

ДВИГАТЕЛИ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

УДК 621.822.5

© В.Н. БЕСЧАСТНЫХ, Ю.А. РАВИКОВИЧ, 2010

ГАЗОВЫЙ ПОДШИПНИК ТЯЖЕЛОГО РОТОРА ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ. ОПЫТ РАЗРАБОТКИ И ПЕРСПЕКТИВЫ ВНЕДРЕНИЯ

БЕСЧАСТНЫХ Владимир Николаевич, начальник КБ компрессоров ФГУП ММП «Салют», аспирант Московского авиационного института (государственного технического университета).
Тел. +7(916) 132-85-29, e-mail: vbes@inbox.ru

BESCHASTNYH Vladimir N., FSUE MMPP «Salut», Chief of Compressor Design Bureau, Post-graduate student at MAI.
Tel. +7(916) 132-85-29, e-mail: vbes@inbox.ru

РАВИКОВИЧ Юрий Александрович, заведующий кафедрой Московского авиационного института (государственного технического университета), д.т.н., профессор.
Тел. (499) 1584347, e-mail: yurav@mai.ru

RAVIKOVICH Yury A., MAI, Head of Department, Doctor of Science, Professor.
Tel. (499) 1584347, e-mail: yurav@mai.ru

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.

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.

Ключевые слова: подшипники на газовой смазке, воздушные подшипники, гибридные газовые подшипники, подшипники с самоустанавливающимися сегментными вкладышами.

Key words: gas-lubricated bearings, air bearings, hybrid gas bearings, tilting-pad journal bearings.

Введение

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. Многократно

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

относности турбохолодильники систем кондиционирования, турбодетандеры, турбогенераторы автономных энергоустановок, нагнетатели газа для ЯЭУ, газотурбинные двигатели (ГТД). 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 применение нашла 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 (МТВФ) 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 заданных радиальных зазоров на всех режимах работы. Играют роль также традиции и стереотипы проектирования.

В статье затронуты вопросы проектирования и экспериментального исследования газовых 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 величины 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 применение 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 подшипни-

ков 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 турбомашин, которые должны быть заведомо больше зазоров в страховочных подшипниках. Именно высокая начальная стоимость активных магнитных подшипников 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 турбомашин подшипниками на газовой смазке.

Обоснование выбора типа опор

На рис. 1 показан турбогенератор мощностью 1000 кВт, предназначенный для систем распределенной генерации электроэнергии и тепла. Концепция турбогенератора как установки с предельно низкой стоимостью жизненного цикла продиктовала его конструктивный облик.

Основные характеристики турбогенератора

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

Турбогенератор представляет собой двухвальную машину с вертикальным расположением роторов, спроектированную по безмасляной (oil free) технологии. Ротор турбокомпрессора низкого давления имеет номинальную частоту вращения 12 000 об/мин при массе 90 кг, ротор турбокомпрес-

