

**Судовые энергетические установки**

Научная статья  
УДК 621.822.175  
<https://doi.org/10.24866/2227-6858/2021-4/21-27>

Н.В. Куценко, М.В. Грибиниченко, А.В. Нитяговский

КУЦЕНКО НАТАЛЬЯ ВЛАДИМИРОВНА – старший преподаватель, [kutcenko.nv@dvfu.ru](mailto:kutcenko.nv@dvfu.ru)  
ГРИБИНИЧЕНКО МАТВЕЙ ВАЛЕРЬЕВИЧ – к.т.н., доцент, [gribinichenko.mv@dvfu.ru](mailto:gribinichenko.mv@dvfu.ru)  
НИТЯГОВСКИЙ АНДРЕЙ ВАЛЕРЬЕВИЧ – аспирант, [nitiagovskii.av@dvfu.ru](mailto:nitiagovskii.av@dvfu.ru)  
Отделение машиностроения, морской техники и транспорта  
Инженерного департамента Политехнического института  
Дальневосточный федеральный университет  
Владивосток, Россия

## **Сравнительный анализ результатов численного и физического экспериментов по исследованию свойств радиальных подшипников с газовой смазкой**

**Аннотация:** Статья посвящена увеличению несущей способности опор с газовой смазкой. Рассматриваются результаты физического эксперимента, выполненного для подтверждения адекватности теоретических результатов, получаемых с помощью численного эксперимента, который основан на математической модели. Приводятся описание экспериментального стенда и методика проведения эксперимента. Результаты представлены в виде кривых, отображающих зависимость эксцентриситета оси вала (цапфа) от давления наддува.

**Ключевые слова:** радиальный, газовый подшипник, математическая модель, численный эксперимент, физический эксперимент, несущая способность

**Для цитирования:** Куценко Н.В., Грибиниченко М.В., Нитяговский А.В. Сравнительный анализ результатов численного и физического экспериментов по исследованию свойств радиальных подшипников с газовой смазкой // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2021. № 4(49). С. 21–27. <https://doi.org/10.24866/2227-6858/2021-4/21-27>

### **Введение**

Применение газовой смазки затрагивает различные области техники: станкостроение, авиастроение, транспортную и стационарную энергетику и многие другие. Наибольший интерес представляет применение такого типа смазки в турбостроении, например судовые турбокомпрессоры наддува, газовые турбины [4, 5, 7]. Однако опоры с газовой смазкой обладают недостатками, самым значительным из которых является низкая несущая способность рабочего слоя (по сравнению с жидкостными подшипниками) из-за малой вязкости газов. Исключение или уменьшение воздействия данного недостатка на работу газовых опор является актуальной задачей.

Авторы предлагают повысить несущую способность радиальных опор с газовой смазкой путем разработки новых конструкций и оптимизации параметров. Для этого были поставлены следующие задачи:

- 1) разработка перспективной конструкции радиальных опор, которая позволит повысить несущую способность смазочного слоя в сравнении с известными конструкциями газовых подшипников;
- 2) разработка математического аппарата предмета исследования, в котором учтено проявление газодинамических и газостатических свойств, а также решение задачи деформации упругих элементов, разработки программы расчета и повышения эффективности характеристик исследуемых подшипников;

© Куценко Н.В., Грибиниченко М.В., Нитяговский А.В., 2021

Статья: поступила: 01.11.2021; рецензия: 15.11.2021; финансирование: Дальневосточный федеральный университет.

- 3) проведение численного эксперимента по изучению характеристик разработанных опор;
- 4) подтверждение адекватности теоретических результатов, полученных с использованием математической модели и составленного на ее основе программного обеспечения, посредством сравнения с результатами физического эксперимента.

В публикациях [2, 3, 6] авторы показали решение задач 1–3 в части разработки конструкции подшипника, создания математической модели и изучения полученных характеристик. Цель настоящей статьи – подтвердить адекватность теоретических результатов результатам физического эксперимента.

