

## Increase of the Single-Shaft Power Microturbine Unit Capacity by Installing the Rotor on Hybrid Air Bearings

**Volobuev I.A., Bulat P.V., Prodan N.V.**

Saint-Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics (ITMO University)  
Saint-Petersburg, Russian Federation

**Abstract.** The problem of increase of the unit power on the shaft of an energy microturbine is of current interest. One of the problems is the small single unit power of microturbines, limited by the low capacity of gas-dynamic air bearings. The problem could be solved by replacing gas-dynamic bearings with hybrid ones with a higher load-bearing capacity. Hybrid bearings use self-aligning turning segments and forcing gas into the lubricating layer. The scientific result of the work is the method of designing grooves that distributes gas, the shape of which repeats the pressure isoline on the segment's surface when the microturbine is operating at the rated rotation speed. Method is based on solving Reynolds equations for a thin lubricating layer at the grooves. The developed system of grooves provides static stability of the segment in stationary modes and dynamic in transient modes, vibration suppression, automatic response to changes in load and speed. The calculation method allows finding the optimum thickness of the lubricant layer for a given accuracy of shaft and segment manufacture. It is shown that the load-bearing capacity is maximal when the resultant forces act on a segment, and not between segments. Numerical calculations and experiments have shown that the developed hybrid bearing has a maximum bearing capacity at a given air flow rate for the power range on the shaft from 200 kW to 2000 kW, with a load on the shaft up to 300 kg and a speed of up to 100.000 rpm.

**Keywords:** microturbine power plant, pressurized gas bearing, hybrid gas bearing, gas-dynamic bearing, foil bearing.

**DOI:** 10.5281/zenodo.1343410

### Majorarea puterii unitare a microturbinei energetice uni-axiale prin instalarea rotorului pe rulmenți hibridi aerieni

**Volobuev I.A., Bulat P.V., Prodan N.V.**

Universitatea națională de cercetări în tehnologii informaționale,  
mecanică și optică din Sankt-Petersburg (Universitatea ITMO)  
Sankt-Petersburg, Federația Rusă

**Rezumat.** Scopul lansat este atins în urma substituirii rulmenților gazo-dinamici cu rotirea liberă a segmentelor, ce dispun de o capacitate portabilă sporită. Subiecte de cercetare în domeniul dat constau în elaborarea metodelor de proiectare și asigurarea stabilității segmentului după unghiul de rotire, sporirea capacității portante și optimizarea rulmenților hibridi. Rezultatele cercetărilor constituie un nou tip de segment cu auto-amplasare și metoda sa de proiectare, ce combină analiza asimptotică a ecuațiilor stratului lubrefiant, experimente numerice și fizice. Segmentul pentru furnizarea gazului în stratul lubrefiant sub presiune are o canelură rectilinie, de asemenea una sau mai multe caneluri, forma cărora repetă contururile presiunii pe suprafața segmentului, egală cu presiunea de aplicare în timpul funcționării microturbinei la frecvențe nominale de turații. Segmentul, rotindu-se în mod automat, atenuează oscilațiile în stratul lubrefiant, reacționează la schimbarea sarcinii și a frecvenței de rotație. Metoda de calcul permite determinarea optimală a grosimii stratului lubrefiant. În lucrare este cercetat efectul pierderilor de capacitate portantă a rulmenților în cazul unui decalaj prea mic. A fost demonstrat, că rulmenții hibridi posedă o capacitate portabilă maximă, atunci când rezultanta forțelor sarcinii trece prin axa de rotire a segmentului. Experimentele numerice și fizice efectuate au arătat, că rulmenții hibridi elaborați pot fi considerați ca rulmenți cu aer cu cea mai bună capacitate de ridicare la un consum de aer stabilit în diapazonul de puteri pe arbore de la 200 kW până la 2000 kW, la sarcina pe arbore până la 300 kg și la frecvența turațiilor până la 100.000 tur/min.

**Cuvinte-cheie:** instalație microturbină energetică, rulmenți gazo-statici, rulmenți hibrid cu gaze, rulmenți gazo-dinamic, rulmenți cu lamele.

### Повышение единичной мощности одновальной энергетической микротурбины путем установки ротора на гибридные воздушные подшипники

**Волобуев И.А., Булат П.В., Продан Н.В.**

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики (Университет ИТМО)

Санкт-Петербург, Российская Федерация

**Аннотация.** Актуальна проблема повышения единичной мощности на валу энергетической микротурбины. В известных конструкциях она не превышает 200 кВт из-за недостаточной несущей способности газодинамических подшипников. Поставленная цель достигается за счет замены газодинамических подшипников гибридными со свободно поворачивающимися сегментами, обладающих большей несущей способностью. Задачами исследования являются разработка методов проектирования, обеспечение устойчивости сегмента по углу поворота, повышение несущей способности и оптимизации гибридного подшипника. Научными результатами исследования являются новый тип самоустанавливающегося сегмента и метод его проектирования, сочетающий асимптотический анализ уравнений смазочного слоя, численный и натурный эксперименты. Сегмент для подачи газа в смазочный слой под давлением имеет одну прямолинейную канавку, а также одну или несколько канавок, форма которых повторяет изолинии давления на поверхности сегмента, равного давлению подачи при работе микротурбины на номинальных частотах вращения. Разработанная система канавок обеспечивает статическую устойчивость сегмента на стационарных режимах и динамическую на переходных режимах. Сегмент, поворачиваясь автоматически, подавляет колебания в смазочном слое, реагирует на изменение нагрузки и частоты вращения. Метод расчета позволяет определять оптимальную толщину смазочного слоя с учетом точности изготовления поверхности вала и сегментов. В работе исследован эффект потери несущей способности подшипника при слишком малом зазоре. Показано, что гибридный подшипник обладает максимальной несущей способностью, когда равнодействующая сил нагрузки проходит через ось вращения сегмента. Проведенные численные и натурные эксперименты показали, что разработанный гибридный подшипник можно рассматривать как воздушный подшипник с наилучшей грузоподъемностью при заданном расходе воздуха для диапазона мощности на валу от 200 кВт до 2000 кВт, при нагрузке на вал до 300 кг и частоте вращения до 100.000 об/мин.

**Ключевые слова:** микротурбинная энергетическая установка, газостатический подшипник, гибридный газовый подшипник, газодинамический подшипник, лепестковый подшипник.

## Введение

Настоящая работа посвящена результатам исследований гибридных воздушных подшипников (ГВП) для наземных газотурбинных энергетических установок (ГТЭУ) с относительно тяжелыми роторами. На основе выполненного анализа конструкций существующих микротурбин с воздушными подшипниками, известных методов расчета статических и динамических характеристик воздушных подшипников в настоящей работе предлагается методика определения оптимальных характеристик ГВП как способа увеличения единичной мощности ГТЭУ. Критерием оптимизации является максимально возможная несущая способность ГВП при заданных частоте вращения, давлении и расходе подаваемого в смазочный слой рабочего газа. Описано экспериментальное оборудование и постановка вычислительного эксперимента. Приведено сравнение результатов расчетов и экспериментов, которые показали эффективность предложенной конструкции и методики её проектирования. Актуальной является задача освоения автономных ГТЭУ – транспортабельных, малогабаритных установок, обеспечивающих потребителя электричеством вне зависимости от централизованных источников энергообеспечения. Удельные энергетические и мас-

согабаритные показатели ГТЭУ большой мощности (более 1 МВт) в значительной мере превосходят аналогичные показатели газопоршневых машин (ГПМ). Термодинамическая эффективность микротурбин, мощность которых составляет от единиц до нескольких сотен киловатт, значительно ниже. Так, КПД у большинства выпускаемых в мире ГТЭУ простого цикла, мощностью до 100 кВт не превышает 11%, а у ГПМ может превышать 34 %. Наблюдается тенденция увеличения единичной мощности ГТЭУ до 300 - 2000 кВт.

