

Научная статья

УДК 629.5.015.5

<https://doi.org/10.24866/2227-6858/2024-4/75-89>

Влияние параметров гибридных газовых подшипников судовых турбогенераторов на изменение критических частот вращающегося в них ротора

Андрей Валерьевич Нитяговский¹, Матвей Валерьевич Грибиниченко²,
Юрий Алексеевич Лапин^{2,✉}, Андрей Мусавинович Ханнанов²

¹ АО «Атомэнергомаш», Москва, Российская Федерация

² Дальневосточный федеральный университет, Владивосток, Российская Федерация

✉ lapin.iaa@dvfu.ru

Аннотация. В статье рассмотрено численное исследование критических частот системы «ротор – газовые гибридные подшипники» при изменении газодинамических параметров подшипников. Исследовалось изменение критической частоты системы при варьировании относительной протяжённости клиновидного участка, количества клиновидно-равномерных участков, относительной максимальной глубины клиновидных участков и числа сжимаемости. Приведены результаты исследования в виде графических зависимостей. На основе полученных результатов составлены рекомендации по изменению критических частот системы «ротор – гибридные газовые подшипники» при малом изменении несущей способности подшипников. Полученные результаты позволяют повысить точность расчётов критических частот турбогенераторов на газовых гибридных подшипниках и повысить их эксплуатационную надёжность.

Ключевые слова: газовые гибридные подшипники, динамика роторов, критические частоты, свободные колебания, численное исследование

Для цитирования: Нитяговский А.В., Грибиниченко М.В., Лапин Ю.А., Ханнанов А.М. Влияние параметров гибридных газовых подшипников судовых турбогенераторов на изменение критических частот вращающегося в них ротора // Вестник Инженерной школы Дальневосточного федерального университета. 2024. № 4(61). С. 75–89.

SHIP POWER PLANTS AND THEIR ELEMENTS (MAIN AND AUXILIARY)

Original article

The influence of the parameters of hybrid gas bearings of marine turbogenerators on the change in the critical frequencies of the rotor rotating in them

Andrei V. Nityagovsky¹, Matvey V. Gribinichenko², Yuriy A. Lapin^{2,✉}, Andrey M. Hannanov²

¹ JSC “Atomenergomash”, Moscow, Russian Federation

² Far Eastern Federal University, Vladivostok, Russian Federation

✉ lapin.iaa@dvfu.ru

Abstract. The article considers a numerical study of the “rotor – gas hybrid bearings” system critical frequencies when changing the bearings gas dynamic parameter. The change in the system critical frequency was studied when varying the wedge-shaped section relative length, the wedge-shaped uniform sections number, the wedge-shaped sections relative maximum depth and the compressibility number. The study results are presented in the graphical dependencies form. Based on the results obtained, recommendations have been made for changing the critical frequencies of the “rotor – hybrid gas bearings” system with a small change in bearing

load capacity. The results obtained make it possible to increase the critical frequencies calculations accuracy of turbomachinery on gas hybrid bearings and increase their operational reliability.

Keywords: hybrid gas bearings, rotordynamics, critical frequencies, free vibrations, numerical study

For citation: Nityagovsky A.V., Gribinichenko M.V., Lapin Yu.A., Hannanov A.M. The influence of the parameters of hybrid gas bearings of marine turbogenerators on the change in the critical frequencies of the rotor rotating in them. *FEFU: School of Engineering Bulletin*, 2024, no. 4(61), pp. 75–89. (In Russ.).

Введение

Настоящая статья является частью диссертационного исследования, направленного на повышение эксплуатационной надёжности судовых турбогенераторов с гибридными газовыми подшипниками путём учёта влияния параметров подшипников на критические частоты системы «ротор – гибридные газовые подшипники». Под критическими частотами в данной работе понимаются резонансы со свободными поперечными колебаниями системы «ротор – подшипники».