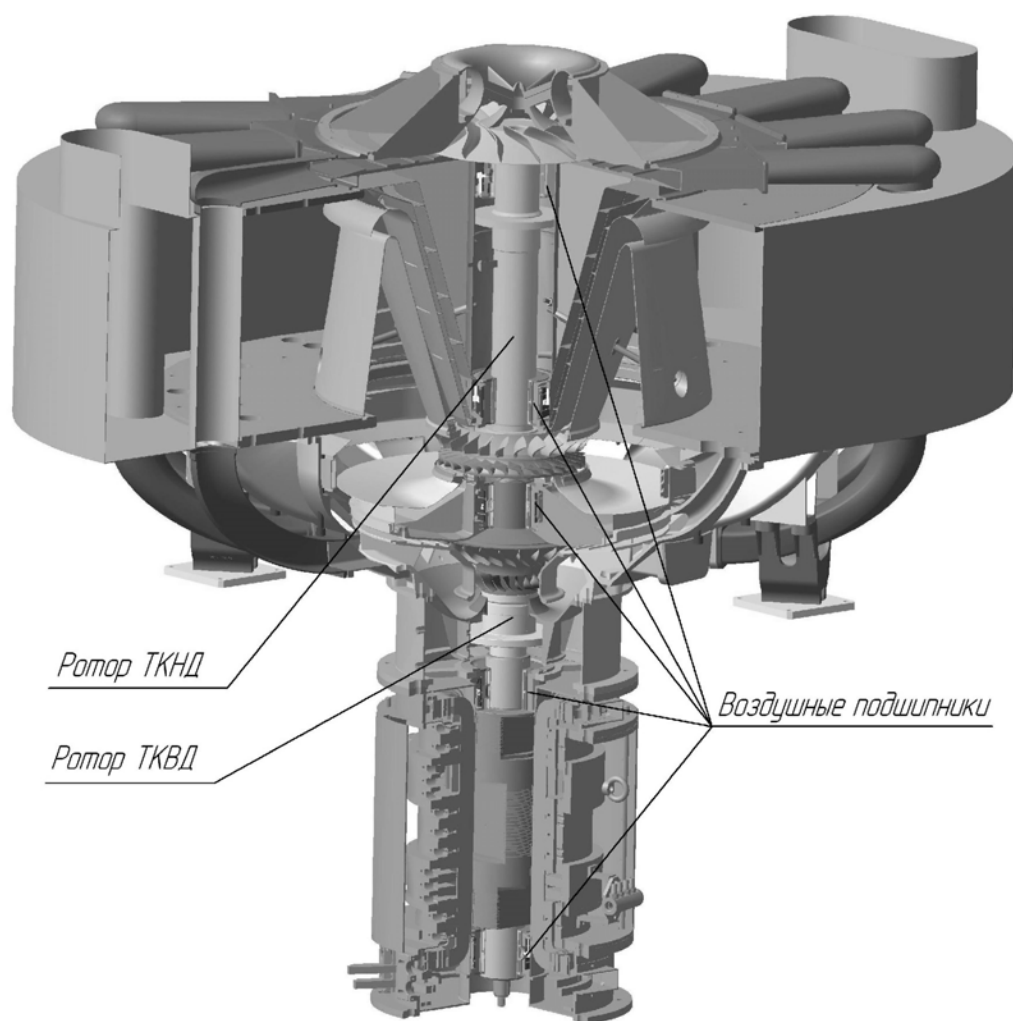


Рис. 1. Общий вид турбогенератора мощностью 1000 кВт

сора 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 отжимает-

ся 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 всплывтия, относительную технологическую сложность, сильную зависимость от субъективных факторов при изготовлении, 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, 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 тяжелонагруженных 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 (рис. 2) 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].

По технологическим соображениям, а также для снижения окружной неравномерности грузоподъемности и жесткости подшипник разделен на пять сегментов. Кроме того, принимались во внимание возможные температурные деформации валов и опор турбогенератора, которые иногда могут многократно превышать величины конструктивных зазоров. Сегменты шарнирно установлены на плоские пружины, которые, в свою очередь, крепятся на корпус. Жесткость плоских пружин (индивидуальная для каждой опоры) оптимизировалась по результатам расчетов динамики роторной системы.

В первых конструктивных версиях подшипник оснащался сегментами с контурным поддувом воздуха через ряд дросселей типа кольцевое сопло.

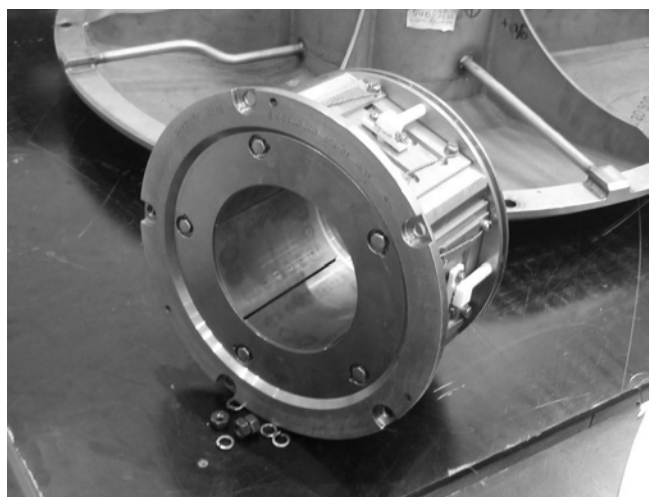


Рис. 2. Сегментный подшипник

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 четыре раза, для сохранения подобия эпюр полного давления в смазочном слое, а следовательно, и грузоподъемности радиальный зазор придется увеличить всего в два 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

$$P = C_w p_a L D \approx 9700 \text{ Н}, \quad (2)$$

где L — длина подшипника; D — диаметр вала;

$$C_w = \pi \sqrt{1 + \frac{3}{2} \epsilon^2} \left[\sqrt{\frac{1}{1 - \epsilon^2}} - 1 \right] \frac{1}{\epsilon} = 6,72 \quad (3)$$

— коэффициент нагрузки при относительном эксцентриситете $\epsilon = 0,9$.

