

УДК 621.822.5

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГИБРИДНЫХ ГАЗОВЫХ ПОДШИПНИКОВ ТЯЖЕЛОГО МНОГООПОРНОГО РОТОРА ГТД

©2009 В. Н. Бесчастных

Московское моторостроительное производственное предприятие «Салют»

Существует область применений турбомашин, где экономически целесообразно использование подшипников на газовой смазке при относительно тяжелых роторах. Речь идет о турбогенераторах мощностью 500...2000 кВт с высокочастотными электрогенераторами. В статье представлены результаты проектирования и экспериментальных исследований газовых подшипников турбогенератора мощностью 1000 кВт.

Подшипники на газовой смазке, воздушные подшипники, гибридные газовые подшипники, подшипники с самоустанавливающимися сегментными вкладышами

На первый взгляд задача проектирования эффективных и надежных опор современной турбомшины не составляет особого труда. В самом деле, за более чем вековую историю развития турбин накоплен огромный опыт в проектировании опорных узлов. Разработаны конструкции и методики расчета подшипников скольжения и качения, ставшие стандартными. Экономические показатели достигли максимальных значений. В разы уменьшены механические потери и расходы смазочных материалов, на порядки увеличен ресурс подшипников, достигли совершенства уплотнения. С 60-х годов прошлого века ведутся разработки активных магнитных опор. С 50-х годов разработано большое количество турбомашин различных типов с подшипниками на газовой смазке, к ним можно отнести турбохолодильники систем кондиционирования, турбодетандеры, турбогенераторы автономных энергоустановок, нагнетатели газа для ЯЭУ, газотурбинные двигатели. Бурное развитие получили лепестковые газовые подшипники (ЛГП). С начала появления первых ЛГП (середина 60-х годов) получено более 100 патентов на конструкцию этих подшипников. Наибольшее распространение получила газовая смазка в системах подвеса роторов относительно малой (до 10 кг) массы. Очевидными преимуществами подшипников на газовой смазке являются высокая эффективность и экономичность, пониженная материалоемкость, высокая надежность. Например, воздушные подшипники турбокомпрессора климатической системы самолета Boeing 747 продемонстрировали среднее время между отказами

(MTBF) более 100 000 часов [1]. Однако применение подшипников на газовой смазке для роторов большой массы – относительно редкое явление. Связано это со многими факторами, прежде всего с уменьшением относительной грузоподъемности подшипников с ростом массы ротора, с необходимостью обеспечения заданной величины радиальных зазоров на всех режимах работы. Играть роль также традиции и стереотипы проектирования.

В статье затронуты вопросы проектирования и экспериментального исследования воздушных подшипников для турбогенератора мощностью 1000 кВт.

Экономические аспекты задачи

Существует перспективная область применения турбомашин, где экономически целесообразно использование подшипников на газовой смазке при относительно тяжелых роторах. Речь идет о турбогенераторах мощностью 500...2000 кВт, оснащенных высокочастотными электрогенераторами. 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 стоимости машины. Кроме того, функционирование системы смазки сказывается на удорожании всего жизненного цикла двигателя. Распространенным подходом при проектировании и модернизации турбомашин большой мощности (5 мВт и выше) в последнее время стало оснащение их активными магнитными подшипниками. Обусловлено это тем, что при-

менение активных магнитных подшипников приводит к существенному снижению стоимости жизненного цикла за счет экономии энергии, отсутствия потерь масла, снижения затрат на техническое обслуживание. К числу несомненных преимуществ активных магнитных подшипников можно отнести достаточно высокую грузоподъемность (30-40 Н/см², [2]), малые механические потери, широкие возможности по управлению подвесом (обеспечение заданного демпфирования, возможность обеспечения вращения вокруг физического центра масс). Основными недостатками активных магнитных подшипников являются относительно низкая жесткость в определенном частотном диапазоне внешних воздействий, высокая начальная стоимость, значительные габариты и масса, наличие страховочных подшипников, а также относительно большие холодные зазоры в элементах турбомашины, которые должны быть заведомо больше зазоров в страховочных подшипниках. Именно высокая начальная стоимость активных магнитных под-

шипников сдерживает их применение в качестве опор турбомашин малой мощности. По современным представлениям полный комплект подвеса ротора (два опорных, один упорный подшипники, шестиканальная система управления, страховочные подшипники) стоит 120...200 тыс. евро. Причем стоимость комплекта активных магнитных подшипников мало зависит от грузоподъемности. Таким образом, доля стоимости магнитных опор для ГТУ мощностью 1000 кВт может достигать 50% стоимости всей установки.