### Математическая модель радиального гибридного подшипника

Исходя из обзора конструкций радиальных подшипников с газовой смазкой и способов повышения несущей способности сделан вывод, что одним из самых перспективных методов повышения несущей способности опор с газовой смазкой является применение гибридных подшипников [1, 5]. Предлагаемые гибридные опоры, объединяющие в себе свойства газодинамических и газостатических подшипников, должны обладать профилированием клиновидных участков, которые одновременно с серповидным зазором в радиальном подшипнике обеспечивают возникновение газодинамического эффекта с учетом движения рабочих поверхностей. Газостатический эффект обеспечивается впуском сжатого от внешнего источника газа в смазочный зазор через отверстия (питатели).

Математическая модель радиального гибридного лепесткового подшипника формируется на основании уравнения Рейнольдса [8] и представляет собой систему уравнений, описывающую течение газа в рабочем слое рассматриваемой опоры. С помощью модели выполняется расчет, результатом которого служит поле распределения давления в смазочном слое [6].

В соответствии с результатом проводится следующий анализ характеристик разрабатываемого подшипника: расчет интегральных характеристик (несущей способности и жесткости смазочного слоя, расхода газа, подаваемого на смазку, момента и мощности трения), расчет деформации упругой рабочей поверхности под действием смазочного слоя, проведение оптимизационной задачи в целях повышения эксплуатационных характеристик опоры.

### Описание экспериментальной установки и методики проведения эксперимента

Для подтверждения соответствия результатов, полученных с использованием предложенного математического аппарата и сформированного на его базе программного комплекса, был выполнен физический эксперимент.

Физический эксперимент проведен с помощью установки (рис. 1), разработанной в лаборатории кафедры судовых двигателей внутреннего сгорания Дальневосточного политехнического института (в настоящее время в составе Дальневосточного федерального университета) профессором В.В. Дидовым.

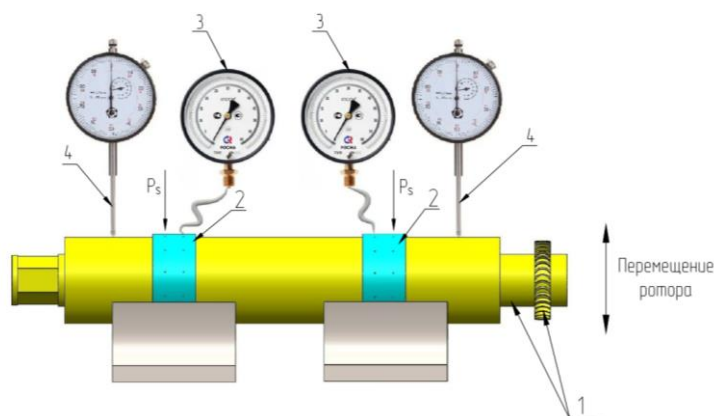


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки:  
1 – ротор; 2 – радиальные подшипники; 3 – манометры; 4 – индикаторы часового типа

Установка рассчитана на решение широкого спектра задач в области изучения радиальных газовых опор. При выполнении настоящей работы она была дополнительно подготовлена для получения зависимости эксцентриситета цапфы от давления наддува при заданной нагрузке на подшипник, определяемой массой ротора. Ранее с помощью численного эксперимента, выполненного с применением разработанной математической модели и сформированной на ее базе программы, получены зависимости. После выполнения эксперимента получены такого же типа зависимости. Далее был проведен сравнительный анализ результатов, полученных численно и экспериментально.

Одним из основных элементов установки является ротор 1, который представляет собой цилиндрический вал с турбиной, изготовленной совместно с валом. Ротор опирается на два радиальных подшипника 2, являющихся объектами исследования. Подшипники имеют подвод сжатого воздуха. Давление наддува  $P_s$  фиксируется манометрами 3. Перемещение вала от оси фиксируется механическими индикаторами часового типа 4, установленными на валу.