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 значения давлений в смазочном слое. Таким образом, наиболее действенным способом увеличения грузоподъемности опоры остается увеличение p_a , т.е. осуществление поддува газа в смазочный зазор.

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

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

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.

На рис. 3 показано распределение давления в смазочном зазоре, полученное в результате расчета. 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.

Для определения грузоподъемности опоры и проверки работоспособности опоры в диапазоне рабочих частот вращения 0—26000 об/мин был спроектирован опорный стенд, показанный на рис. 4. Стенд состоит из испытываемого подшипника, имитатора вала, установленного во вспомогательных шариковых подшипниках особо легкой серии, мультипликатора с передаточным отноше-

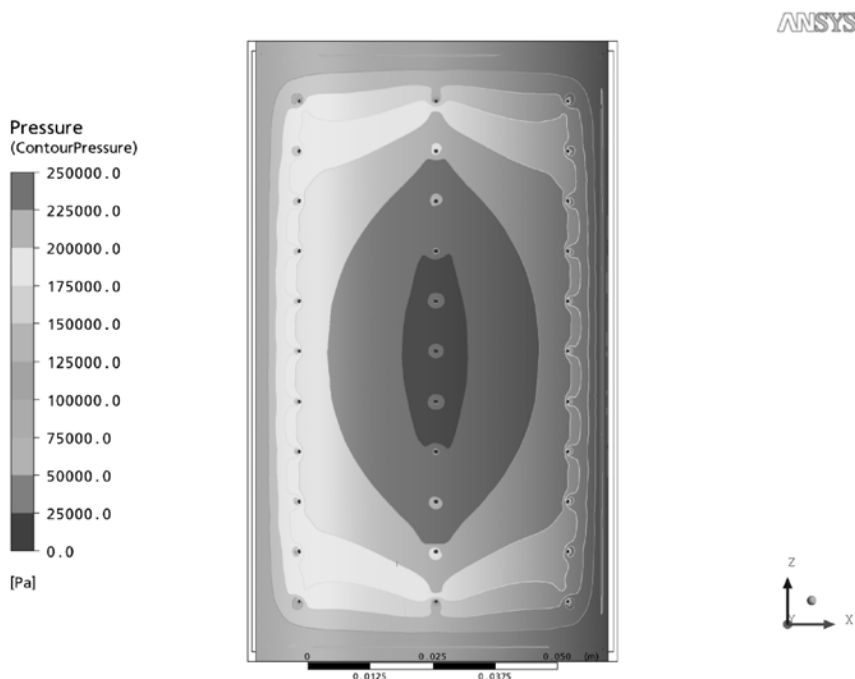


Рис. 3. Распределение давления в смазочном зазоре

нием $i = 18$ 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.

вращения от давления питающего воздуха при различной статической нагрузке на подшипники (рис. 6). 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 сопровож-