Повышение частоты вращения вала и оснащение ГТЭУ воздушными подшипниками является магистральным путем увеличения удельных параметров [1]. За счет снижения вязкости смазки и отсутствия непосредственного контакта подшипника и вала существенно снижаются потери на трение. Наиболее полный обзор газовых подшипников приведен в [2]. Принципы проектирования газовых турбин с воздушными подшипниками рассмотрены в работе [3]. Современная теория газового подшипника конечной длины в предположении несжимаемости смазочного слоя изложена в [4]. В России в приложении к турбонасосам теория газовой смазки развивалась под руководством Ю.В. Пешти, А.Н. Колмогорова и Л.Г. Лойцянского.

Принято различать следующие виды газовых подшипников: газодинамические лепестковые подшипники (ГДП), газостатические (ГСП) и ГВП [5].

В России наибольший вклад в развитие лепестковых ГДП внесла научная школа Брагина и Захаровой, в рамках которой были разработаны ГДП для летательных аппаратов [6], наземных ГТЭУ [7, 8], паротурбинных установок [9], детандеров и технологических установок [10,11]. К достоинствам ГДП относится простота конструкции. К их недостаткам следует отнести низкую жесткость, малую несущую способность, ограниченную величиной газодинамических сил, действующих на ротор, работу при старте и торможении в режиме сухого трения, что снижает ресурс, требует внимания к обеспечению работы в условиях высоких температур и разработки высокотемпературных антифрикционных покрытий. Единичная мощность ГТЭУ с ротором на ГДП на практике не превышает 200 кВт.

ГСП лишены перечисленных выше недостатков, но отличаются избыточной жесткостью смазочного слоя, требуют постоянной подачи газа в смазочный слой, склонны к возбуждению колебаний давления в смазочном слое, которые могут привести к аварийному контакту вала с поверхностью подшипника на больших скоростях вращения.

Разработанные в рамках настоящей работы сегментные ГВП с самоустанавливающимися сегментами сочетают лучшие качества лепестковых ГДП и ГСП и лишены их недостатков, поэтому считаются оптимальным выбором для ГТЭУ с тяжелыми роторами [12].

Так, современные отечественные антифрикционные покрытия ГДП обеспечивают работу при температурах только до 250°C, ведутся работы с целью увеличения температурного диапазона до 450°C [13, 14], лучшие зарубежные покрытия Korolon выдерживают температуру до 750°C. Предлагаемый тип гибридного подшипника работает при старте и остановке ГТЭУ полностью в бесконтактном режиме, поэтому нанесения покрытия не требуется. Для этого в работе решена задача обеспечения на статических и переходных режимах устойчивости сегмента по углу поворота. Обычные ГСП, имея угловую жесткость смазочного слоя, не обладают свойствами устойчивости по углу поворота сегмента и требуют для стабилизации сегмента

применения специальных мероприятий [15, 16, 17].

Смазочный слой ГСП обладает избыточной жесткостью и склонностью к возникновению вибраций, что требует разработки весьма сложных методов анализа его устойчивости и моделирования динамики [18], а также применения активных компенсаторов колебаний [19], которые, как правило, имеют недостаточное быстроедействие. Другое используемое решение - применение демпферов из эластомеров [20] существенно ограничивает температурный эксплуатационный диапазон. В разработанной в рамках настоящей работы конструкции подшипника демпфирование осуществляется за счет внутреннего трения при повороте сегмента. При этом активные компенсаторы и внешние демпферы не требуются.

Статическая и динамическая устойчивость разработанного подшипника обеспечивается геометрией отверстий и канавок сегмента. Обычно методики анализа устойчивости и динамики ротора в воздушных подшипниках весьма сложны [21], требуют нелинейной постановки задачи [22, 23], учета упругих свойств демпферов и подпорных конструкций лепестков [24], использования полной термодинамической модели несовершенного газа для смазочного слоя [25, 26], учета термических эффектов [27, 28], теплообмена [29], а также возможности возникновения колебаний давления в смазочном слое большой амплитуды расходного типа [30]. При использовании в качестве рабочего тела пара или при высоких давлениях, необходимых для работы подшипников с особо тяжелыми нагрузками, необходимо учитывать возможность конденсации во время колебательного цикла [31]. В настоящей работе вместо прямого динамического анализа используется обратная постановка задачи, постулирующая, что устойчивое положение существует, что позволяет уйти от перечисленных выше сложностей. Ниже описана методика проектирования сегмента, имеющего устойчивые положения во всем диапазоне нагрузок и частоты вращения вала.

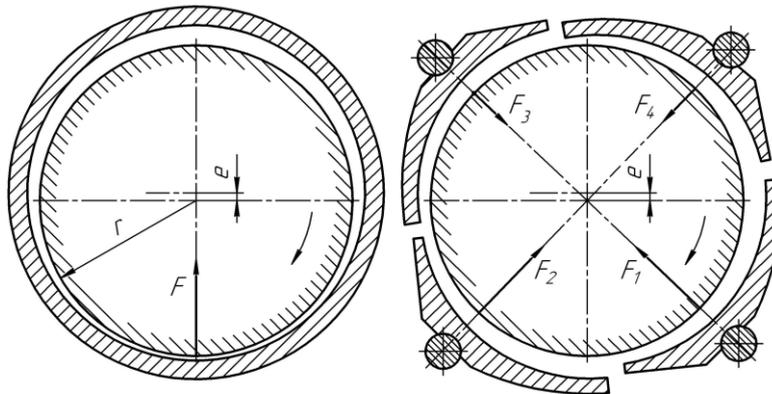
При больших нагрузках на вал для обеспечения заданной несущей способности ГСП толщина смазочного слоя должна быть настолько мала, что погрешности изготовления поверхности вала и сегментов непосредственно влияют на несущую способность [32, 33]. Часто это требует точности на границе

возможностей механической обработки [34]. Для решения данной проблемы на основе асимптотического анализа уравнений смазочного слоя предложена сравнительно простая методика определения оптимальной толщины смазочного слоя при заданном классе обработки поверхностей.

От геометрии отверстий и канавок зависит не только устойчивость сегментов, но предельная несущая способность на различных режимах. В большинстве работ делается вывод, что при небольшой нагрузке на вал оптимальной является контурная канавка, а при больших - система поперечных канавок [35, 36]. В настоящей работе, предлагается геометрия системы канавок, обеспечивающая наилучшие характеристики во всем диапазоне режимов. Ниже приведено её описание, методика проектирования, результаты численных и натуральных экспериментов.

## 1. МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В теории газовой смазки подшипник принято описывать несколькими безразмерными параметрами, характеризующими его геометрию и несущую способность. Несущая способность полноохватного круглого подшипника (рис.1-а) зависит от его удлинения  $\lambda = L/d = L/2r$ , где  $L$  - длина,  $d$  - диаметр,  $r$  - радиус вала, частоты вращения вала  $\omega$ , эксцентриситета  $e$  и опорного давления в окружающей среде  $p_a$ . У сегментного подшипника с поворачивающимися сегментами (рис.1-б) дополнительно необходимо ввести величину входного (максимального) зазора  $h_1$ , выходного (минимального) зазора  $h_2$  и среднего зазора  $h_0$ . Под средним обычно подразумевается зазор под осью вращения сегмента.



$e$  - эксцентриситет,  $r$  - радиус вала,  $F$  - равнодействующие сил давления, действующие на вал со стороны подшипника.

**Рис.1. Схема полноохватного (а) и сегментного (б) газовых подшипников.**

Для полноохватного подшипника  $e = (h_1 + h_2)/2$ . Для характеристики смазочного слоя вводят фактор клиновидности, который для сегмента равен  $A = h_1/h_0$ , а для полноохватного подшипника  $A = (h_1 + e/2)/h_0$ . Параметр клиновидности изменяется в пределах 1-2.  $A=1$ , когда сегмент параллелен поверхности вала,  $A=2$ , когда выходная кромка сегмента касается поверхности вала. Несущая способность сегмента подшипника характеризуется коэффициентом удельной несущей способности  $K = W/Lbp_a$ , где  $W$  - несущая способность,  $b$  - длина опорной поверхности. Для полноохватного подшипника несущая способность определяется выражением

$$W = 2peLp_a / \left( (2 + e^2)\sqrt{1 - e^2} \right), e = e/h_0. \quad (1)$$

Режим работы подшипника характеризуется параметром Гэрисона

$$L = 6\mu u d / h_0^2 p_a, \quad (2)$$

где  $u$  - средняя скорость газа в смазочном слое относительно опорной поверхности подшипника  $\mu$  - вязкость смазки. Параметр  $L$  характеризует отношение несущей способности, создаваемой за счет сил вязкого трения и за счет сил давления. При  $L \rightarrow 0$  подшипник работает в режиме, близком к работе ГСП, при  $L \rightarrow \infty$  - в режиме, близком к ГДП.

