Судовые энергетические установки

DOI: <http://www.dx.doi.org/10.24866/2227-6858/2019-4-9>

УДК 621.822.175

А.В. Куренский, А.И. Самсонов, С.П. Соловьев, А. А. Бондаренко

КУРЕНСКИЙ АЛЕКСЕЙ ВЛАДИМИРОВИЧ – к.т.н., доцент кафедры,

e-mail: alex33_99@mail.ru

САМСОНОВ АНАТОЛИЙ ИВАНОВИЧ – д.т.н., профессор кафедры,

e-mail: aicam@mail.ru

СОЛОВЬЕВ СЕРГЕЙ ПАВЛОВИЧ – к.т.н., доцент кафедры,

e-mail: solovev.49@mail.ru

БОНДАРЕНКО АНДРЕЙ АНАТОЛЬЕВИЧ – старший преподаватель,

e-mail: ab911@mail.ru

Кафедра судовой энергетики и автоматики Инженерной школы

Дальневосточный федеральный университет

Суханова ул. 8, Владивосток, Россия, 690091

Увеличение несущей способности смазочного слоя упорных газовых подшипников

Аннотация: Рассматривая вопросы повышения эффективности работы турбомашин с подшипниками на газовой смазке, авторы анализируют способы устранения одного из их недостатков – низкой несущей способности. На основании обзора литературы, предыдущих теоретических и экспериментальных авторских экспериментов предлагается наиболее эффективный способ увеличения несущей способности – использование ранее сконструированных авторами лепестковых гибридных подшипников, в которых совмещаются положительные характеристики газовых опор различных типов. Конструктивно это достигается применением податливых элементов – лепестков, а также одновременным нагнетанием сжатого газа в рабочий зазор для улучшения свойств несущего слоя. В предлагаемой статье дается анализ схемы подшипника и впервые решается задача определения характеристик его смазочного слоя. Для этого разработана авторская математическая модель, которая позволила провести численный эксперимент, подтверждающий работоспособность предложенной конструкции. Теоретически установлены область определения давления в смазочном слое (поле давления), зависимости характеристик смазочного слоя от безразмерных параметров, указывающие на влияние газодинамического и газостатического эффектов. Выявлено суммарное влияние этих эффектов, определены способы увеличения грузоподъемности подшипника с использованием этого свойства.

Ключевые слова: антифрикционное покрытие, газовая смазка, коэффициент трения, осевой подшипник, турбомашин, лепестковые подшипники, гибридные подшипники, смазочный зазор.

Введение

Использование упорных (осевых) подшипников на газовой смазке дает ряд преимуществ (например, для работы турбинных машин [5]), в числе которых существенное уменьшение потерь энергии на преодоление сил трения и увеличение ресурса подшипников. Так, обычные подшипники скольжения с масляной смазкой, применяемые в турбокомпрессорах

судовых дизельных двигателей, имеют ресурс 20–35 тыс. ч [1], в то время как газовые опоры ротора турбокомпрессора в системах кондиционирования самолетов показывают среднее время между отказами свыше 100 тыс. ч [6].

Газовая смазка все шире применяется в различных областях техники – энергетике, авиастроении, судостроении, станкостроении и др. [4]. Среди тех, кто ведет исследования в этой области и решает прикладные задачи [1, 2, 5, 6], и авторы предлагаемой статьи (см., например [3, 4]): в течение ряда лет мы пытаемся найти решение устранения недостатков газовых подшипников, значительно ограничивающих область их применения. Таких, как низкая грузоподъемность, которая является следствием малой вязкости газов. Цель настоящей работы – предложить способы увеличения несущей способности смазочного слоя упорных газовых подшипников.

Способы повышения несущей способности довольно разнообразны. Например, применяются подшипники с пористыми вкладками [2], сегментные [3] и лепестковые [4].

Как показано в [2, 4], при разработке газового подшипника одной из важнейших задач становится выбор геометрических и режимных параметров, которые обеспечивают максимальное значение грузоподъемности. Эффективным способом получения повышенной грузоподъемности является совмещение в одном подшипнике (гибридном) положительных свойств газодинамических и газостатических опор. И здесь, мы полагаем, необходимо решить задачу разработки методов расчета таких подшипников.

По результатам анализа конструкций газовых опор авторами ранее разработан осевой гибридный лепестковый подшипник [3], схему и работу которого мы кратко анализируем в настоящей статье.

Анализ схемы осевого гибридного лепесткового подшипника

Подшипник (рисунки 1 и 2) имеет податливые элементы – лепестки, которые устанавливаются на упругое основание – подложку, изображенную в виде гофрированной ленты на рис. 1 (здесь и далее иллюстративный материал авторов из их предыдущих работ, в частности, диссертационного исследования А.В. Куренского «Повышение несущей способности осевых гибридных лепестковых подшипников с газовой смазкой судовых турбомашин»). Лепестки расположены так, чтобы форма смазочного зазора имела клиновидный профиль, обеспечивающий быстрое возникновение газодинамического эффекта.