Выходом из сложившейся ситуации может быть оснащение турбомашины подшипниками на газовой смазке.

Обоснование выбора типа опор

В 2003г. на ФГУП ММПШ «Салют», г. Москва, началось проектирование турбогенератора ГТД-1С мощностью 1000 кВт. Общий вид турбогенератора показан на рис.1.

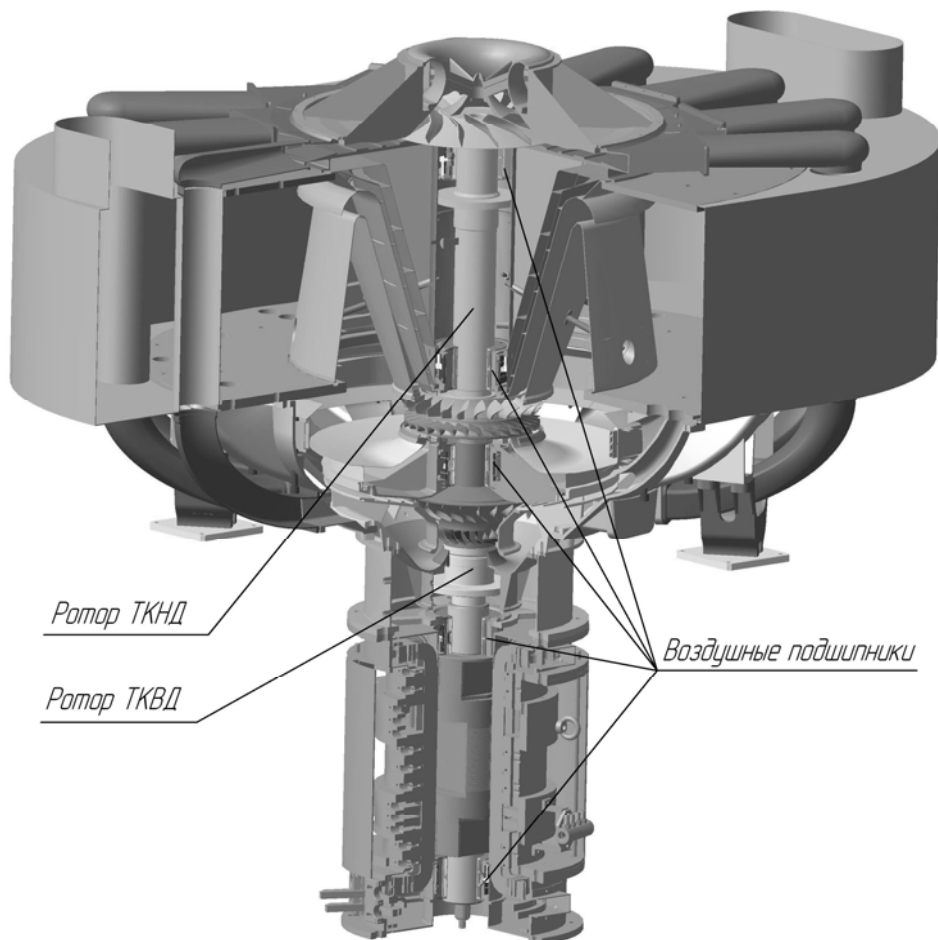


Рис. 1. Общий вид турбогенератора ГТД-1С

Основные характеристики турбогенератора

Мощность электрическая, МВт	1,0
Топливо	природный газ
Давление топливного газа на входе в ГТУ, кгс/см ²	10 ± 0,5
Удельный расход топлива, кг/кВт·ч	0,18
КПД электрический, %	40
Мощность тепловая, Гкал/ч	0,88

Турбогенератор представляет собой двухвальную машину с вертикальным расположением роторов. Ротор турбокомпрессора низкого давления имеет номинальную частоту вращения 12 000 об/мин при массе 90 кг; ротор турбокомпрессора высокого давления, образующий одно целое с ротором электрогенератора, имеет частоту вращения 26 000 об/мин при массе 250 кг. Для осевых опор роторов были выбраны активные магнитные подшипники.

В качестве возможных вариантов для радиальных опор проектируемой машины на начальном этапе рассматривались лепестковые газодинамические подшипники и подшипники с самоустанавливающимися сегментными вкладышами.