Уравнение Рейнольдса для газовой смазки в безразмерном виде можно записать как

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} = \frac{L}{(A + 2\bar{x}(1 - A))^2} \left[ 1 - \frac{\bar{h}_0}{\bar{p}(A + 2\bar{x}(1 - A))} \right], \quad (3)$$

$$\bar{p} = p / p_a, \quad \bar{h}_0 = h_0 / r, \quad \bar{x} = x / r.$$

Уравнение 3 при  $\Lambda \rightarrow \infty$  формально сводится к уравнению для несжимаемой смазки

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{x}} = \frac{L}{(A + 2\bar{x}(1 - A))^2} \left[ 1 - \frac{\bar{h}_0}{(A + 2\bar{x}(1 - A))} \right], \quad (4)$$

в которое давление не входит. Отсюда следует, что при расчете ГДП смазку можно считать несжимаемой, а при расчете ГСП и ГВП нужно использовать полные уравнения. Уравнения 3 и 4 можно проинтегрировать в частных случаях  $\Lambda \rightarrow \infty$  и  $\Lambda \rightarrow 0$  и получить соотношения для удельной несущей способности на режиме, близком к ГДП

$$K = \frac{A}{2(A - 1)} \ln \frac{A}{2 - A} - 1 \quad (5)$$

и на режиме, близком к ГСП

$$K = \frac{L}{4(A - 1)} \frac{1}{A - 1} \ln \frac{A}{2 - A} - 2 \quad (6)$$

Из уравнения (5) делаем вывод, что у ГДП несущая способность монотонно увеличивается с ростом клиновидности зазора. При этом она не зависит от параметра Гаррисона, следовательно, при бесконечном увеличении скорости вращения стремится к своему асимптотическому пределу. Если опорная поверхность подшипника или его сегмента параллельна поверхности вала, то несущая способность равна нулю. Уравнение 6 показывает, что у ГСП и ГВП несущая способность не монотонно изменяется с ростом клиновидности, следовательно, задачей проектирования является отыскание оптимального среднего зазора  $h_0$  и определение соответствующего ему параметра клиновидности  $A$ .

Для полноохватного подшипника, работающего в газодинамическом режиме,

можно получить зависимость несущей способности от опорного давления

$$W = \frac{2prLp_a}{e} \sqrt{1 + \frac{2e^2}{3} \frac{1}{1 - e^2}} - 1, \quad (7)$$

для сегментного с длиной сегмента  $b$

$$W = Lbp_a \frac{A}{2(A - 1)} \ln \frac{A}{A - 1} - 1, \quad (8)$$

откуда видно, что для уменьшения эксцентриситета ГДП или среднего зазора сегмента необходимо повышать опорное давление. Отсюда следует основная идея гибридного подшипника - использовать технологию ГДП, но при более высоком опорном давлении.

Необходима методика расчета самоустанавливающихся лепестков, обладающих статической устойчивостью по углу поворота во всем диапазоне рабочих частот вращения вала [37].

Правильным образом спроектированный лепесток при изменении нагрузки на вал или частоты вращения вала автоматически поворачивается на нужный угол, тем самым обеспечивая необходимую несущую способность и парируя перегрузку. Анализируя уравнения 7 и 8, нетрудно заметить, что подшипник обладает угловой жесткостью, т.к. при изменении клиновидности  $A$  местная удельная нагрузка  $K$  изменяется. На газодинамическом режиме в приближении  $\Lambda \rightarrow \infty$  из уравнения (4) несложно получить распределение давления по длине сегмента

$$p = \frac{A}{A + 2x(1 - A)}. \quad (9)$$

Тогда, записав при помощи уравнения 9, соотношение для моментов сил давления, нетрудно получить координату оси вращения, относительно которой этот момент равен нулю

$$x_h = \frac{1}{\ln \frac{2 - A}{A}} - \frac{A}{2(1 - A)}. \quad (10)$$

Таким образом, проектируя гибридный подшипник на заданную несущую

способность  $W$ , необходимо обеспечить подачу воздуха с опорным давлением  $p_a$  (см. уравнения 7 и 8) через щель в области передней кромки и обеспечить его вращение вокруг оси с координатой  $x_h$  (см. уравнение 10). Чем выше заданная  $W$ , тем ближе к выходной кромке необходимо располагать ось вращения.

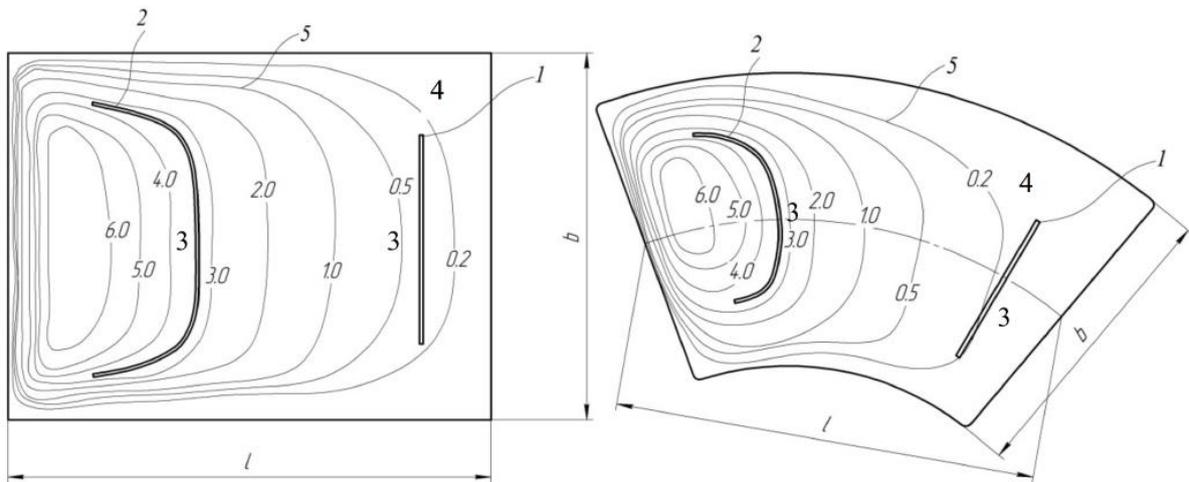
Интегрируя уравнение 3 в предположении  $\Lambda \rightarrow 0$ , получим формулу для распределения давления под сегментом ГСП

$$p = L \frac{(x^2 - x)(1 - A)}{(A + 2x(1 - A))^2} + 1, \quad (11)$$

из которой следует, что при подаче воздуха под избыточным давлением со стороны передней кромки сегмент подшипника при малых скоростях вращения вала всегда неустойчив. Следовательно, есть необходимость во второй канавке с соплом

(отверстием) для подвода воздуха, расположенной за осью вращения сегмента, ближе к выходной кромке.

Таким образом, для статической устойчивости сегмента на номинальной частоте вращения достаточно одной канавки для подачи смазки под избыточным давлением, а при небольших скоростях вращения таких канавок должно быть две. Отсюда следует идея сегмента ГВП, у которого одна прямолинейная канавка у входной кромки сегмента работает всегда, а вторая только при старте и торможении. Этого можно добиться, если построить вторую канавку по изолинии давления на номинальной частоте вращения, равного опорному давлению подачи (рис.2). Тогда на номинальном режиме газ через сопло этой канавки поступать в смазочный слой не будет, т.к. противодействие будет равно давлению подачи.