Также в смазочный зазор подается сжатый газ через питатели, расположенные в один или несколько рядов по окружности. Здесь приходится прибегать к усложнению конструкции – подаче газа через вращающийся вал и далее по каналам – через питатели, которые располагаются на поверхности пяты (рис. 2). Такое усложнение необходимо, поскольку подача сжатого газа через лепестки представляется крайне сложной и нецелесообразной задачей.

Рис. 1. Модель подшипника.

Рис. 2. Схема надува.

Математическая модель исследуемого подшипника

Математическая модель исследуемого подшипника представляет собой систему дифференциальных уравнений, позволяющих определить множество значений давления в сма-

зочном слое (поле распределения давления), построить эпюру деформации податливых элементов – рис. 3, 4), а также рассчитать интегральные характеристики: несущую способность, жесткость смазочного слоя, мощность и момент трения.

Конструкция подшипника предусматривает несколько лепестков. В модели лепесток имеет форму сектора, включающего участки I и II (рис. 3). Расчет проводится для одного сектора, поскольку на остальных секторах будет формироваться аналогичная схема распределения давления.

Рис. 3. Схема подшипника: R_2 – внешний радиус; R_1 – внутренний радиус; R_i – радиус линии с питателями; d – диаметр питателя; L_I – длина I участка; L_{II} – длина II участка; h_0 – минимальный смазочный зазор; δ_0 – наибольшая глубина I участка.

Поверхность подшипника разделена расчетной сеткой, образованной пересекающимися линиями, которые проходят по радиусам и по окружностям.

Давление определяется в точках пересечения данных линий. Точки пересечения назовем узлами сетки. Каждое пересечение имеет координаты i, k , соответственно давление в рассматриваемом узле обозначается $P_{i,k}$, а значение зазора в данной точке – $h_{i,k}$ (рис. 4).

Уравнение, с помощью которого находится давление, выведено из уравнения Рейнольдса для газовой смазки. Также вводятся граничные условия – давление на краях рассчитываемого сектора и давления на краях питателей.

Деформация упругого основания рассчитывается следующим образом. Условно считается, что давление $P_{i,k}$ в узле сетки действует на четырехугольную площадку $S_{i,k}$ (АБВГ, см. рис. 4). Каждая площадка опирается на упругий элемент, имеющий податливость $C_{i,k}$.

С помощью математической модели нами разработана программа (Куренский А.В., Грибиниченко М.В. Свидетельство о гос. рег. программы для ЭВМ № 2010617354, рег. 8 ноября 2010 г.), позволяющая проводить оптимизацию исследуемых подшипников.

Определение зависимости характеристик подшипника от конструктивных и режимных параметров: численный эксперимент

Чтобы определить зависимости характеристик подшипника от конструктивных и режимных параметров, мы провели численный эксперимент. Распределение давления в смазочном слое показаны на рис. 4. Прогиб лепестка определяется по следующему алгоритму.

Принимается, что давление $P_{i,k}$ в каждом узле сетки распределяется на четырехугольную пластину площадью $S_{i,k}$ (АБВГ, рис. 4), образованную центрами ячеек, прилегающих к данной точке. Соответственно, пластина опирается на упругий элемент, характеризующийся податливостью $C_{i,k}$.

Рис. 4. Сеточная область.

Значение зазора $h_{i,k}$ в точке i и k при прогибе упругого элемента $y_{i,k}$ рассчитывается на основании выражения

$$h_{i,k} = h_{i,k}^T + y_{i,k}, \quad (1)$$

где $h_{i,k}^T$ – величина смазочного зазора в заданной точке при отсутствии деформации.

Рис. 5. Поле давлений в смазочном слое: а – при $h_0=15$ мкм, б – при $h_0=8$ мкм; $R_1=0,022$ м; $R_2=0,0545$ м; $R_{ip}=0,038$ м; $d=8 \times 10^{-4}$ м; $\delta_1=3 \times 10^{-5}$ м; $\delta_2=0$ м.

На рис. 5, а показано поле давлений опоры, работающей при газостатическом режиме. Данный подшипник имеет профиль, но при расчете значение смазочного зазора выбрано свыше 10 мкм, поэтому газодинамический эффект практически не проявляется. Явно выражен пик значений давления на линии, соответствующей линии наддува.

При уменьшении значения зазора ниже 10 мкм газодинамический эффект начинает проявляться и поле давлений изменяется – заметно резкое повышение давления на участке клиновидного зазора, которое достигает максимального значения на границе I и II участков (рис. 5, б, зона А).