Лепестковые газовые подшипники обладают рядом уникальных преимуществ по сравнению с подшипниками с жесткими поверхностями. Лепестки имеют очень малую массу и поэтому при приближении к ним вала успевают отклониться под действием давления в смазочном слое. При попадании посторонней частицы лепесток отклоняется и пропускает ее, предотвращая заклинивание. Поэтому ЛГП имеет пониженную чувствительность к загрязнениям. При увеличении давления смазочного слоя податливая поверхность упруго отжимается от вала, а при уменьшении возвращается обратно. Такое свойство лепестков позволяет ЛГП работать при очень малой толщине смазочного слоя, обеспечивая повышенную несущую способность ЛГП.

К недостаткам ЛГП можно отнести износ антифрикционного покрытия, высокую частоту всплывания, относительную технологическую сложность, сильную зависимость от субъективных факторов при изготовле-

нии, контроле и монтаже, невозможность обеспечения газостатического режима.

Подшипники с самоустанавливающимися сегментными вкладышами являются идеальной опорой с точки зрения устойчивости за счет способности сегментов самоустанавливаться под действием динамических нагрузок. К числу недостатков этого типа опор следует отнести снижение надежности из-за инерционного «отставания» сегментов, «залипания» шарнирных опор от износа и засорения, недостаточного демпфирования шарнирного соединения.

Следует отметить, что оба типа подшипников обладают рядом преимуществ и недостатков, не позволяющих сделать однозначный выбор в пользу той или иной конструкции. В связи с этим для роторной системы ГТД-1С были приняты оба типа подшипников с тем, чтобы на этапе экспериментальной доводки определить наиболее подходящий из них. В процессе разработки стало ясно, что лепестковые подшипники, скорее всего, не смогут обеспечить достаточную грузоподъемность и жесткость. Несмотря на имеющиеся свидетельства успешного создания тяжело нагруженных лепестковых подшипников [3], детальный теоретический анализ показал, что такие подшипники в условиях смазки воздухом под атмосферным давлением не обеспечат достаточного запаса по несущей способности. По крайней мере, их доводка может быть сопряжена с большим техническим риском. Кроме того, роторная система проектируемого двигателя вследствие большого момента инерции и сочетания параметров турбокомпрессоров и электрогенератора имеет существенное время запуска (до нескольких минут). «Затянутый» запуск и, как следствие, большое время работы при сухом трении делают практически неосуществимым создание лепестковых подшипников. Таким образом, уже на начальном этапе проектирования в качестве основного варианта радиальных опор был утвержден подшипник с самоустанавливающимися сегментными вкладышами.

Этапы разработки опор

Первоначально подшипник с самоустанавливающимися сегментными вкладышами

был спроектирован с осуществлением поддува в смазочный зазор на режимах пуска и останова. На основных режимах турбогенератора принудительный поддув воздуха планировалось выключать. Таким образом, он являлся гибридным [4]. На рис. 2 показано фото подшипника.

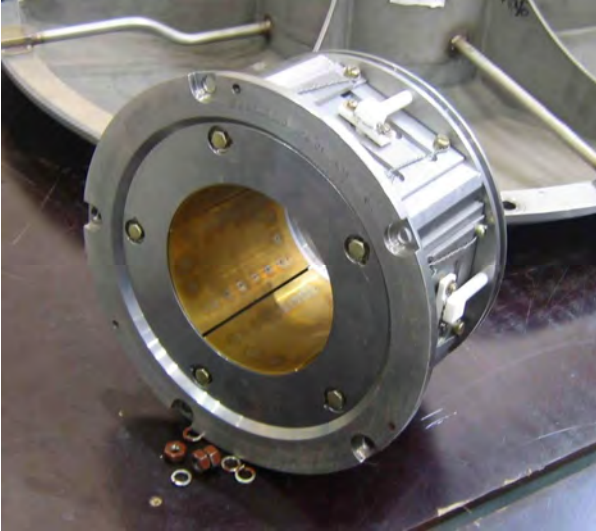


Рис. 2. Фото подшипника ГТД-1С

По технологическим соображениям, а также с точки зрения снижения окружной неравномерности грузоподъемности и жесткости подшипник разделен на 5 сегментов. Сегменты шарнирно установлены на плоские пружины, которые, в свою очередь, крепятся на корпус.