1 - прямолинейная канавка у входной кромки, 2 - криволинейная канавка, расположенная по изолинии давления у выходной кромки, 3 – отверстия для подачи газа, 4 - опорная поверхность сегмента, 5 - изолиния давления.

**Рис.2. Схема расположения канавок сегментов радиального ГВП (а) и осевого ГВП (б). Входная кромка расположена справа.**

Уравнения (7) и (8) позволяют найти еще одну полезную величину - частоту вращения, при которой вал переходит в полностью бесконтактный режим работы при заданной нагрузке на вал  $W$  и заданном избыточном давлении подаваемого газа  $p_a$ . Полагая, что бесконтактный режим наступает при величине минимального выходного зазора  $h_2 > h_{min}$ , определяемого технологическими возможностями обеспечения точности

изготовления, получим для полноохватного подшипника

$$W_d = \frac{K_g c^2}{6\pi m r^2} \frac{2 + 1 - \frac{h_{min}}{c}}{1 - \frac{h_{min}}{c}} \sqrt{1 - 1 - \frac{h_{min}}{c}}, \quad (12)$$

для сегментного ГВП с количеством сегментов  $z$

$$w_d = \frac{z \cdot h_0^2 \cdot p_a}{12 \rho r^2 m (2 - A)^2}. \quad (13)$$

Из уравнений 12 и 13 видно, что к ГВП предъявляются высокие требования к точности изготовления опорной поверхности, т.к. это влияет на частоту вращения вала, при которой происходит его отрыв и переход в бесконтактный режим работы.

Таким образом, проектирование подшипника, обеспечивающего оптимальный режим работы ГТЭУ необходимо проводить в определенной последовательности. Сначала по формулам 7 и 8 определяется необходимое для обеспечения несущей способности на номинальном режиме опорное давление  $p_a$ . Затем по  $p_a$  и заданной частоте вращения  $\omega_{от}$ , соответствующей переходу в бесконтактный режим работы, определяется  $h_{min}$ . Если эта величина оказывается слишком маленькой по сравнению с неровностями поверхности подшипника и вала, то  $p_a$  следует увеличить. Далее из уравнения 6 находим оптимальный средний зазор  $h_0$ . Используя уравнение 10, находим в первом приближении положение оси вращения. Далее по методике, подробно изложенной в статье [37] выполняем серию вычислительных экспериментов, по результатам которых получаем требуемую геометрию канавок сегмента ГВП. Последовательность расчетов следующая. Угол наклона сегмента задается минимальным выходным зазором, величина которого варьируется в заданных пределах. Распределение давления, несущая способность сегмента и расход газа через дроссели являются результатами расчета. Также по итогам расчета определяется момент сил давления, действующих на сегмент относительно оси вращения. Строятся зависимости сил и моментов от выходного зазора  $h_2$ . Далее по этим диаграммам методом линейной интерполяции определяются выходной зазор, при котором наступает равновесное положение сегмента (сумма моментов  $\Sigma M=0$ ) и равнодействующая сил давления ( $F_0$ ) на сегмент в положении равновесия. При этом понимаем, что в реальности сегмент ГВП устанавливается на какой-то определенный угол самостоятельно. И момент при этом должен равняться нулю.

## II. ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ

Ранее выполненные исследования показали, что использование уравнения Рейнольдса для численного моделирования смазочного слоя высоконагруженного подшипника, когда свойствами сжимаемости пренебрегать уже нельзя, требует подключения к расчету уравнения энергии. И даже в этом случае результаты расчета систематически завышают несущую способность. В настоящем исследовании в качестве исходной системы уравнений приняты полные уравнения Навье - Стокса.

Часто воздушные подшипники помещают в горячую зону между колесами компрессора и турбины. В этом случае их необходимо охлаждать. Температура смазочного слоя существенно влияет на несущую способность подшипника, течение охлаждающего газа в полостях носит турбулентный характер, что требует разработки специальных моделей теплообмена [38]. Поскольку термодинамическое несовершенство газа уменьшает несущую способность воздушного подшипника, то в расчетах необходимо использовать полную модель ламинарного вязкого калорически несовершенного газа в форме эффективного показателя адиабаты [39].

Модельные расчеты, выполненные с использованием всех перечисленных выше моделей, позволили сделать вывод, что оптимальным вариантом является отдельный расчет смазочного слоя и системы подачи газа. Для расчета смазочного слоя используются полные уравнения Навье - Стокса для калорически несовершенного газа. Для моделирования течения в каналах, дросселях и отверстиях системы подачи используются уравнения, осредненные по Рейнольдсу, и модель турбулентности SST [40].

Для проверки применимости модели ламинарного течения к смазочному слою использовался критерий Тейлора

$$u_k = \frac{41.3n}{h\sqrt{h_0}}, \quad \bar{h}_0 = h_0 / r, \quad n = m/r. \quad (14)$$

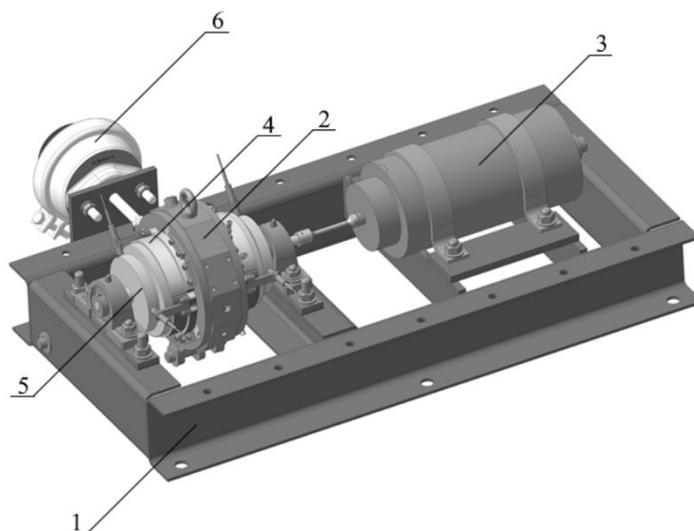
В уравнении 14  $\rho$  - плотность,  $\nu$  - кинематическая вязкость. Подставляя в 14 соответствующие значения для вала диаметром порядка 70-100 мм, получим для нагруженного сегмента ( $h_0 = 15-20$  мкм)

критическую скорость порядка 200 м/с, для ненагруженного ( $h_0 = 60-80$  мкм) - порядка 250 м/с. В расчетах необходимо следить, чтобы локальные скорости не превышали указанные пределы.

### III. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Для сравнительного испытания радиальных подшипников с различным

количеством сегментов и формой подводящих сопел разработан и изготовлен стенд обращенного движения (рис. 3). Привод осуществляется от высокооборотного пневмошпинделя 3. Вал 5 устанавливается жестко в обычные масляные подшипники: ось вала остается неподвижной, а радиальный ГВП перемещается относительно него.



