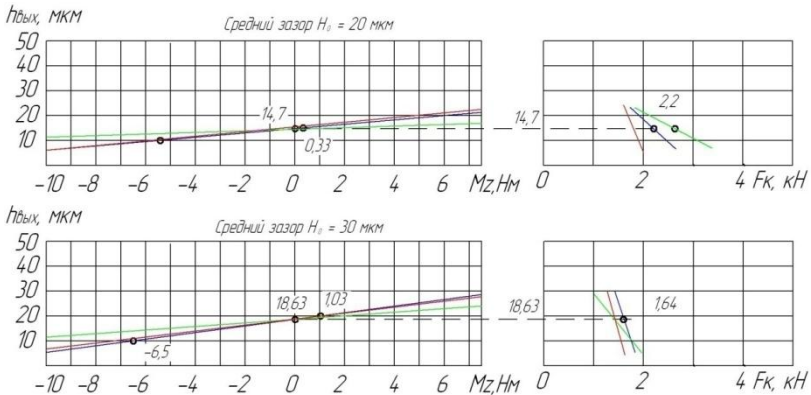


Рис. 6. Диаграммы моментов и сил

Далее по этим диаграммам методом линейной интерполяции определяется выходной зазор (H_0), при котором наступает равновесное положение сегмента и равнодействующая сил давления (Fk_0), действующая на сегмент в положении

равновесия. По этим данным строятся графики зависимости сил, действующих на сегменты от текущего зазора при равновесном положении сегмента – рис.7.

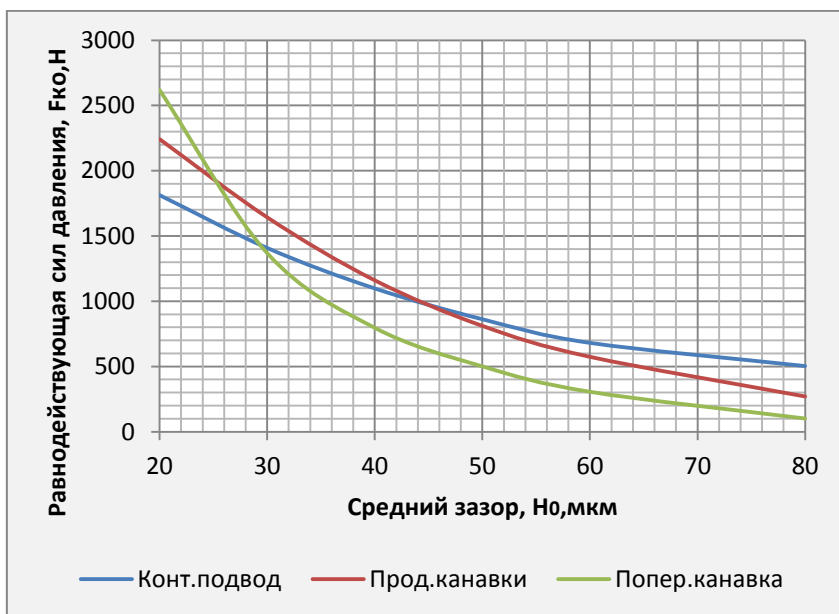


Рис. 7. Зависимость силы, действующей на сегмент от среднего зазора

Грузоподъемность опоры в целом определяется векторным сложением результирующих сил возникающих на каждом из сегментов.

Для анализа динамики ротора в газовых подшипниках выполняются расчеты их характеристик на режимах, соответствующих частичным нагрузкам роторной машины, а также при остановленном вале в случае, если обеспечивается газостатический режим. На рис.8 показаны расчетные характеристики подшипников.