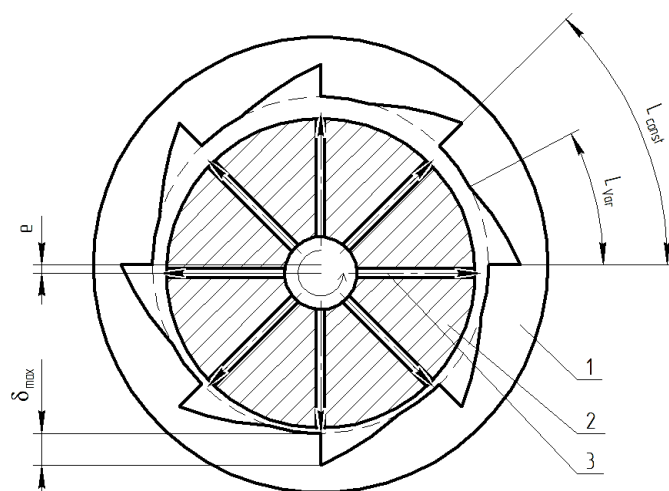
Применение подшипников с газовой смазкой в судовом машиностроении позволяет получить ряд преимуществ. В их число входят: повышение ресурса за счёт снижения трения в подшипнике, отсутствие необходимости в смазке подшипников, уменьшение габаритов механизма за счёт более высокой частоты вращения. Ввиду малой несущей способности газового слоя рабочая частота вращения механизмов с газовыми подшипниками значительно выше, чем у механизмов с масляными подшипниками. В результате этого возрастает риск работы турбомеханизма на критических частотах или вблизи от них [1]. Проблемой динамики роторов на газовых опорах занимаются различные коллективы и учёные. Исследованием динамики роторов на газовых подшипниках занимаются исследователи Центрального института авиационного машиностроения (ЦИАМ) [13, 14, 15], Балтийского государственного технического университета [16]. Одним из наиболее перспективных типов газовых подшипников являются гибридные газовые подшипники, сочетающие в себе газостатический и газодинамический принципы создания несущей способности смазочного слоя. Известно применение подшипников данного типа в мощных и тяжёлых установках [17].

Проектирование гибридных газовых подшипников с учётом их влияния на критические частоты – сложная задача, так как незначительные изменения его конструктивных и режимных параметров приводят к значительным изменениям несущей способности подшипника. В различных работах, направленных на изучение динамики роторов, в качестве характеристик подшипниковых опор, влияющих на критические частоты, используется жёсткость (податливость) подшипников и корпусных конструкций [2, 3, 4]. При проектировании гибридных газовых подшипников такой подход неудобен, так как жёсткость подшипников определяется на последнем этапе их проектирования [5]. Проблемой также является нелинейная жёсткость подшипников [13, 18]. В результате проектировщик может потратить значительное время на подбор параметров подшипника, при которых обеспечивается необходимая несущая способность и конечная жёсткость подшипника. Изучение влияния различных параметров газовых гибридных подшипников на изменение критических частот вращающегося в них ротора по отдельности позволит упростить процесс проектирования гибридных газовых подшипников. В некоторых зарубежных работах рассматривается влияние давления наддува в подшипнике на изменение критических частот [6]. Изменение жёсткости смазочного слоя только за счёт изменения давления наддува не всегда удобно или вообще возможно. От этого параметра в значительной мере зависит несущая способность подшипника, и его величина имеет оптимальное значение. Всё это делает исследование влияния параметров подшипников на критические частоты вращения системы «ротор – гибридные газовые подшипники» актуальной задачей. Для возможности проведения такого исследования была составлена математическая модель и расчётная программа [7, 9, 11]. Верификация получаемых при помощи составленной программы была выполнена путём проведения физического эксперимента и сравнения расчётных и экспериментальных данных [8].

Целью настоящей работы является проведение численного эксперимента, направленного на изучение влияния параметров подшипников на критические частоты вращения системы «ротор – гибридные газовые подшипники». Получение таких зависимостей позволит проектировать гибридные газовые подшипники более точно, уменьшая риск появления критической частоты близко к рабочей частоте вращения ротора. Это положительно скажется на эксплуатационной надёжности судовых турбогенераторов с такими подшипниками.

Краткое описание конструкции исследуемых гибридных газовых подшипников

Рассматриваемые гибридные опоры [10], совмещающие в себе свойства газодинамических и газостатических подшипников, имеют профилирование клиновидными участками, которые совместно с серповидным зазором в радиальном подшипнике обеспечивают возникновение газодинамического эффекта при относительном движении рабочих поверхностей. Конструкция газового гибридного подшипникового узла показана на рисунке (рис.1).