1 – основание, 2 – корпус исследуемого подшипника, 3 – электропривод, 4 – сегменты исследуемого подшипника, 5 – вал, 6 – нагрузочное устройство

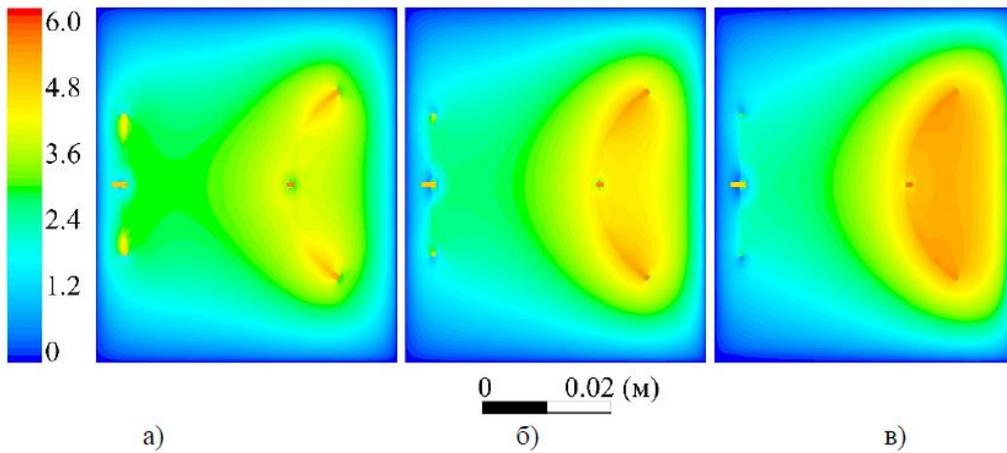
**Рис.3. Схема стенда обращенного движения для исследования радиальных подшипников с диаметром ротора до 120 мм.**

На вал можно было одевать втулки 4 диаметром от 50 до 120 мм для исследования подшипников разного размера. Стенд имеет сменные корпуса 2 подшипников, что позволяло исследовать ГВП с тремя, четырьмя и пятью сегментами. Стенд позволял создавать нагрузку на подшипник до 300 кг. Величина зазора контролировалась при помощи токовых датчиков. Частота вращения была ограничена величиной 26000 об/мин с возможностью кратковременного увеличения до 57 тыс. об/мин. Методика проведения эксперимента позволяла определять статическую и динамическую несущую способность подшипника, частоту вращения, при которой достигается предельная несущая способность, а также исследовать способность поворачивающихся

сегментов парировать ударную перегрузку до 2.5 g и подавлять колебания вала.

### IV. ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Выполненные расчеты показали, что разработанная методика построения геометрии канавок сегмента достаточно эффективно позволяет найти равновесное положение сегмента. Эти положения статически устойчивы. На рис.4 видно, что при повороте сегмента при переходе через равновесное положение происходит наполнение эпоры. Появляется момент сил давления, разворачивающий сегмент в противоположную сторону. Равновесное положение, найденное в соответствии с разработанной методикой интерполяцией (см. таблицу 1), требует лишь незначительной корректировки, т.к. величина момента мала.



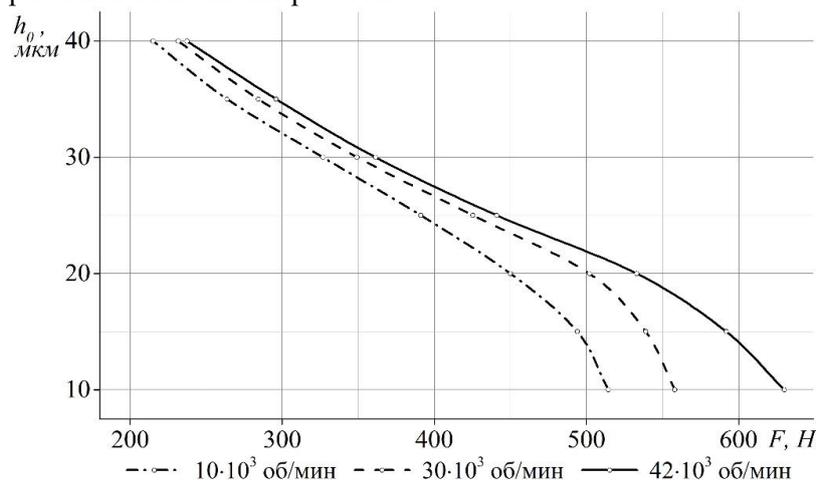
**Рис.4.** Изменение картины изолиний давления при переходе через равновесное положение.  $n=30.000$  об/мин.  $h_0=25$  мкм, а) -  $h_2=20$  мкм, б) -  $h_2=15$  мкм, в) -  $h_2=10$  мкм. Диаметр вала 50 мм.

Таблица 1. Результаты расчетов в точках равновесия, полученных интерполяцией.

$h_0$ , мкм	$h_2$ , мкм	$p_a$ , атм	$n$ , об/мин	Расход, г/с	Сила $F$ , Н	Момент $M$ , Н•м
15	5,2	6	30000	0.501	563	0.66
15	7,5	6	42000	0.502	643	0.39
20	5,5	6	30000	0.549	349	0.001
20	6,7	6	42000	0.540	464	0.85

Из асимптотического анализа следует, что с уменьшением среднего зазора теоретически несущая способность неограниченно возрастает. Однако, этот анализ был выполнен без учета вытекания газа через боковые грани подшипника. Для исследования зависимости несущей способности сегмента от величины зазора при малых зазорах были выполнены расчеты

для диаметра вала 55 мм, номинальной частоты вращения 42.000 об/мин, средней для рабочего диапазона частоты 30.000 об/мин и средней для участка разгона частоты 10.000 об/мин. Результаты расчета зависимости  $F(h_0)$  приведены на рис.5.



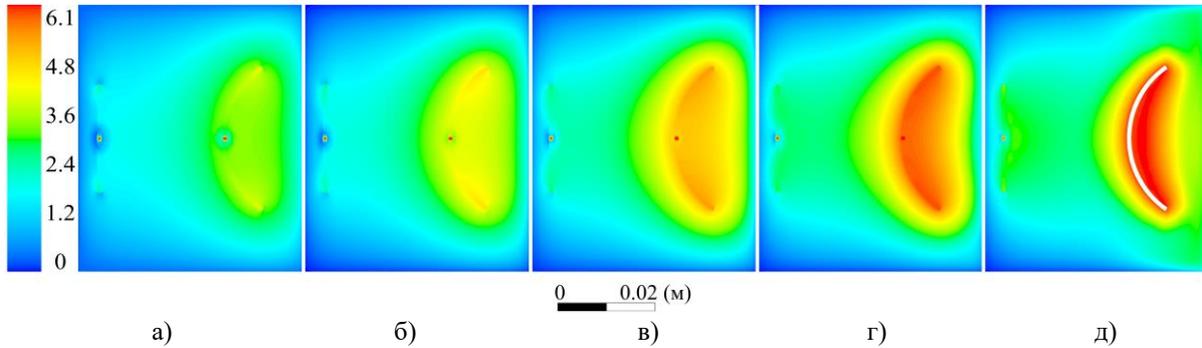
**Рис.5.** Результаты исследования предельной по зазору несущей способности сегмента.

Хорошо видно, что на всех частотах вращения имеется значительный линейный участок зависимости  $F(h_0)$ , но с уменьшением

частоты вращения он заметно укорачивается. При минимальных зазорах скорость увеличения  $F$  уменьшается, а из

асимптотического анализа следует, что она должна увеличиваться. Рассмотрим причину такого поведения. Падение скорости роста несущей способности наступает примерно в тот момент, когда площадь выходного сечения становится приблизительно равна площади дросселя прямой канавки. Напомним, что на номинальных режимах

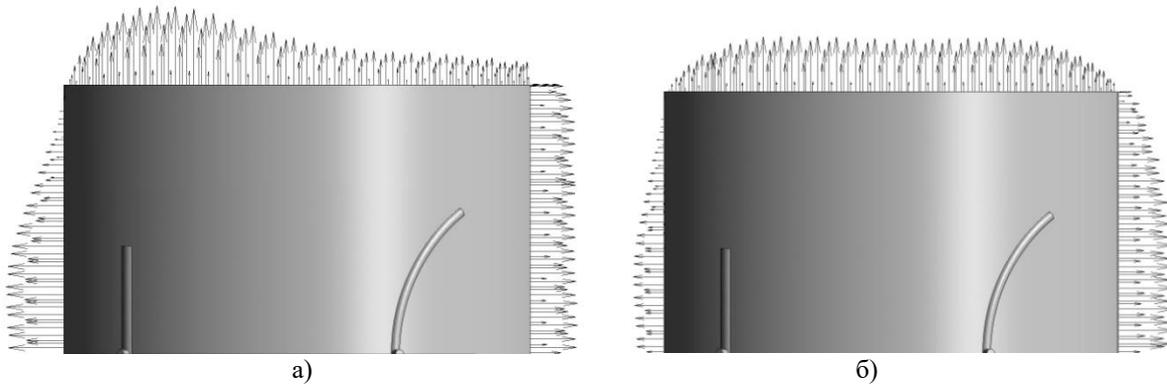
работы дроссель серповидной канавки не питает смазочный слой газом. На рис.6 приведено сравнение эпюры давления при скорости вращения  $n=30.000$  об/мин при разных средних зазорах. Видно, что при зазоре меньше 15 мкм увеличение наполненности эпюры прекращается.