В первых конструктивных версиях подшипник оснащался сегментами с контурным поддувом воздуха через ряд дросселей типа «кольцевое сопло». Длина подшипника составляет 120 мм, диаметр вала – 120 мм.

О подобии подшипников на газовой смазке [5] судят по безразмерной характеристике

$$\chi = \frac{\mu \nu r}{h^2 p_a}, \quad (1)$$

где μ – динамическая вязкость газа; ν – окружная скорость поверхности вала; r – радиус вала, h – средний радиальный зазор, p_a – абсолютное давление окружающего подшипник газа.

Из анализа этой характеристики видно, что при моделировании подшипника на газовой смазке в сторону увеличения рабочие зазоры в подшипнике должны увеличиваться пропорционально корню квадратному

линейных размеров. Иными словами при увеличении диаметра вала, например в 4 раза, для сохранения подобия эпюр полного давления в смазочном слое, а следовательно, и грузоподъемности радиальный зазор придется увеличить всего в 2 раза. Однако с ростом линейных размеров машины силы, действующие в системе ротор – статор будут увеличиваться пропорционально массе ротора, т.е. третьей степени линейных размеров. Наконец, с увеличением масштабного фактора пропорционально растут возможные температурные и силовые деформации элементов опоры. Анализ показывает, что величина этих деформаций зачастую превышает не только минимальный, но и средний зазор в подшипнике.

Согласно простой оценке максимальная грузоподъемность полноохватной опоры диаметром 120 мм и длиной 120 мм (как участка опоры бесконечной длины, т.е. без учета утечек по торцам) на атмосферном воздухе составляет:

$$P = C_w p_a L D \approx 15000 \text{ Н}, \quad (2)$$

где L – длина подшипника; D – диаметр вала;

$$C_w = \pi \sqrt{1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2} \left[\sqrt{\frac{1}{1 - \varepsilon^2}} - 1 \right] \frac{1}{\varepsilon} \quad (3)$$

– коэффициент нагрузки при относительном эксцентриситете $\varepsilon = 0,9$.

На практике грузоподъемность намного меньше из-за конечности длины подшипника и связанных с этим утечек смазочного воздуха, а также из-за имеющихся всегда отклонений геометрии реальных поверхностей. Комплекс (1) и входящие в него величины влияют на производную $dp/d\theta$, а, следовательно, на распределение давления в смазочном слое, тогда, как p_a влияет на сами величины давлений. Таким образом, наиболее действенным способом увеличения грузоподъемности опоры остается увеличение ра, т.е. осуществление поддува газа в смазочный зазор.

В общем случае течение газа в слое смазки подчиняется уравнению Рейнольдса:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (pH^3 \frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial z} (pH^3 \frac{\partial p}{\partial z}) = \\ = 6\mu \frac{\partial}{\partial x} (pH\nu) + 12\mu \frac{\partial}{\partial \tau} (pH), \end{aligned} \quad (4)$$

где H – текущая толщина смазочного слоя;

p – текущее давление.

Решение прямой задачи в теории газовой смазки – определение несущей способности газового слоя как главного вектора сил давления чрезвычайно затруднительно. Для расчетного анализа принятых конструктивных решений был применен пакет SOLVER ANSYS CFX. При формировании расчетной модели использована смешанная сетка: интересующая область зазора разбита гексаидальными элементами, а внешняя область над сегментом разбита тетраидальными элементами. Применение такой смешанной сетки обусловлено малой высотой расчетной области (зазора) (при использовании тетраидальной сетки результирующий массив сетки превысил бы все имеющиеся вычислительные мощности). В смешанной модели интересующая область разбита гексаидальной сеткой, которая позволяет использовать значительно меньше элементов, а внешняя область со сложной геометрией сформирована тетраидальной сеткой. Такой подход позволяет для расчета одного сег-

мента обходиться расчетной сеткой порядка 1000000 ячеек.

На рис. 3 показан пример смешанной расчетной сетки, а на рис. 4 распределение давления в смазочном зазоре. Для рассчитанных полей давлений определены главные векторы, которые после их суммирования по окружности дают результирующую грузоподъемность опоры. В результате расчетов была определена статическая грузоподъемность опоры, которая при давлении наддува 0,3 МПа и минимальном зазоре 10 мкм составила 1450Н [6]. Результаты расчетов статической грузоподъемности проверялись на стенде. При испытаниях измерялись давление и расход питающего воздуха, а также радиальные перемещения подшипника при помощи микронного индикатора часового типа. Момент потери несущей способности при увеличении нагрузки определяется по отсутствию свободного вращения имитатора вала. Экспериментально определенная грузоподъемность опоры при давлении питающего воздуха 0.3 МПа составила 1800 Н.