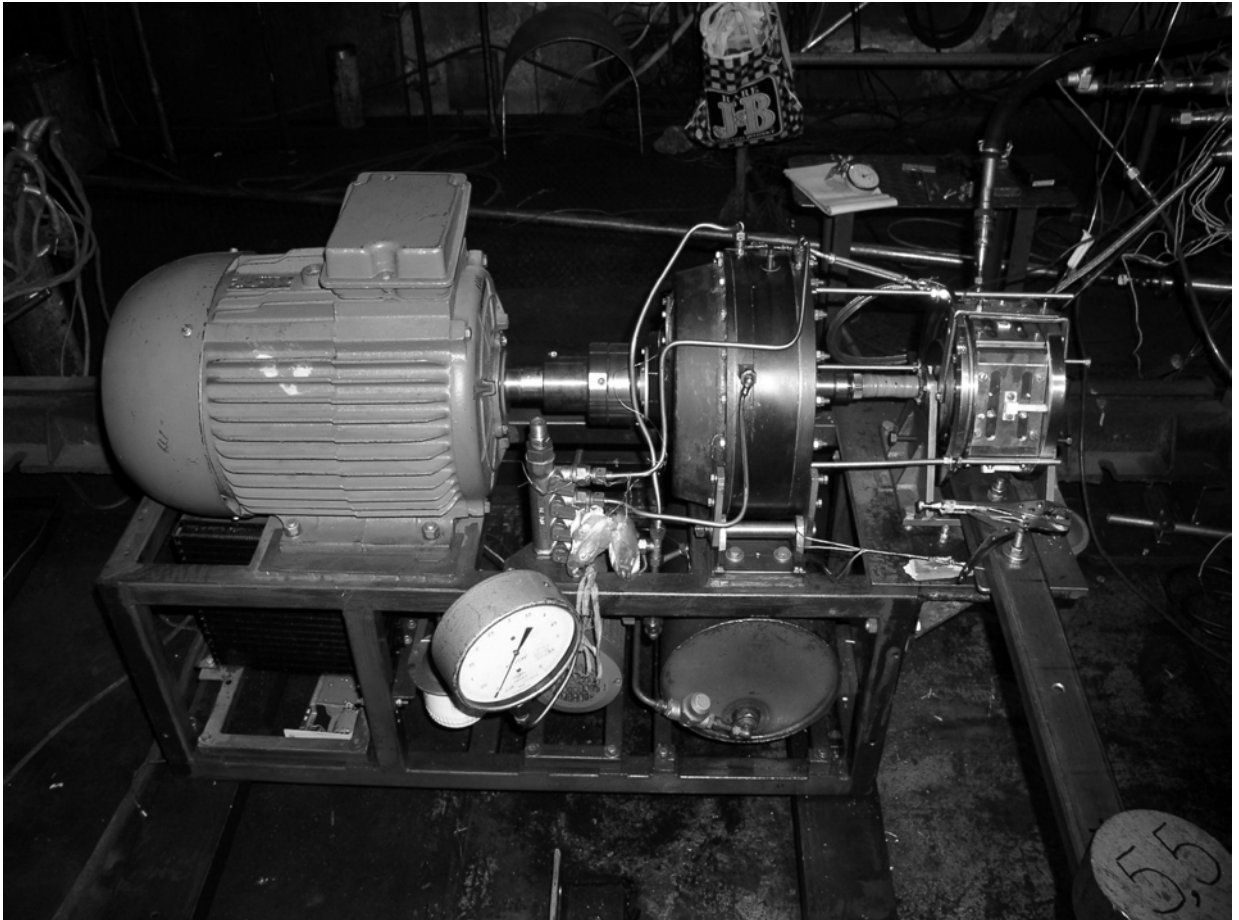


Рис. 4. Стенд для определения грузоподъемности опоры

Испытания первых образцов опоры приводили к заклинке 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. 5 показана опора после аварийной заклинки со следами касания выходных кромок сегментов. В результате был сделан вывод о том, что геометрическое место центра опорного шарнира сегмента определяемое соотношением плеч как 35/65, рекомендованное в работе [7], принято неправильно. Указанный дефект легко устранился смещением геометрического места шарнира в положение, обеспечивающее соотношение плеч 45/55.

В результате испытаний первых образцов опор были получены зависимости предельной частоты