**Рис. 6.** Изменение наполненности эпюры избыточного давления при разных средних зазорах: (а) - 30 мкм, (б) - 25 мкм, (в) - 20 мкм, (г) - 15 мкм, (д) - 10 мкм,  $n=30.000$  об/мин.

На рисунке 7 показаны вектора скорости воздуха, истекающего с кромок сегмента, при среднем зазоре 10 мкм и заданном для номинального режима  $h_0=20$  мкм. Очень хорошо видно, что при  $h_0=10$  мкм большая

доля газа вытекает через входную кромку, а также через боковые кромки в районе входной. Очевидно, что постепенно наступает запираение выходного сечения.



**Рис.7.** Скорости истечения газа (показаны стрелками) с кромок сегмента при зазорах: (а) -  $h_0=10$  мкм, (б) -  $h_0=20$  мкм,  $n=30.000$  об/мин. Показана половинка сегмента. Входной зазор слева.

Несмотря на то, что смазочный слой тонкий, в нем будет образовываться пограничный слой на сегменте. Как известно толщина пограничного слоя  $d \gg 5.2x/\sqrt{Re}$ , где число Рейнольдса  $Re = \Gamma u l / \mu$  растет с увеличением окружной скорости вала  $u$ , поэтому толщина пограничного слоя уменьшается с увеличением скорости. Соответственно, уменьшается и толщина вытеснения на поверхности сегмента. Таким

образом, при меньших частотах вращения за счет увеличения толщины вытеснения процесс запираения выходного сечения наступает относительно раньше, чем при более высоких скоростях.

Было выполнено сравнение результатов численного расчета сегментов с различной системой канавок: разработанной в рамках настоящей работы системы с поперечной и серповидной канавкой, контурной канавки и системы с продольными канавками (рис.8).

Поперечная канавка обеспечивает максимальную грузоподъемность нагруженного сегмента. У ненагруженного сегмента поперечная канавка наоборот создает наименьшую силу, действующую на сегмент, что также благоприятно, т.к.

равнодействующая сил, действующих на ненагруженный сегмент, направлена вниз и уменьшает грузоподъемность подшипника.

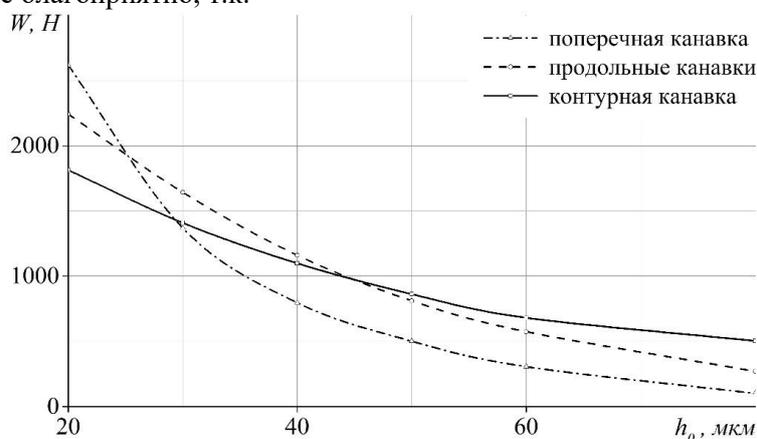


Рис. 8. Результаты численного расчета зависимости несущей силы сегмента от величины среднего зазора  $h_0$  при диаметре вала 110 мм, частоте вращения  $n=26.000$  об/мин.

Исследовалось влияние расположения сегментов на грузоподъемность ГВП. Рассмотрены два крайних случая, когда сила, действующая на подшипник, проходит через ось вращения сегмента или между сегментами. Показано, что в случае, когда сила действует через ось вращения сегмента, несущая способность сегмента выше.

На рисунке 9 приведено сравнение результатов расчетов ГВП с разными системами канавок при нулевой и номинальной частоте вращения вала с результатами эксперимента. Видно, что подшипник с разработанной в настоящей работе системой поперечной и серповидной канавок под нагрузкой показывает наилучшую несущую способность.

Сравнение несущей способности в состоянии покоя показало, что подшипник с разработанной системой канавок под нагрузкой показывает такую же грузоподъемность, как и подшипник с контурными канавками. При этом, его сегменты обладают свойством статической устойчивости. Напомним, что обычные подшипники с поперечными канавками имеют в состоянии покоя нулевую несущую способность, т.к. сегменты разворачиваются сразу на максимальный угол и газ вытекает через входную кромку. На рис.9 видно, что грузоподъемность подшипника при выбранных проектных параметрах на

номинальной частоте вращения достигает почти 300 кг.

## V.ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложенная конструкция гибридного воздушного подшипника со свободно поворачивающимися сегментами продемонстрировала возможность полностью бесконтактной работы во всем диапазоне заданных нагрузок и частот вращения. Такие свойства обеспечиваются применением вновь разработанной методики проектирования канавок, распределяющих подаваемый в смазочный слой газ. Одна из канавок прямолинейная, она расположена у входной кромки сегмента. Другая канавка повторяет форму изолинии давления, равного давлению подачи газа на номинальной частоте вращения. Расчетное и экспериментальное сравнение с контурными, поперечными и продольными канавками показало, что наилучшее сочетание несущей способности, жесткости и расхода рабочего тела достигается при разработанной в настоящем исследовании системе канавок. В ходе отработки методики вычислительного эксперимента было установлено, что для расчета сегментных гибридных воздушных подшипников нужно использовать полную систему уравнений Навье-Стокса для ламинарного калорически несовершенного газа, а не усеченное уравнение смазочного

слоя Рейнольдса, как в случае полноохватных воздушных газодинамических подшипников.