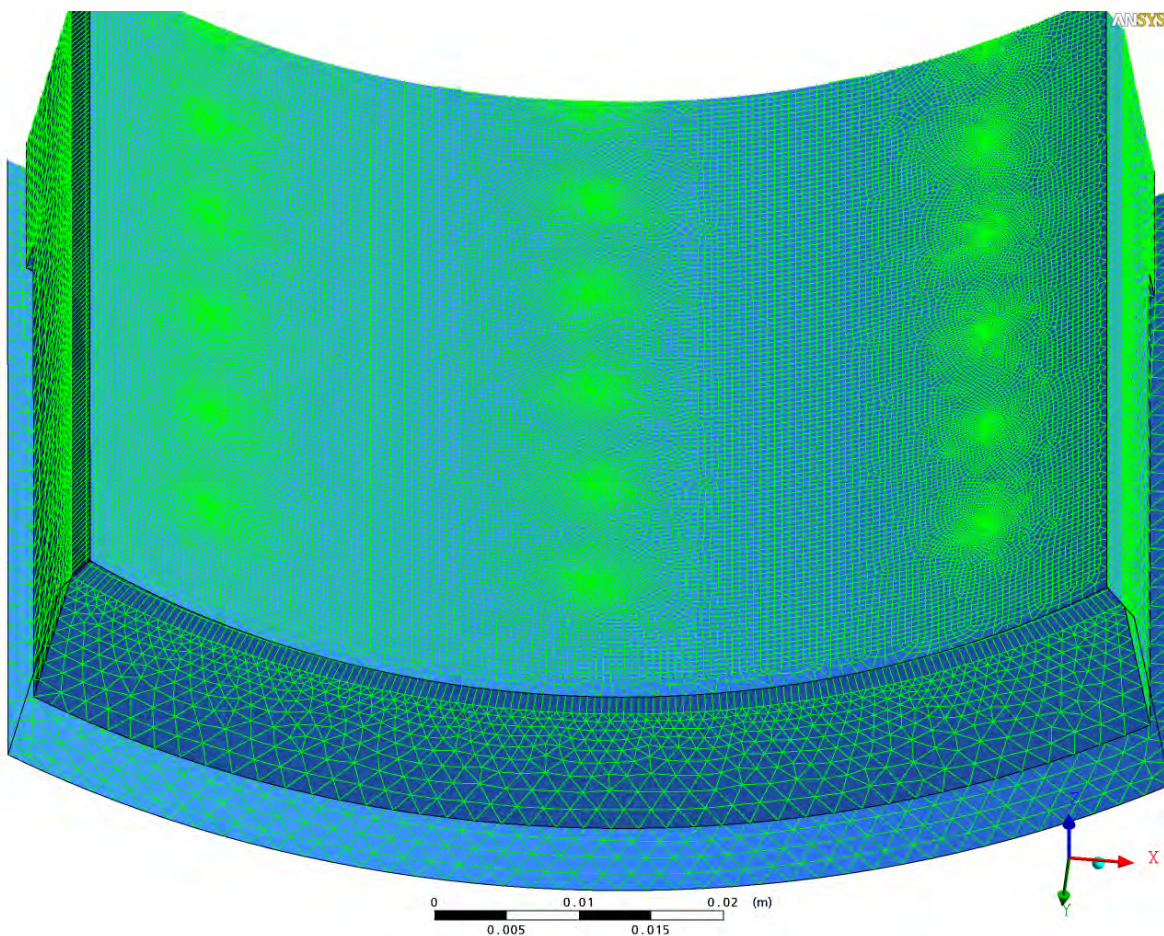


Рис. 3. Смешанная расчетная сетка

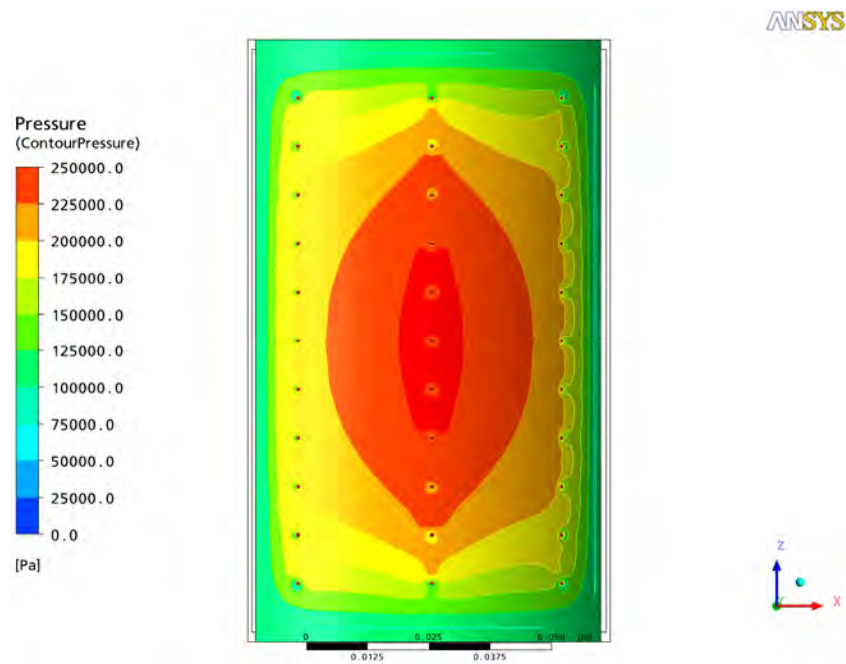


Рис.4. Распределение давления в смазочном зазоре

Для определения грузоподъемности опоры и проверки работоспособности опоры в диапазоне рабочих частот вращения (от 0 до 26000об/мин) был спроектирован стенд, показанный на рис.5. Стенд состоит из испытываемого подшипника, имитатора вала, установленного во вспомогательных шариковых подшипниках особо легкой серии, мультипликатора с передаточным отношением $i=18$ и приводного асинхронного электродвигателя, оснащенного системой управления частотой ВЕСПЕР. Имеется нагрузочное устройство, состоящее из троса, блоков и разновесов. При испытаниях менялись давление питающего воздуха, статическая нагрузка на опоры, частота вращения имитатора вала.



Рис. 5. Стенд для определения грузоподъемности опоры

Испытания первых образцов опоры приводили к заклиниванию вала на частотах вращения выше 12000 об/мин. Последующий анализ показал, что на этом режиме происходило касание выходных кромок сегментов о вал из-за чрезмерного разворота сегментов в шарнирах. На рис. 6 показана опора после аварийного заклинивания со следами