Эксперимент начинался при отсутствии наддува и вращения ротора. В этом случае газовый слой отсутствует и ротор лежит на поверхности втулки подшипника. Это «нулевое» положение ротора, относительно которого индикаторами фиксируется его перемещение. «Нулевое» положение соответствует максимальному эксцентриситету  $e_{max}$ , поскольку ротор от этого положения может перемещаться только вверх.

Измерение перемещения ротора от этого положения на некоторую величину  $A$  позволяет определить текущее значение эксцентриситета (рис. 2):

$$e = e_{max} - A = c - A . \tag{1}$$

При изменении положения вала, манометрами фиксируется давление наддува  $P_s$ .

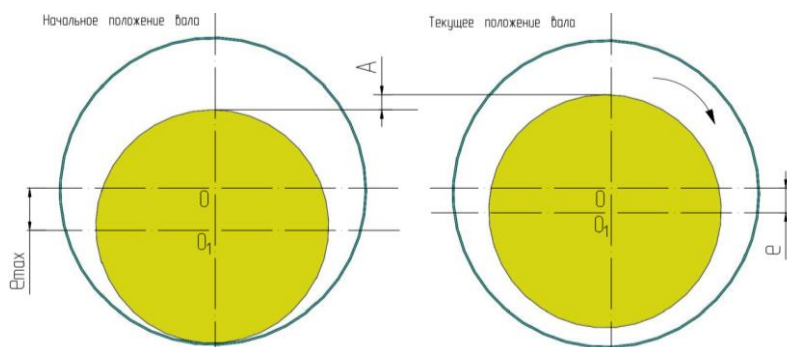


Рис. 2. Схема определения текущего значения эксцентриситета

### Описание конструкции экспериментальной установки

Основой экспериментальной установки (рис. 3) служит массивный фундамент, выполненный из швеллера и смонтированный на металлическом основании. На фундамент при помощи болтов крепится корпус, в котором располагается радиальный подшипник (этот подшипник является объектом исследования).

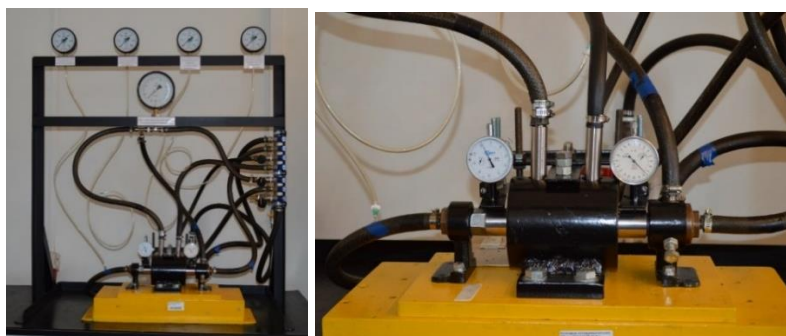
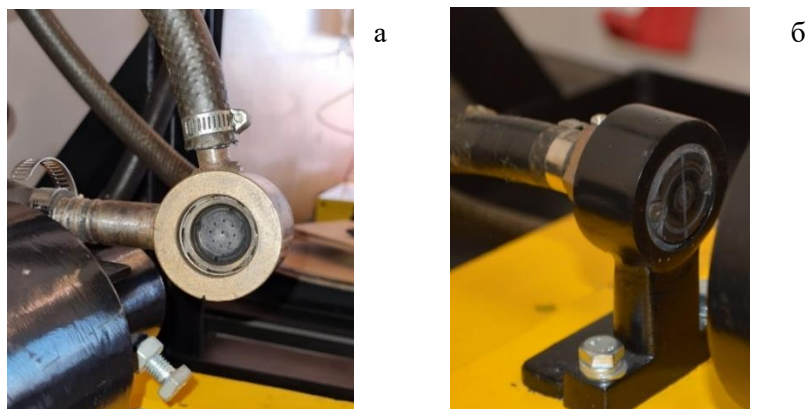


Рис. 3. Общие виды установки

Упор вала обеспечивается опорно-упорными подшипниками с левой и с правой стороны, которые смонтированы на фундамент. Правый осевой подшипник расположен в корпусе, к которому подводится сжатый воздух через питатели (рис. 4а).