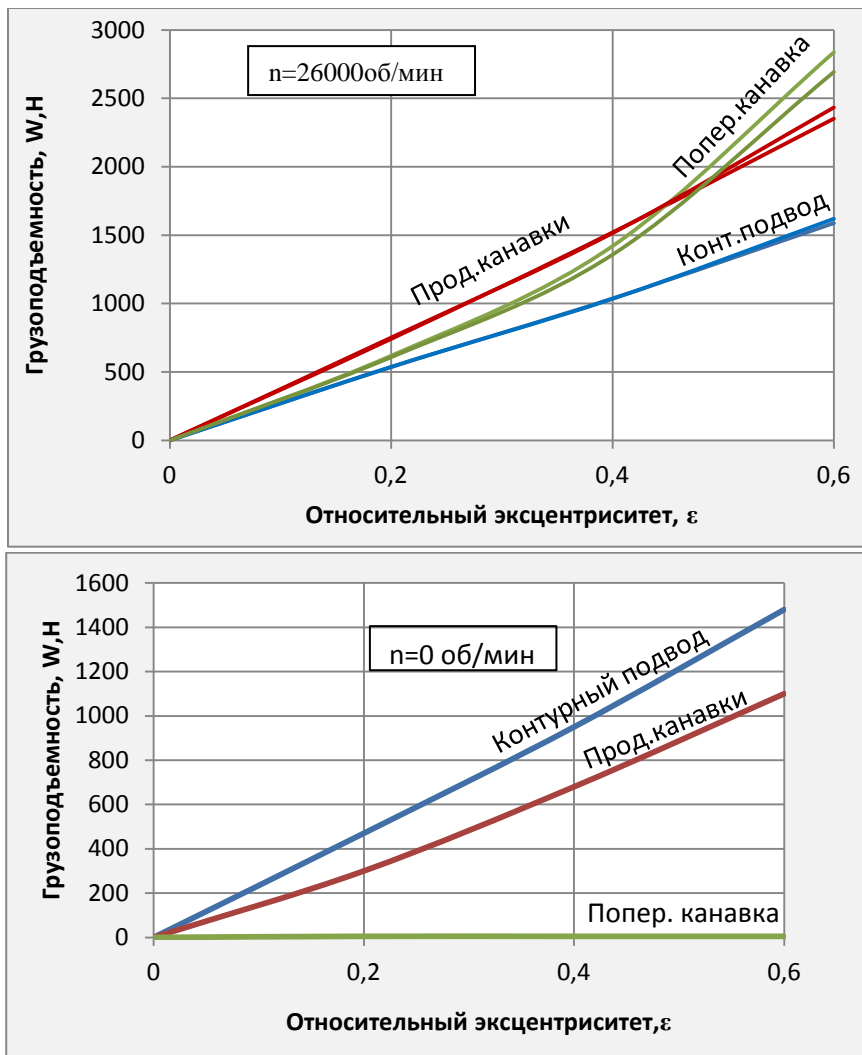


Рис.8. Расчетные характеристики подшипников

Четвертая глава посвящена экспериментальным исследованиям радиальных гибридных подшипников на газовой смазке.

Для экспериментальных исследований подшипников на газовой смазке разработан специальный стенд, предназначенный для определения грузоподъемности газовых подшипников и проведения экспериментов в области газовой смазки. Подшипниковый стенд имеет следующие характеристики.

Диапазон диаметров вала подшипника, мм	50-150
Диапазон длин подшипников,	50-150
Диапазон статических нагрузок, кГ	10-300
Мощность электропривода, кВт	15
Частота вращения выходного вала, об/мин	0-60 000

В результате экспериментальных исследований на подшипниковом стенде получены характеристики радиальных гибридных сегментных подшипников с тремя различными способами подвода питающего воздуха в смазочный зазор, показанные на рис.9-10.