**Рис. 1. Расчётная схема газового гибридного подшипника:
1 – вкладыш подшипника; 2 – вал ротора; 3 – газовые питатели**

Fig. 1. Calculation model of the hybrid gas bearing: 1 – bearing insert; 2 – rotor shaft; 3 – gas feeders

На рис. 1 показаны следующие параметры подшипника:

e – эксцентриситет вала ротора при работе подшипника;

δ_{max} – максимальная глубина клиновидного участка;

L_{const} – общая протяжённость клиновидно-равномерного участка (постоянная);

L_{var} – протяжённость профилированного участка (изменяемая).

Газостатическая составляющая несущей способности подшипника реализована за счёт воздуха, подаваемого в подшипник через питатели под давлением. Газодинамическая составляющая несущей способности имеет место за счёт создания воздушного клина при вращении подшипника.

Краткое описание математической модели

Исследуемая математическая модель состоит из двух основных частей. Первая часть моделирует гибридный газовый подшипник, вторая – динамику ротора на податливых опорах.

Краткое описание математической модели, моделирующей гибридный газовый подшипник [9,10,11].

Входящими данными в эту модель являются конструкция и режим работы подшипникового узла, параметры газа, нагрузка на подшипник. Основной выходной характеристикой в этой модели является жёсткость опор, так как именно она в большей степени влияет на частоту собственных колебаний ротор – подшипники.

Модель описывает течение газа в смазочном слое подшипника. Результатом расчёта является поле распределения давления в смазочном слое. Далее определяются интегральные характеристики газа: несущая способность и жёсткость смазочного слоя.

Применяется численное решение уравнения Рейнольдса для газодинамических подшипников (1), поэтому рабочая поверхность разбивается сеткой, образованной линиями, проходящими вдоль оси подшипника (линии имеют индекс k), и линиями, образованными сечениями плоскостей, перпендикулярных оси подшипника (индекс i). Уравнение представлено в относительных величинах.

$$\begin{aligned} \bar{P}_{i,k} = & \frac{\Delta\theta^2(\bar{P}_{i+1,k} + \bar{P}_{i-1,k}) + \lambda^2\Delta\bar{x}^2(\bar{P}_{i+1,k} + \bar{P}_{i-1,k})}{2(\theta^2 + \lambda^2\Delta\bar{x}^2)} + \\ & + \frac{3\Delta\theta^2(\bar{P}_{i+1,k} - \bar{P}_{i-1,k})(\bar{h}_{i+1,k} - \bar{h}_{i-1,k})}{8\bar{h}_{i,k}(\theta^2 + \lambda^2\Delta\bar{x}^2)} + \frac{3\lambda^2\Delta\bar{x}^2(\bar{P}_{i,k+1} - \bar{P}_{i,k-1})(\bar{h}_{i,k+1} - \bar{h}_{i,k-1})}{8\bar{h}_{i,k}(\theta^2 + \lambda^2\Delta\bar{x}^2)} - \\ & - \frac{\chi\lambda^2\Delta\bar{x}^2\Delta\theta}{2\bar{h}_{i,k}^3(\theta^2 + \lambda^2\Delta\bar{x}^2)} \left[\frac{\bar{h}_{i,k}}{2\sqrt{\bar{P}_{i,k}}} (\bar{P}_{i,k+1} - \bar{P}_{i,k-1}) + \sqrt{\bar{P}_{i,k}} (\bar{h}_{i,k+1} - \bar{h}_{i,k-1}) \right], \end{aligned} \quad (1)$$

где $\bar{P} = \frac{P^2}{P_a^2}$ – относительное давление;
 P – давление в смазочном слое;
 P_a – давление окружающей среды;
 $\Delta\theta$ – угловое расстояние между линиями сетки k ;
 $\Delta\bar{x} = \frac{\Delta x}{L}$ – относительное расстояние между линиями сетки i ;
 Δx – расстояние между линиями сетки i ;
 L – длина вкладыша подшипника;
 $\lambda = \frac{L}{R}$ – относительная длина подшипника;
 χ – число сжимаемости (14);
 $\bar{h}_{i,k} = \frac{h_{i,k}}{c}$ – относительный зазор;
 $h_{i,k}$ – местный зазор в подшипнике;
 c – конструктивный радиальный зазор в подшипнике.

В двух местах смазочного слоя давление определяется иначе.

На границах (кромках) вкладыша давление принимается равным давлению окружающей среды, а относительное давление $\bar{P}=1$.