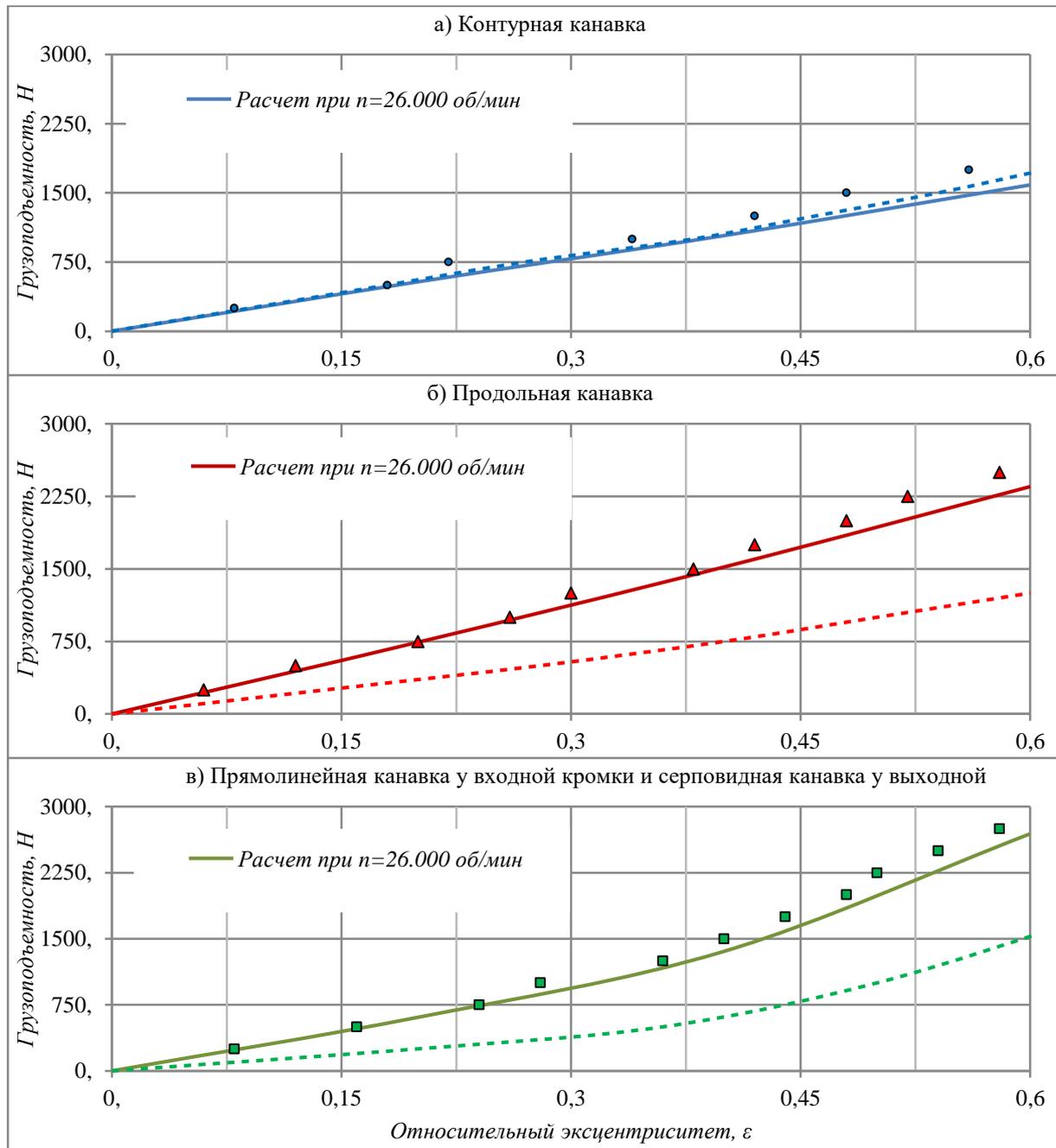


Рис.9. Сравнение расчетных и экспериментальных характеристик грузоподъемности при частоте вращения  $n=26000$  об/мин, и опорном давлении поддува  $p_a=0.4$  МПа.

Сопоставление результатов расчета и экспериментов показало хорошее их соответствие. Продемонстрировано, что разработанная конструкция подшипника имеет достаточно широкую рабочую область, когда несущая способность линейно зависит от величины смазочного зазора.

В то же время, обнаружен эффект «запирания» выходной кромки сегмента при

малых зазорах, когда газ начинает преимущественно растекаться через боковые и переднюю кромку. Это проявляется потерей жесткости смазочного слоя - при уменьшении зазора несущая способность подшипника перестает расти. Данный эффект выражен тем сильнее, чем ниже вязкость рабочего тела.

Несущая способность подшипника зависит от того, как он расположен относительно

действующих на него сил. Несущая способность выше, если равнодействующая сил проходит точно через ось вращения.

Расчеты и эксперименты показали, что разработанные и испытанные подшипники на оптимальных режимах работы обеспечивают несущую способность до 300 кг, что соответствует мощности газотурбинной установки порядка 2 МВт, что на порядок больше, чем достигнутые показатели установок, использующих газодинамические воздушные подшипники.

### БЛАГОДАРНОСТИ

Работа выполнена при поддержке Министерства Образования и Науки Российской Федерации (соглашение №14.578.21.0203, уникальный идентификатор прикладного научного исследования RFMEF157816X0203).

### Литература (References)

[1] Gavrilov V.V. Problemy sozdaniya VGTD s rotorom na gazovyh podshipnikah // Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aehrokosmicheskogo universiteta. Aviacionnaya i raketno-kosmicheskaya tekhnika. 2009. № 1. pp. 41-55. (In Russian).

[2] Zabelin N.A., Matveev Yu.V., Fokin G.A. Podshipniki dlya maloraskhodnyh turbin avtonomnyh istochnikov ehlektricheskoy ehnergii. Nauchno-tekhnicheskie vedomosti Cankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta [Bearings for small flowrate turbines of autonomous electrical power sources]. №. 4(207), 2014, pp.210-222. (In Russian).

[3] Heshmat, H. and Walton II, J.F. "Principles of Gas Turbine Bearing Lubrication and Design," Chapter 7 in the "Handbook of Lubrication and Tribology", Volume I, Application and Maintenance, Second Edition. Sponsored by the STLE and published in June 2006 by CRC Press, Taylor & Francis Group.

[4] Crosby W.A. The incompressible lubrication of a ridged foil bearing. Wear, 113 (2) (1986), pp. 247-266.

[5] Leonov V.P. Sistemy podveski rotora turbomashin. M.: Izd-vo MGTU im. N.E.H. Bauman, 2004. pp. 44. (In Russian).

[6] Rumyanchev M.Yu., Sigachev S.I., Sizyakin A.V. Mikroturbinnye istochniki 7 ehlektricheskoy ehnergii dlya perspektivnyh letatel'nyh apparatov. // Materialy XI Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferencii «Nauchnye chteniya po aviatsii, posvyashchennye pamyati

N.E. Zhukovskogo». - M. VVA im. Professora N.E. Zhukovskogo i YU.A. Gagarina, 2014. (In Russian).

[7] Rumyanchev M.Yu., Zaharova N.E., Sigachev S.I. Primenenie lepestkovyh gazodinamicheskikh podshipnikov v turbogeneratoryh agregatah maloj moshchnosti. [Application of flap gas-dynamic bearing in turbine-generator units of low power]. Transportnye sredstva i ehnergeticheskie ustanovki. 2014, No. 4(22), tom 1. - M.: Izvestiya MGTU «MAMI». pp. 61-67. (In Russian).

[8] Rumyanchev M.Yu., Sigachev S.I., Berilov A.V., Gribin V.G., Serkov S.A. Vysokoskorostnye turbogeneratory dlya avtonomnyh sistem maloj raspredelennoj ehnergetiki. [High-speed turbogenerators for autonomous systems of small distributed energy] Promyshlennaya ehnergetika. 2015, No.5, pp.31-38. (In Russian).

[9] Serkov S.A., Gribin V.G., Rumyanchev M.Yu., Sigachev S.I., Gruzkov S.A. Tekhnologiya raspredelennoj kogeneracii na osnove paroturbinyh mul'titoplivnyh ehnergeticheskikh ustanovok maloj moshchnosti. [The technology of distributed cogeneration based on steam turbine multifuel power plants of low power] Tekhnologiya mashinostroeniya. 2015, No.6, pp.64-67. (In Russian).

[10] Zaharova N.E., Zotov S.N., Leonov V.P., Sigachev S.I., Shadrina V.Yu., Sheduhin S.I. Bezmaslyanyj turbodetander s lepestkovymi gazodinamicheskimi oporami. Vestnik MGTU. Ser. Mashinostroenie – 2000. Special'nyj vypusk. pp. 72-77. (In Russian).

[11] Rumyanchev M.Yu., Zaharova N.E., Sigachev S.I. Razrabotka vysokoskorostnyh ehlektrokompessorov na osnove ventil'nyh ehlektrodvigatelye na gazodinamicheskikh oporah. Gazoturbinye i kombinirovannye ustanovki i dvigateli. Sb. dokladov 13-j vserossiyskoy mezhvuzovskoy nauchno- tekhnicheskoy konferencii. M.: Izd-vo MGTU, 2008. (In Russian).

[12] Beschastnyh V.N., Ravikovich Yu.A. Gazovyy podshipnik tyazhelogo rotora gazoturbinyh dvigatelej. Opyt razrabotki i perspektivy vnedreniya [Gas bearing for heavy gas turbine rotor. Experience in the design and implementation]. Vestnik Moskovskogo aviacionnogo instituta. 2010. T.17. No.3. pp. 84-94.