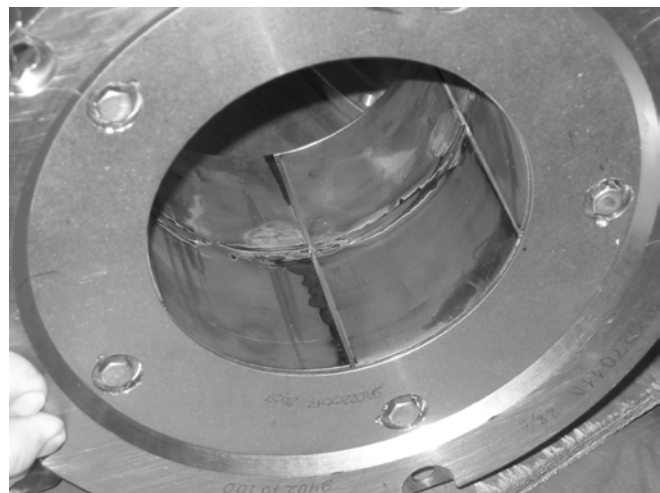


Рис. 5. Следы касания выходных кромок сегментов с последующим заклиниванием вала

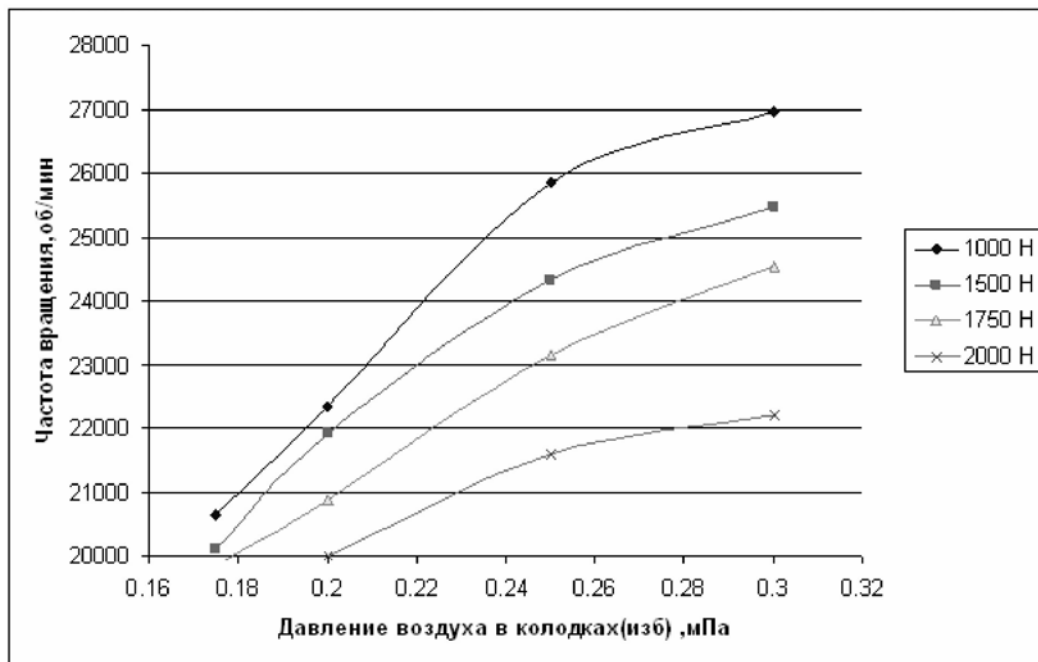


Рис. 6. Зависимость предельной частоты вращения вала от давления питающего воздуха при различной статической нагрузке

даться 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 катастрофического характера, т.е. не имела характер действия резонанса, полускоростного вихря и т.п.

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

Решение задач материаловедения

К сочетанию материалов пары трения «сегмент — вал» предъявляется ряд специфических требований. В частности, материалы должны иметь по возможности низкий коэффициент трения, способность выдерживать кратковременные касания сегментов о вал, иметь ограниченную возможность приработки, должны быть термически стабильны. Кроме того, предпочтительно изготавливать сегменты из материалов, имеющих низкую плотность. В процессе разработки опор на газовой смазке для турбогенератора 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 покрытия нитридом титана, специальное алмазоподобное покрытие. Сегменты изготавливались также из силицированного графита. Для вала использовалось азотирование, плазменное напыление молибденом, 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 применяются различные покрытия.

Практические результаты разработки опор

В результате проведенных работ по теоретическому и экспериментальному исследованию были спроектированы опоры для роторов турбогенератора мощностью 1000 кВт. В ходе экспериментов на подшипниковой установке подтверждена работоспособность гибридных газовых подшипников во всем диапазоне частот вращения роторов. В апреле 2008 г. были начаты испытания турбогенератора в качестве силовой установки маневрового локомотива на экспериментальном кольце ВНИИЖТ в городе Щербинке Московской обл. В мае 2009 г. в ходе серии испытаний на стенде в городе Дзержинском Московской обл. частота вращения ротора ТКВД турбогенератора была доведена до 20 000 об/мин. На рис. 7 показан турбогенератор мощностью 1000 кВт на испытательном стенде. Ввиду того что в резуль-