касания выходных кромок сегментов. В результате был сделан вывод о том, что геометрическое место шарнира сегментов, определяемое соотношением плеч как 35/65 рекомендованное [7], принято неправильно. Указанный дефект легко устранился смещением геометрического места шарнира в положение, обеспечивающее соотношение плеч 45/55.

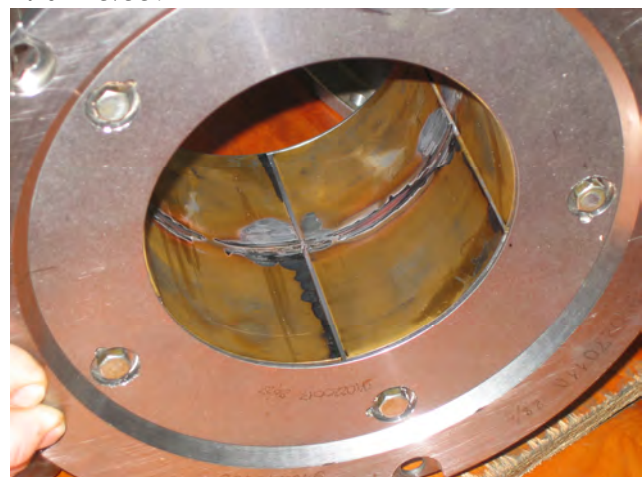


Рис. 6. Следы касания выходных кромок сегментов с последующим заклиниванием вала

В результате испытаний первых образцов опор были получены зависимости предельной частоты вращения от давления питающего воздуха при различной статической нагрузке на подшипник (рис.7). Характерным фактом, выявленным в ходе испытаний, является сам факт существования предельной частоты вращения для каждой величины нагрузки и давления питающего воздуха, хотя в теории рост частоты вращения должен

сопровождаться непрерывным ростом грузоподъемности. Потеря несущей способности при экспериментах наблюдалась как легкое касание вала с упругим разворотом корпуса опоры в пределах податливости троса нагрузочного устройства и не носила катастрофический характер, т.е. не имела характер действия резонанса, полускоростного вихря и т.п.