Сжатый воздух через щели соплового аппарата (рис. 4а) подается на лопатки малоразмерной турбины, выполненные на одном валу с ротором. Левый упорный подшипник, имеет графитовую поверхность с питателями, к которым подводится сжатый воздух (рис. 4б).



**Рис. 4. Опорно-упорные подшипники:**

**а – правый осевой подшипник с сопловым аппаратом; б – левый осевой подшипник**

Для обеспечения герметичности соединений в экспериментальной установке предусмотрены уплотнения.

### **Роторы**

Ротор представляет собой стальной вал цилиндрической формы с насаженным на него колесом турбины (рис. 5). Ротор опирается на подшипники с газовой смазкой.

Вал изготовлен из стали 38ХМЮА и азотирован на глубину  $(0,2-0,4) \cdot 10^{-3}$  м до твердости HRCэ 54–55. Шероховатость поверхности вала  $Ra = 0,08$  мкм.

Масса и диаметр ротора, участвующего в эксперименте, представлены в таблице.



**Рис. 5. Экспериментальный ротор**

Характеристика экспериментального ротора: номер вала – 9, диаметр вала, м – 0,034910, масса вала, кг – 0,676.

Ротор устанавливается в радиальный подшипник с наддувом сжатого воздуха. С правой и левой стороны вал упирается на опорные подшипники. Ротор приводится во вращение сжатым воздухом, который поступает на малоразмерную турбину. Для балансировки ротора с обеих сторон выполнены по 12 отверстий М4.

### **Подшипники с наддувом воздуха**

Радиальный подшипник представляет собой обойму, в которой расположены вкладыши подшипника с отверстиями для наддува сжатого воздуха (рис. 6). Вкладыши выполнены

из углерадита марки АГ 1500 Б83 и приклеены к обойме клеем на основе эпоксидных смол ГОСТ 10587-72.



Рис. 6. Радиальный подшипник с наддувом воздуха

### Результаты исследования

По итогам эксперимента получена зависимость эксцентриситета от давления наддува при постоянной нагрузке, определяемой массой ротора.

На рис. 7 показаны результаты эксперимента в виде отдельных точек (1), средней арифметической экспериментальных значений (4), а также расчетная (теоретическая) кривая этой зависимости, полученная с помощью разработанной программы [2, 3, 6]. Как видно из рисунка, максимальное расхождение между теоретическими и экспериментальными результатами (средним арифметическим значением) наблюдается при малых значениях давления наддува и достигает 20%. Относительная погрешность измерения эксцентриситета изменяется в пределах от 12 до 40%.

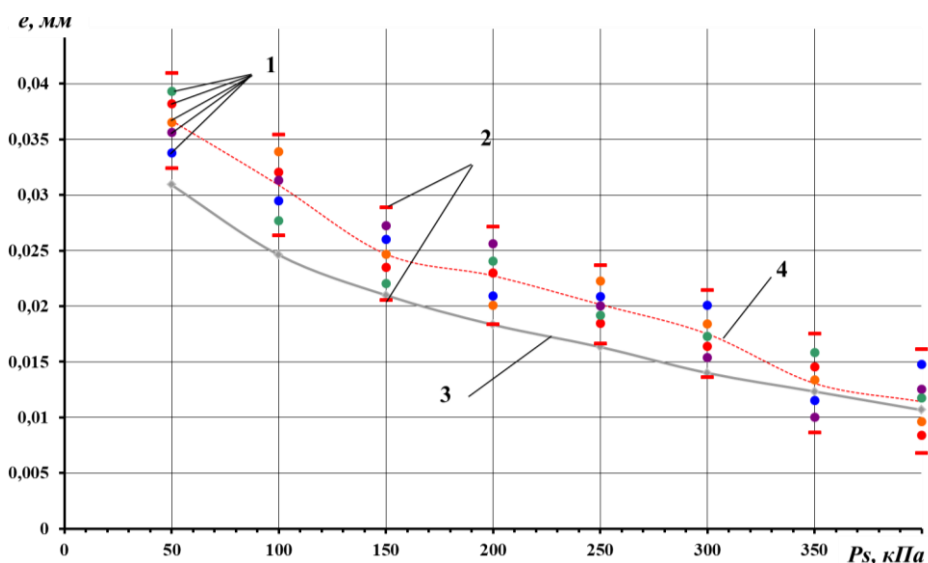


Рис. 7. Зависимость эксцентриситета от давления наддува:

- 1 – экспериментальные данные; 2 – границы доверительного интервала ( $\alpha = 0,95$ );
- 3 – расчетные значения эксцентриситета; 4 – среднее арифметическое значение

На основании того, что исследуемые кривые получены для одной и той же нагрузки на подшипник, можно сделать вывод, что предложенная математическая модель несколько завышает несущую способность рассчитываемой опоры. Например, при  $P_s=100$  кПа теоретическое значение эксцентриситета равно 0,025 мм., в то время как экспериментальное (среднее арифметическое) значение эксцентриситета равно 0,031 мм. Таким образом, эксперимент показывает, что для поддержания заданной нагрузки на практике минимальный смазочный слой должен быть меньше, чем показывает теоретический расчет. Для одного и того

же значения минимального рабочего слоя теоретическая несущая способность выше, чем полученная экспериментально.

В основном можно сделать вывод о том, что теоретические и экспериментальные результаты достаточно хорошо согласуются друг с другом.

Расхождение результатов можно объяснить принятыми в математической модели допущениями, а также отклонениями режимных и геометрических параметров экспериментальной установки от расчетных. Здесь можно отметить отклонения формы подшипников и вала от цилиндрической формы, неравномерность в распределении подаваемого сжатого воздуха по смазочному зазору. Следует отметить, что определенное влияние на проведение эксперимента и его результаты оказывал тот факт, что вал опирается на два подшипника. Полученные результаты измерения на первом и втором подшипниках отличаются друг от друга. Это указывает на некоторое отличие в несущей способности этих опор, что приводит к появлению угла наклона вала к осям подшипников (перекосу вала) и искажает результаты эксперимента. Сделан вывод, что для решения поставленных задач в рамках настоящего исследования более подходящей была бы установка, состоящая из одного подшипника и короткого вала, опирающегося на него.

### Заключение

В процессе эксперимента удалось подтвердить адекватность результатов, получаемых с помощью предлагаемой математической модели и составленной на ее основе программы. Расхождение результатов между теоретическими и экспериментальными данными находятся в пределах математических допущений.

В итоге сделан вывод, что инженерная методика расчета радиальных гибридных подшипников с профилированием рабочих поверхностей клиновидными участками, основанная на математической модели и составленным на ее основе программным комплексом, показывает адекватные результаты и позволяет проводить проектирование исследуемых опор.

Все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.  
Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булат М.П., Продан Н.В. Оптимизация сегментного гибридного газостатического подшипника // Теоретические и прикладные аспекты современной науки. 2015. № 8-3. С. 15–22.
2. Грибиниченко М.В., Куренский А.В., Куценко Н.В., Гладкова Н.А. Расчетная схема радиального лепесткового гибридного подшипника // Морские интеллектуальные технологии. 2014. № 3(25). С. 30–35.
3. Грибиниченко М.В., Куценко Н.В., Нитяговский А.В. Методика расчета радиального гибридного лепесткового подшипника с газовой смазкой высокоскоростных агрегатов судовой энергетики // Проблемы транспорта Дальнего Востока: доклады научно-практической конференции. 2017. № 2(2). С. 361–366.
4. Ильина Т.Е., Пронин В.А. Предпосылки применения газостатических подшипников в винтовых компрессорах // Вестник МАХ. 2015. № 3. С. 39–44.
5. Куренский А.В. Повышение несущей способности осевых гибридных лепестковых подшипников с газовой смазкой судовых турбомашин: дисс. ... канд. техн. наук. Владивосток, 2012. 168 с. <https://viewer.rusneb.ru/ru/rsl01005047508?page=1&rotate=0&theme=white> (дата обращения: 29.09.2021).
6. Куценко Н.В., Грибиниченко М.В. Численный эксперимент по исследованию свойств радиального гибридного лепесткового подшипника с газовой смазкой для судовых турбомашин // Труды Крыловского государственного научного центра. 2018. № S1. С. 157–162.
7. Румянцев М.Ю., Захаров Н.Е., Сигачев С.И. Применение лепестковых газодинамических подшипников в турбогенераторных агрегатах малой мощности // Известия МГТУ. 2014. № 4(22). С. 61–68.
8. Самсонов А. И. Подшипники с газовой смазкой для турбомашин: монография. Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2009. 292 с.