Расчет характеристик упругой конструкции

Для расчета характеристик упругой конструкции газовый слой можно рассматривать как некоторую податливую конструкцию, жесткость которой имеет различные значения в разных областях поверхности подшипника. Чтобы соответствовать по своим упругим характеристикам газовому слою, подложка также должна иметь конструкцию с различной податливостью на рабочей поверхности.

Поясним это на следующем примере. На рис. 6 изображена расчетная поверхность исследуемого подшипника в недеформированном (рис. 6,а) и деформированном (рис. 6,б) состояниях. В случае применения упругой конструкции с податливостью, имеющей одно и то же значение во всех узлах, поверхность прогибается неравномерно (рис. 6,б). Образуется зона повышенного зазора в центральной области сектора, и грузоподъемность подшипника снижается.

Рис. 6. Теоретическая рабочая поверхность подшипника:
а – недеформированная; б – деформированная.

Использование упругой конструкции, в которой податливость имеет различные значения по поверхности, позволяет избежать этого недостатка. Теоретически конструкцию подложки можно подобрать такой, что рабочая поверхность не будет иметь увеличенного прогиба в центральной части и, в идеальном случае, будет схожа с поверхностью в недеформированном состоянии (рис. 6,а).

Оценка одновременного воздействия газостатического и газодинамического эффектов на характеристики подшипника

Итак, предыдущие результаты, мы полагаем, позволят нам понять механизм одновременного воздействия газостатического и газодинамического эффектов на характеристики подшипника. Влияние газодинамического эффекта можно оценить величиной параметра сжимаемости (числа Шейнберга), который определяется следующим выражением:

$$\chi = \frac{3\mu\omega R_2^2}{h_0^2 P_s}, \quad (2)$$

где P_s – давление наддува, ω – угловая скорость, μ – динамическая вязкость газа.

Влияние газостатического эффекта определялось параметрами A и d :

$$A = \frac{\mu \alpha_p N \sqrt{K P_s \rho_s \left(\frac{2}{K+1} \right)^{\frac{K+1}{K-1}}}}{\rho_s P_s h_0}, \quad \bar{d} = d/h_0. \quad (3)$$

где N – количество питателей α_p – эмпирический коэффициент расхода [5]; K – показатель адиабаты газа; ρ_s – плотность газа.

На рис. 7 показано поле давлений между наружным и внутренним радиусами. Анализ данных кривых позволил сделать вывод: свойства газодинамических подшипников сохраняются и для гибридных. Рисунок 8 демонстрирует характеристику несущей способности при разных значениях параметра A , которая наглядно демонстрирует одновременное (суммарное) воздействие газодинамического и газостатического эффектов, тем самым повышая несущую грузоподъемность газового слоя. Кроме того, здесь проявляется следующая закономерность: при высоких значениях A повышение параметра χ оказывает более сильное влияние (рис. 8).

Рис. 7. Распределение давления на средней линии при различных значениях параметра χ : 1 – $\chi=272$; 2 – $\chi=233$; 3 – $\chi=155$; 4 – $\chi=78$; 5 – $\chi=39$; 6 – $\chi=13$.

Безразмерные параметры: $\bar{P}_a=0,25$; $A=36,8 \times 10^{-3}$;

$\bar{R}_1=0,4$; $\bar{R}_{p1}=0,7$; $\bar{d}_{p1}=100$; $\bar{\delta}_1=3,75$; $\bar{\delta}_2=0$;

$\bar{L}_1=0,786$; $\bar{C}=100$.

Рис. 8. Зависимость несущей способности от: χ : 1 – $A=0,413$; 2 – $A=0,177$; 3 – $A=0,118$; 4 – $A=0,059$. Безразмерные параметры:

$\bar{R}_1=0,4$; $\bar{R}_{p1}=0,7$; $\bar{d}_{p1}=100$; $\bar{\delta}_1=3,75$;

$\bar{\delta}_2=0$; $\bar{L}_1=0,786$; $\bar{C}=100$.

Выводы

1. Итак, на основе анализа методов повышения несущей способности газовых опор нами создана новая математическая модель смазочного слоя осевого гибридного лепесткового подшипника.

2. С помощью программы расчета проведен численный эксперимент, позволивший впервые определить характеристики исследуемого подшипника.

3. Выполнена оценка одновременного влияния газодинамического и газостатического эффектов, которая показала преимущество гибридных подшипников.

4. Математическая модель позволит оптимизировать конструктивные параметры проектируемых турбомашин и облегчит проведение вычислительных экспериментов при даль-

нейших исследованиях несущей способности газового слоя, которые планируют авторы данной статьи.