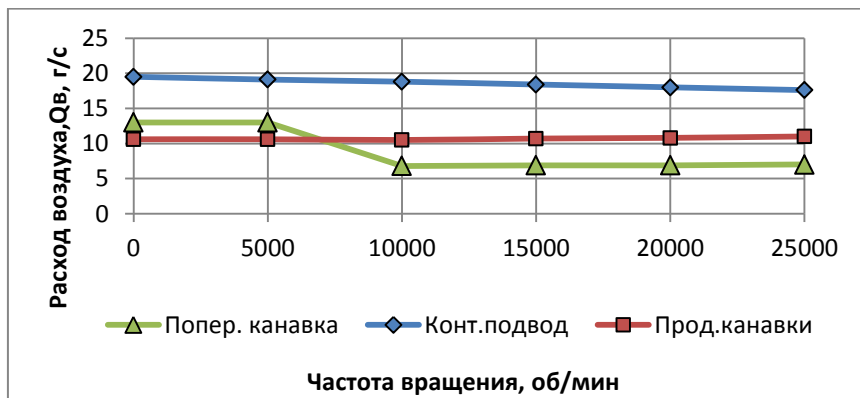


Рис. 9. Расходные характеристики подшипников

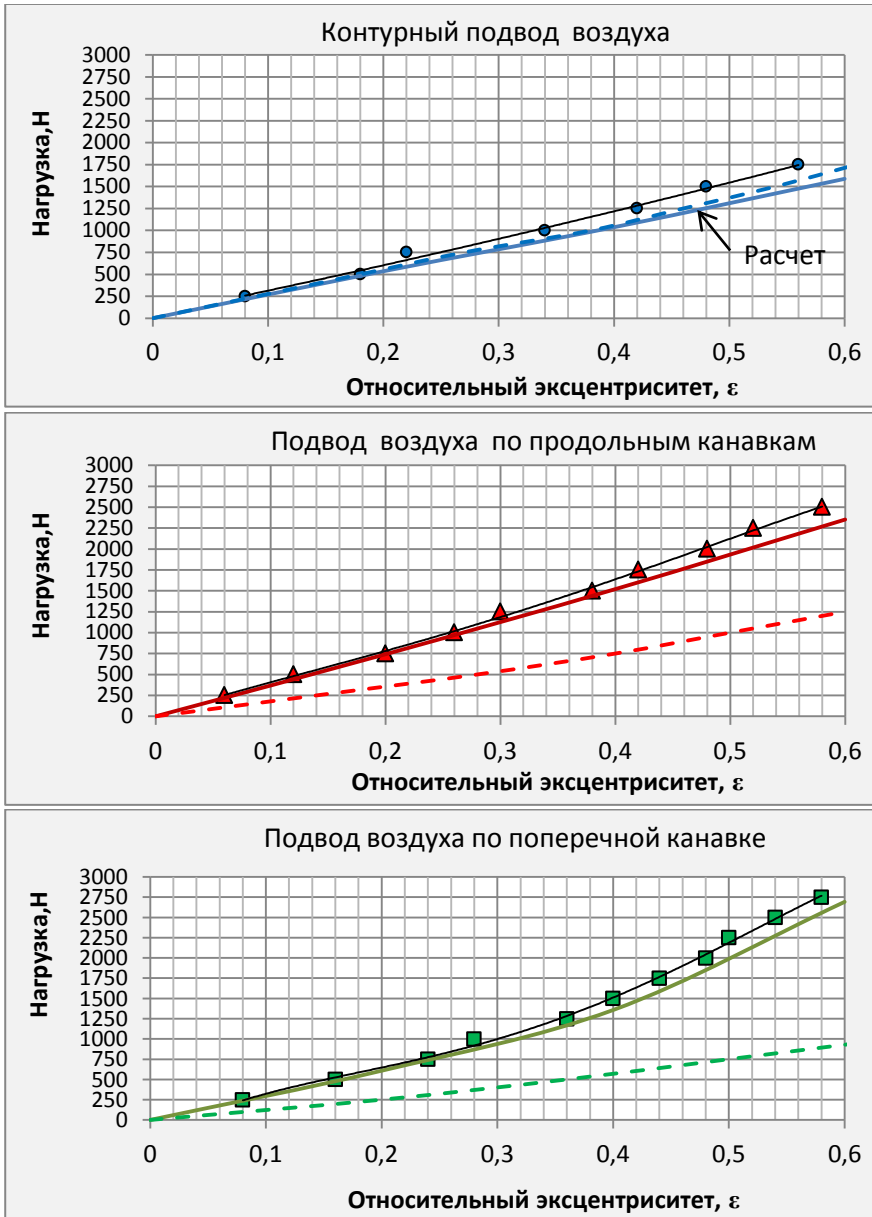


Рис.10. Экспериментальные характеристики подшипников $n=26000$ об/мин,
 $P_s=0,4$ МПа

Нагрузочные характеристики подшипников, полученные в результате экспериментов, показали удовлетворительную сходимость с расчетными характеристиками, давая несколько завышенные значения по сравнению с расчетными зависимостями. Таким образом, принятая методика расчетного определения характеристик подшипников может использоваться в инженерных расчетах.

Пятая глава посвящена практической реализации результатов исследований.

Опыт, приобретенный при исследованиях подшипников на газовой смазке, использовался для выработки рекомендаций по проектированию сегментных радиальных газовых подшипников для тяжёлых роторных систем.

1. При проектировании опор используется предельно возможный конструктивный объём для размещения подшипников.

2. Радиальные сегментные подшипники проектируются из условия $L \rightarrow \infty$, т.е. на практически высокие значения характеристики в нагруженных сегментах.

3. Для обеспечения высокой грузоподъёмности применяется внешний наддув газа в смазочный слой.

4. Наиболее эффективен наддув через поперечную канавку, размещённую на входной кромке сегментов.

5. В случае, если нагрузка на подшипник не имеет преимущественного направления, целесообразно проектировать подшипник, состоящий из пяти сегментов.