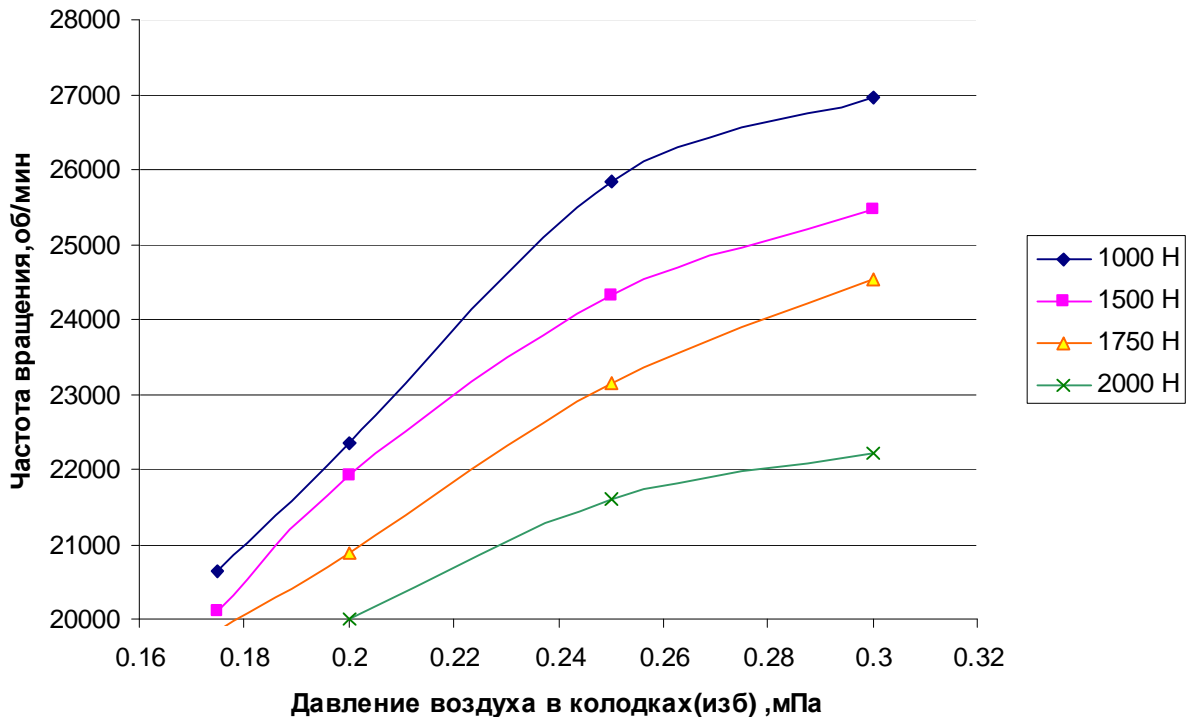


Рис. 7. Зависимость предельной частоты вращения вала от давления питающего воздуха при различной статической нагрузке

В ходе экспериментов определялась грузоподъемность опоры без подвода питающего воздуха, которая составила в среднем 500Н. При номинальной нагрузке расход воздуха на опору составил приблизительно 20 г/с, что вдвое превышает величину, предусмотренную техническим заданием.

Решение задач материаловедения

В процессе разработки опор на газовой смазке для турбогенератора ГТД-1С были испытаны различные сочетания материалов для пары трения сегмент подшипника – вал ротора. С целью снижения возможных температурных деформаций сегментов первоначально они изготавливались из сплава Инвар 30НКД. При этом использовались по-

крытия нитридом титана, специальное алмазоподобное покрытие. Сегменты изготавливались также из силицированного графита. Для вала использовалось азотирование, плазменное напыление молибдена, покрытие ПКХ (кобальт + карбид хрома), напыление Al_2O_3+Mo . В конечном итоге для сегментов был разработан композитный материал на основе углеродных волокон, а для валов применялись различные покрытия.