[13] Zaharova N.E., Rumyanchev M.Yu., Sigachev S.I., Banakin A.V., Kapustin A.Yu. Eksperimental'noe issledovanie teplovyh rezhimov raboty lepestkovyh gazodinamicheskikh podshipnikov vysokoskorostnyh ehlektroturbomashin. Trudy XIII mezhdunarodnoj nauchnotekhnicheskoy konferencii "aktual'nye prob-

- lemy ehlektronnogo priborostroeniya apehp", 2016, Tom 10. Novosibirsk, 2016, pp.102-106.
- [14] Andrejchikova G.E., Zaharova N.E., Rumyansev M.Yu., Sigachev S.I., Stankevich I.V. Istoriya sozdaniya i perspektivy primeneniya tverdosmazochnyh pokrytij dlya lepstkovyh gazodinamicheskikh opor vysokokorostnyh ehlektroturbomashin. [Development history and prospective application fields of solid lubrication coatings for the gas-dynamic foil bearings of high-speed electric turbo machines] Vestnik MEHL, 2016, No.4, pp.51-55.
- [15] Hailong Cui, Yang Wang, Hong Yang, Liang Zhou Hai Lib Wei Wang, Chunjiang Zhao. Numerical analysis and experimental research on the angular stiffness of aerostatic bearings. Tribology International. Volume 120, April 2018, pp. 166-178.
- [16] Xinkuan Wang, Qiao Xu, Baorui Wang, Lianxin Zhang, Hong Yang, Zhike Peng. Effect of surface waviness on the static performance of aerostatic journal bearings. Tribology International. Volume 103, November 2016, pp. 394-405.
- [17] Xinkuan Wang, Qiao Xua Ming Huang, Lianxin Zhang, Zhike Peng. Effects of journal rotation and surface waviness on the dynamic performance of aerostatic journal bearings. Tribology International. Volume 112, August 2017, pp. 1-9.
- [18] Farid Al-Bender. On the modelling of the dynamic characteristics of aerostatic bearing films: From stability analysis to active compensation. Precision Engineering. Volume 33, Issue 2, April 2009, pp. 117-126.
- [19] Raparelli T., Viktorov V., Colombo F., Lentini L. Aerostatic thrust bearings active compensation: Critical review. Precision Engineering. Volume 44, April 2016, pp. 1-12.
- [20] Walton, J.F., Zorzi, E., Cunningham, R., "Power Turbine Dynamics – An Evaluation of a Shear Mounted Elastomeric Damper," ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Paper №. 83-GT-228.
- [21] Oravsky V. Some Types, Classification and Definitions of Instability in Rotating Machinery // Proc. 1st Int. Symp. On Stability Control of Rotating Machinery. South Lake Tahoe (California), 2001. 17 p.
- [22] Cha M., Kuznetsov E., Glavatskih S. A comparative linear and nonlinear dynamic analysis of compliant cylindrical journal bearings. Mechanism and Machine Theory. Volume 64, June 2013, pp. 80-92.
- [23] Zhang W., Guo J., Qiu P. Nonlinear Dynamic Analysis of Rotor Supported by Finite Journals with a New Unsteady Nonlinear Oil-Film Force Model // Dynamics, Acoustics and Simulations. Trans. of the ASME. J. 2000. De-Vol.108/DSC-Vol.68, p. 171-176.
- [24] Changlin Li, Jianjun Du, Yingxue Yao. Modeling of a multi-layer foil gas thrust bearing and its load carrying mechanism study. Tribology International. Volume 114, October 2017, pp. 172-185.
- [25] Guenat E., Schiffmann J. Real-gas effects on aerodynamic bearings. Tribology International. Volume 120, April 2018, Pages 358-368. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2018.01.008>.
- [26] Durany J., Pereira J., Varas F. Dynamical stability of journal-bearing devices through numerical simulation of thermohydrodynamic models. Tribology International. Volume 43, Issue 9, September 2010, pp. 1703-1718.
- [27] Kuznetsov E., Glavatskih S. Dynamic characteristics of compliant journal bearings considering thermal effects. Tribology International. Volume 94, February 2016, pp. 288-305.
- [28] Roy L. Thermo-hydrodynamic performance of grooved oil journal bearing. Tribology International. Volume 42, Issue 8, August 2009, pp. 1187-1198.
- [29] Volkov K.N., Bulat P.V., Volobuev I.A., Pronin V.A. Heat transfer in a cavity with rotating disk in turbulent regime. Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics, 2017, vol. 17, no. 3, pp. 514–524 (in Russian).
- [30] Franssen R.H.M., Potze W., de Jong P., Fey R.H.B., Nijmeijer H. Large amplitude dynamic behavior of thrust air bearings: Modeling and experiments. Tribology International. Volume 109, May 2017, pp. 460-466.
- [31] Uhkoetter S., aus der Wiesche S., Kursch M., Beck C. Development and Validation of a Three-Dimensional Multiphase Flow Computational Fluid Dynamics Analysis for Journal Bearings in Steam and Heavy Duty Gas Turbines // ASME J. Eng. Gas Turb. Power. – 2012. – Vol. 134. – pp. 102504 – 8.
- [32] Hailong Cui, Yang Wang HongYang, Liang Zhou Hai Lib Wei Wang. Effects of manufacturing errors on the static characteristics of aerostatic journal bearings with porous restrictor. Tribology International. Volume 115, November 2017, pp. 246-260.
- [33] Dongju Chen, Chen Huo, Xian xian Cui, Ri Pan, Jinwei Fan, Chenhui An. Investigation the gas film in micro scale induced error on the performance of the aerostatic spindle in ultra-precision machining. Mechanical Systems and Signal Processing. Volume 105, 15 May 2018, pp. 488-501.
- [34] Wardle F. Aerostatic bearings. Ultra-Precision Bearings. 2015, pp. 227–306.

- [35] Colombo F., Raparelli T., Viktorov V. Externally pressurized gas bearings: A comparison between two supply holes configurations. *Tribology International*. Volume 42, Issue 2, February 2009, pp. 303-310.
- [36] Beschastnyh V.N., Ravikovich Yu.A., Sokolov A.N. Opredelenie staticheskoy gruzopod"emnosti segmentnogo gazostaticheskogo podshipnika [Evaluation of static bearing strength for a tilting-pad hydrostatic gas bearing]. *Vestnik Moskovskogo aviacionnogo instituta*. 2009. T. 16. No.1. pp. 91-98. (In Russian).
- [37] Beschastnyh V.N., Bulat M.P., Gorbachev A.A., Volobuev I.A. Mathematical and numerical modeling of free turning segments of self-regulated static-dynamic gas bearing. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2017, vol. 17, no. 3, pp. 525–542 (in Russian).
- [38] Volkov K.N., Bulat P.V., Volobuev I.A., Pronin V.A. Heat transfer in a cavity with rotating disk in turbulent regime. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2017, vol. 17, no. 3, pp. 514–524 (in Russian).
- [39] Vladimir V. Upyrev and Pavel V. Bulat. Calculation of Shock Wave Structures in Real Gas. *Journal of Engineering and Applied Sciences*, 12: 8825-8831.
- [40] Lampart P., Swirydczuk J., Gardzilewicz A., Yershov S., Rusanov A. The Comparison of Performance of the Menter Shear Stress Transport and Baldwin-Lomax Models with Respect to CFD Prediction of Losses in HP Axial Turbine Stages // *Technologies for Fluid/Thermal/Structural/Chemical Systems with Industrial Applications*, ASME. – 2001. – Vol. 424-2. – pp. 1-12.

### Сведения об авторах.



Волобуев Игорь  
Алексеевич. Научный  
сотрудник лаборатории  
«Механики и  
энергетических систем»  
Университета ИТМО.  
Область научных интересов:  
газотурбинная техника,  
авиационная техника.  
E-mail: volobuev\_ig@mail.ru



Булат Павел Викторович.  
Научный руководитель  
лаборатории «Механики и  
энергетических систем»  
Университета ИТМО.  
Доктор физико-  
математических наук.  
Область интересов:  
газотурбинная техника,  
авиационная техника  
E-mail: pavelbulat@mail.ru



Продан Николай  
Васильевич. Научный  
сотрудник лаборатории  
«Механики и  
энергетических систем»  
Университета ИТМО.  
Кандидат физико-  
математических наук.  
Область научных интересов:  
газотурбинная техника,  
авиационная техника.  
E-mail: kolinti@mail.ru