Вклад авторов в статью: А.В. Куренский – постановка цели исследования, разработка конструктивного типа исследуемого подшипника, работа с текстом и замечаниями рецензента; А.И. Самсонов – разработка основных частей математической модели исследуемого подшипника, участие в постановке цели исследования; С.П. Соловьев – участие в проведении численного эксперимента, анализ зависимостей, подготовка иллюстраций; А.А. Бондаренко – участие в проведении численного эксперимента, обработка результатов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бесчастных В.Н., Равикович Ю.А. Газовый подшипник тяжелого ротора газотурбинных двигателей. Опыт разработки и перспективы внедрения // Вестник МАИ. 2010. Т. 17, № 3. С. 91–98.
2. Космынин А.В., Виноградов В.С. Газовые подшипники высокоскоростных турбоприводов металлообрабатывающего оборудования. Владивосток: Дальнаука, 2002. 326 с.
3. Куренский А.В., Грибиниченко М.В. Осевые гибридные лепестковые подшипники с газовой смазкой для судовых турбомашин // Судостроение. 2011. № 5. С. 27–29.
4. Самсонов А.И. Подшипники с газовой смазкой для турбомашин: монография. Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2009. 292 с.
5. Фершалов Ю.Я. Методика физического моделирования газодинамических процессов в проточной части турбомашин // Авиационная техника. 2012. № 4. С. 71–74.
6. Giri L. Agrawal. Foil air / gas bearing technology – an overview. International Gas Turbine. 1997:5. URL: <http://www.rddynamics.com/foil-97-gt-347.pdf>. – 21.11.2019.

FEFU: SCHOOL of ENGINEERING BULLETIN. 2019. N 4/41

Ship Power Plants

www.dvfu.ru/en/vestnikis

DOI: <http://www.dx.doi.org/10.24866/2227-6858/2019-4-9>

Kurenskii A., Samsonov A., Solovyov S., Bondarenko A.

ALEXEY KURENSKII, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor,
e-mail: alex33_99@mail.ru

ANATOLII SAMSONOV, Doctor of Engineering Sciences, Professor,
e-mail: aicam@mail.ru

SERGEI SOLOVYOV, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor,
e-mail: solovev.49@mail.ru

ANDREI BONDARENKO, Senior Lecturer, e-mail: ab911@mail.ru
Department of Ship Energy and Automation of School of Engineering
Far Eastern Federal University
8 Sukhanova St., Vladivostok, Russia, 690091

Increasing the bearing capacity of the lubricating layer of thrust gas bearings

Abstract: Considering the issues of increasing the efficiency of turbomachines with gas-lubricated bearings, the authors analyze ways to eliminate one of their drawbacks – low bearing capacity.

The authors, based on a literature review and previous experiments, propose to use their previously designed flap hybrid bearings, which combine the positive characteristics of gas supports of various types as the most effective way to increase the bearing capacity. Structurally, this is achieved by the use of ductile elements – petals, as well as the simultaneous injection of compressed gas into the working gap to improve the properties of the lubricant carrier layer. In this paper, the authors have analyzed their own original bearing design, and for the first time solved the problem of determining the characteristics of the bearing lubrication layer. For this purpose, the authors developed a math-

ematical model, which allowed them to conduct a numerical experiment to confirm the operability of the proposed design. The authors theoretically established the domain of pressure in the lubricant layer (pressure field), and the dependence of the characteristics of the lubricant layer on dimensionless parameters, indicating the influence of gas-dynamic and gas-static effects. The authors have revealed the total impact of these effects, and developed the methods for increasing bearing capacity by utilizing these characteristics.

Keywords: anti-friction coating, gas lubrication, friction coefficient, axial bearing, turbomachines, flap bearings, hybrid bearings, lubricating clearance.

REFERENCES

1. Beschastnykh V.N., Ravikovich Yu.A. Gas bearing of heavy gas turbine rotor. Design experience and prospects. Vestn. MAI, 2010(17):3:91–98.
2. Kosmynin A.V., Vinogradov V.S. Gas bearings of high-speed turbodrives of the metalworking equipment. Vladivostok, Dalnauka, 2002. 326 p.
3. Kurenskii A.V., Gribinichenko M.V. Hybrid axial overlapped bearings with gas lubrication for marine turbines, Sudostroenie. 2011:5:27–29.
4. Samsonov A.I. Gas lubricated bears for turbomachines: monograph. Vladivostok, FESTU, 2009. 292 p.
5. Fershalov Yu.Ya. Physical modeling of gas dynamic processes in the flow parts of turbomachines, Aviats. Tekh., 2012:4:71–74.
6. Giri L. Agrawal. Foil air / gas bearing technology – an overview. International Gas Turbine. 1997:5. URL: <http://www.rddynamics.com/foil-97-gt-347.pdf> – 21.11.2019.