Практические результаты разработки опор

В результате проведенных работ по теоретическому и экспериментальному исследованию были разработаны опоры для роторов турбогенератора ГТД-1С. В ходе экспериментов на подшипниковой установке

подтверждена работоспособность гибридных газовых подшипников во всем диапазоне частот вращения ротора ТКВД турбогенератора ГТД-1С. В апреле 2008 были начаты испытания турбогенератора ГТД-1С в качестве силовой установки маневрового локомотива на экспериментальном кольце ВНИИЖТ в г. Щербинка Московской обл. В мае 2009 в ходе серии испытаний на МКБ «Горизонт» в г. Дзержинском Московской обл. частота ротора ТКВД турбогенератора была доведена до 20 000 об/мин. На рис.8 показан турбогенератор ГТД-1С на испытаниях в МКБ «Горизонт».



Рис.8. Турбогенератор ГТД-1С на испытаниях

В виду того, что в результате экспериментов и на действующем двигателе получены значения расхода питающего воздуха, вдвое превышающие значения, заданные техническим заданием, дальнейшие работы по доводке конструкции опор планируется проводить применительно к задаче уменьшения этого расхода. Основными путями доводки будут – оптимизация системы подвода воздуха в смазочный зазор, устранение паразитных утечек, повышение точности формы поверхностей трения, устранение газовой проницаемости сегментов.

Библиографический список

1. Giri L. Agrawal. Foil Air/Gas Bearing Technology. An Overview ASME Publication 97-GT-347.

2. Кочетов, Д.А. Электромагнитные подшипники - возможности промышленного внедрения / Д.А. Кочетов, Е.В. Кравцова // Конверсия в машиностроении. – 1993. - №2. - С.25.

3. MiTi Developments, Winter 1998, WWW.miti.cc.

4. Пешти, Ю.В. Газовая смазка / Ю.В. Пешти // Учебник для ВУЗов. – М.: Машиностроение, 1990. – 700с.

5. Шейнберг, С.А. Опоры скольжения с газовой смазкой / С.А. Шейнберг [и др.]- М.: Машиностроение, 1969. – 98с.

6. Бесчастных, В.Н. Определение статической грузоподъемности газостатического сегментного подшипника / В.Н. Бесчастных, Ю.А. Равикович, А.Н. Соколов // Вестник МАИ. 2000. – С.15-19.

7. Лучин, Г.А. Газовые опоры турбомашин / Г.А. Лучин, Ю.В. Пешти, А.И. Снопов. - М.: Машиностроение, 1989. - 47с.

References

1. Giri L. Agrawal. Foil Air/Gas Bearing Technology. An Overview ASME Publication 97-GT-347.

2. Kochetov, D.A. Electromagnetic bearings - possibilities of industrial introduction / D.A. Kochetov, E.V. Kravtsov // Conversion in mechanical engineering. – 1993. - №2. - P.25.

3. MiTi Developments, Winter 1998, WWW.miti.cc.

4. Peshti, J.V. Gas greasing / J.V.Peshti // the Textbook for High Schools. – Moscow: Mechanical engineering, 1990. – 700p.

5. Shejnberg, S.A. Support of sliding with gas greasing / S.A. Shejnberg [etc.]. - Moscow: Mechanical engineering, 1969. – 98p.

6. Beschastnyh, V.N. definition of static load-carrying capacity Gas-statics the segment bearing / V.N. Beschastnyh, J.A. Ravikovich, A.N. Sokolov // Bulletin MAI. 2000. – P.15-19.

7. Luchin, G.A. Gazovye of a support of turbomachines / G.A. Luchin, J.V. Peshti, A.I. Snopov. - Moscow: Mechanical engineering, 1989. - 47p.

DESIGNING AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF HYBRID GAS BEARINGS FOR HEAVY MULTIBASIC ROTOR OF GAS TURBINE

© 2009 V. N. Beschastnyh

FSUE MMPP "Salut", Moscow

There is an area of applications of turbomachines where use of gas-lubricated bearings is economically expedient at rather heavy rotors. It is a question of turbogenerators capacity of 500 - 2000 kw with high-frequency electrogenerators. In article results of designing and experimental researches of gas bearings of a turbogenerator by capacity of 1000 kw are presented.

Gas-lubricated bearings, air bearings, hybrid gas bearings, tilting-pad journal bearings

Информация об авторе

Бесчастных Владимир Николаевич, начальник КБ компрессоров Московского моторостроительного производственного предприятия «Салют». Область научных интересов: компримирование конденсируемых сред, газовой и жидкостной смазки.

Beschastnyh Vladimir Nikolaevich, Chief of Department of Compressors of FSUE MMPP "Salut", Moscow. Area of research: Compression of condensed environments, gas and liquid lubrication.