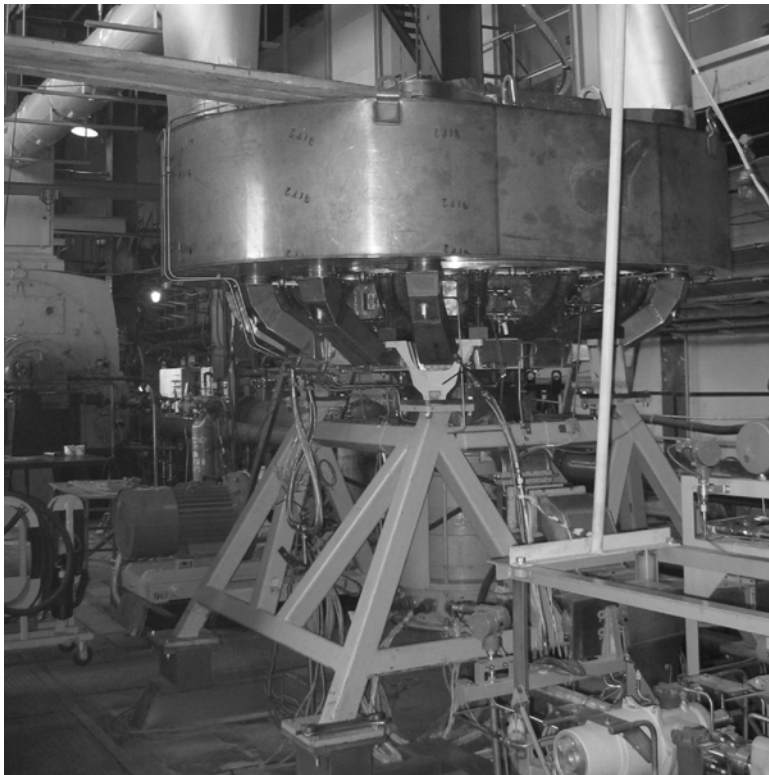


Рис. 7. Турбогенератор мощностью 1000 кВт на испытаниях

тате экспериментов и на действующем двигателе получены значения расхода питающего воздуха, вдвое превышающие значения, указанные в техническом задании, дальнейшие работы по доводке конструкции опор планируется проводить применительно к задаче уменьшения этого расхода. Кроме того, работа по доводке должна подразумевать создание газовых подшипников, использующих для обеспечения грузоподъемности давление воздуха, генерируемого в турбогенераторе, что позволит исключить использование внешнего источника воздуха.

Основными путями доводки будут оптимизация системы подвода воздуха в смазочный зазор, устранение паразитных утечек, повышение точности формы поверхностей трения, устранение газовой проницаемости сегментов.

Выводы

Важным первоначальным выводом из проделанной работы является подтверждение возможности создания работоспособной конструкции газовой опоры для тяжелых высокоскоростных роторов. При этом системы подвеса роторов, основанные на подобном типе опор, ввиду своих конструктивных особенностей имеют крайне низкую общую стоимость и позволяют в значительной степени снизить стоимость жизненного цикла изделия в целом.

Библиографический список

1. *Giri L. Agrawal.* Foil Air/Gas Bearing Technology. An Overview ASME Publication 97-GT-347.
2. *Кочетов Д.А. Кравцова Е.В.* Электромагнитные подшипники — возможности промышленного внедрения // Конверсия в машиностроении. 1993. №2.
3. *Heshmat H.* Advancement in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings: high speed and Load capability/ASME Journal of Tribology, vol.116,1994
4. *Пешти Ю.В.* Газовая смазка: Учебник для вузов. — М.: МГТУ, 1993.
5. *Шейнберг С.А., Жедь В.П., Шишеев М.Д.* Опоры скольжения с газовой смазкой. — М.: Машиностроение, 1969.
6. *Бесчастных В.Н., Равикович Ю.А., Соколов А.Н.* Определение статической грузоподъемности газостатического сегментного подшипника // Вестник МАИ. 2009. №1.
7. *Лучин Г.А., Пешти Ю.В., Снопов А.И.* Газовые опоры турбомашин. — М.: Машиностроение, 1989.