Original article

<https://doi.org/10.24866/2227-6858/2021-4/21-27>

Kutsenko N., Gribinichenko M., Nityagovsky A.

NATALIA V. KUTSENKO, Senior Lecturer, [kutcenko.nv@dvfu.ru](mailto:kutcenko.nv@dvfu.ru)

MATVEY V. GRIBINICHENKO, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, [gribinichenko.mv@dvfu.ru](mailto:gribinichenko.mv@dvfu.ru)

ANDREY V. NITYAGOVSKY, Postgraduate Student, [nityagovskii.av@dvfu.ru](mailto:nityagovskii.av@dvfu.ru)

Polytechnic Institute

*Far Eastern Federal University*

Vladivostok, Russia

### **Comparative analysis of the results of numerical and physical experiments on study of gas-lubricated radial bearing properties**

**Abstract:** The article presents the results of physical experiments of approving the theoretical model which accounts for results of numerical modelling of the bearing capacity of gas-lubricated radial bearings. The description of the experimental stand and the methodology of the experiment are given. The results are presented in the form of curves showing the dependence of the eccentricity of the shaft axis (trunnion) from boost pressure.

**Keywords:** radial bearing, bearing capacity, gas lubrication, model, numerical and physical experiment

**For citation:** Kutsenko N., Gribinichenko M., Nityagovsky A. Comparative analysis of the results of numerical and physical experiments on study of gas-lubricated radial bearing properties. FEFU: School of Engineering Bulletin. 2021;(49):21-27. (In Russ.). <https://doi.org/10.24866/2227-6858/2021-4/21-27>

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

The authors declare no conflicts of interests.

#### REFERENCES

1. Bulat M., Prodan N. Optimization of segmental hybrid gas-static bearing. Theoretical and applied aspects of modern science. 2015;8(3):15-22.
2. Gribinichenko M., Kurenskiy A., Kutsenko N., Gladkova N. Calculation scheme of the radial petal hybrid bearing. *Marine Intelligent Technologies*. 2014;3(25):30-35.
3. Gribinichenko M., Kutsenko N., Nityagovskiy A. Calculation methodology of radial hybrid petal bearing with gas lubrication of high-speed units of ship energy. *Problems of transport of the Far East. Papers of scientific and practical conference*. 2017;2(2):361-366.
4. Ilyina T., Pronin V. Prerequisites for gas-static bearings in screw compressors. *Vestnik MAH*. 2015;3:39-44.
5. Kurenskiy A. Increasing the bearing capacity of axial hybrid petal bearings with gas lubrication of ship turbomachines. Vladivostok, 2012. 168 p. URL: <https://viewer.rusneb.ru/ru/rsl01005047508?page=1&rotate=0&theme=white> – 29.09.2021.
6. Kutsenko N., Gribinichenko M. Numerical experiment to study the properties of the radial hybrid petal bearing with gas lubrication for ship turbomachines. *Proceedings of the Krylov State Scientific Center*. 2018;S1:157-162.
7. Rumyantsev M., Zaharov N., Sigachev S. Application of petal gas dynamic bearings in low-power turbogenerator units. *Proceedings of MSTU*. 2014;4(22):61-68.
8. Samsonov A. Gas-lubricated bearings for turbomachines: monograph. Vladivostok: Publishing house DVG TU, 2009. 292 p.