6. Для отстройки собственных частот сегментов и внесения конструктивного диссонанса целесообразно изготовление упругих элементов сегментов с разной механической жесткостью.

7. Тяжелые ротора имеют существенное время разгона (торможения). Поэтому для обеспечения безаварийной работы подшипники должны обладать гидростатической грузоподъёмностью.

8. Тяжелые ротора обладают высокой кинетической энергией, поэтому даже случайные кратковременные касания вала могут привести к аварии. В связи с этим подшипники должны проектироваться по возможности с максимальным учетом всех действующих нагрузок, а материалы вала и сегмента должны выдерживать кратковременные касания при работе.

Результаты исследований подшипников на газовой смазке были использованы при проектировании подвеса роторов турбогенератора мощностью 1000 кВт, разрабатываемого на ФГУП НПП Газотурбостроения «Салют». Трехпорный ротор турбокомпрессора высокого давления, образующий одно целое с ротором электрогенератора имеет частоту вращения 26 000 об/мин. при массе 250 кг.

Ротор турбокомпрессора низкого давления имеет номинальную частоту вращения 12 000 об/мин. при массе 90 кг.

Во время испытаний в апреле – июне 2010г. на опытном турбогенераторе было выполнено 32 запуска с максимальной непрерывной наработкой за один пуск более 50 мин. Максимальный режим работы по частоте вращения ротора ТКВД составил 24300 об/мин.

ВЫВОДЫ

1. В результате проведенного исследования определена степень влияния размерности роторов турбомашин на характеристики газовых подшипников. Предложены критерии, позволяющие на ранних стадиях проектирования оценивать возможность и целесообразность использования радиальных газовых подшипников при разработке подвесов роторов турбомашин.
2. Проведен сравнительный анализ стоимости жизненного цикла систем подвеса роторов с применением различных подшипников. Показано, что оснащение роторных систем подшипниками на газовой смазке сопряжено с наименьшими совокупными затратами.
3. Разработана методика расчета характеристик радиальных сегментных подшипников с использованием современных программ по вычислительной гидродинамике. Выполнены расчеты характеристик сегментных радиальных подшипников с различными способами подвода воздуха в смазочный зазор. Результаты вычислений верифицированы при помощи сверки с результатами экспериментов на натурных моделях.
4. Разработана конструкторская документация и создан экспериментальный стенд, позволяющий испытывать радиальные газовые подшипники диаметром вала до 150мм. Получены экспериментальные зависимости эксцентриситета от величины нагрузки для сегментных радиальных подшипников с различными способами подвода воздуха в смазочный зазор.
5. Экспериментально подтверждено, что радиальные сегментные газовые подшипники с подводом воздуха в смазочный зазор через поперечную канавку, расположенную в районе входной кромки сегмента обладают наибольшей грузоподъемностью.
6. Разработаны рекомендации по проектированию подшипников на газовой смазке для опор тяжелых роторов ГТД и турбогенераторов. Результаты исследований были использованы при разработке опор роторов турбогенератора ГТД 1000.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

1. Бесчастных В.Н. Газовые подшипники для турбогенераторов. Перспективы внедрения // Газотурбинные технологии, 2010. №9.
2. Бесчастных В. Н., Равикович Ю. А. Соколов А.Н. Определение статической грузоподъемности сегментного подшипника // Вестник Московского авиационного института, 2009 . т. 16, №1, С.84-94.
3. Бесчастных В. Н., Равикович Ю. А. Газовый подшипник тяжелого ротора газотурбинных двигателей. Опыт разработки и перспективы внедрения // Вестник Московского авиационного института, 2010. т. 17. № 3. С.91-98.
4. Бесчастных В. Н. Проектирование и экспериментальное исследование гибридных газовых подшипников тяжелого многоопорного ротора // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, 2009. №3(19)С.118-126.
5. Бесчастных В.Н. Опыт разработки высокоэффективного турбогенератора мощностью 1.0 МВт для современных систем энергоснабжения // Материалы конференции Десятого юбилейного форума Высокие технологии XXI века, с.183
6. Бесчастных В.Н., Федотов Е.Н. Подшипник. Патент на полезную модель №61820, зарегистрирован 10.03.2007.
7. Бесчастных В.Н., Смирнов В.А. Способ обеспечения заданного радиального зазора между рабочим валом и самоустанавливающимися сегментными вкладышами при изготовлении подшипника. Патент на изобретение №2298114, зарегистрирован 27.04.2007.