На кромках питателей давление определяется по формулам (2–4).

$$\bar{P}_{i,k} = \frac{2}{3}(\bar{P}_{i-1,k} + \bar{P}_{i+1,k}) - \frac{1}{6}(\bar{P}_{i-2,k} + \bar{P}_{i+2,k}) + \frac{F_n A \lambda \Delta\bar{x}}{\bar{h}_{i,k}^3} B_{i,k}, \quad (2)$$

$$A = \frac{4\mu a_p N_n P_s \sqrt{k P_s \rho_s \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}}{P_a^2 \rho_s c}, \quad (3)$$

$$B_{i,k} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \left[\left(\frac{\bar{P}_{i,k}}{\bar{P}_s}\right)^{\frac{1}{k}} - \left(\frac{\bar{P}_{i,k}}{\bar{P}_s}\right)^{\frac{k+1}{2k}} \right]}, \quad (4)$$

где $F_n = \bar{d}_n \bar{h}_{i,k}$ при $\bar{h}_{i,k} < \bar{d}_n/4$;
 $F_n = \frac{\bar{d}_n^2}{4}$ при $\bar{h}_{i,k} > \bar{d}_n/4$;

μ – динамическая вязкость газа;
 P_s – давление наддува;
 ρ_s – плотность газа.

Для критического режима истечения газа величина $B_{i,k}=1$. Неуказанные обозначения в формулах (2–4) соответствуют обозначениям в формуле (1).

Величина $h_{i,k}$, входящая в формулу (1), для профилированного подшипника с учётом зазора определяется из геометрии подшипникового узла, и её расчёт в данной работе не приводится.

Несущая способность определяется как сумма главных векторов сил давления на линию оси координат r и y (5).

$$\begin{aligned} F_y &= \int_0^{2\pi R} \int_0^L PS \cos(\varphi_k), \\ F_r &= \int_0^{2\pi R} \int_0^L PS \sin(\varphi_k), \\ W &= \sqrt{F_y^2 + F_r^2}, \end{aligned} \quad (5)$$

где $S = \Delta x \Delta z$ – площадь ячейки;

$\Delta z = \frac{2\pi R}{\Delta \theta}$ – линейное представление углового расстояния между линиями k ;

$P = \frac{P_{i,k} + P_{i+1,k} + P_{i,k+1} + P_{i+1,k+1}}{4}$ – давление, действующее на площадь одной ячейки расчётной сетки.

Жёсткость смазочного слоя выражается как отношение изменения несущей способности смазочного слоя к изменению эксцентриситета, которое привело к изменению несущей способности (6):

$$K = \frac{dW}{de}. \quad (6)$$

Краткое описание математической модели, моделирующей динамику ротора [7]

Входящими данными в модель являются конструкция и частота вращения ротора, количество и жёсткость опор. Выходные данные – частоты и формы свободных поперечных колебаний системы «ротор – опоры».

Модель позволяет рассчитывать частоты и формы свободных поперечных колебаний ротора для любого числа опор n , участков l и сосредоточенных масс s . Расчётная дискретная схема моделируемого ротора представлена на рис. 2.

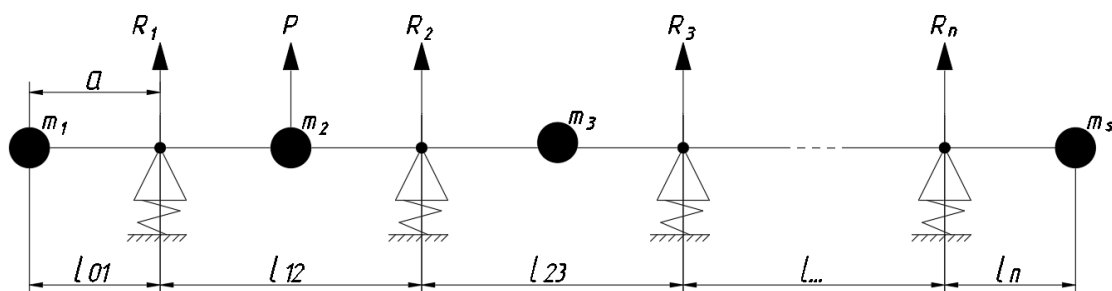


Рис. 2. Расчётная схема моделируемого ротора

Fig. 2. Calculation scheme of the simulated rotor

Для определения собственных частот и форм колебаний балки с s массами $m_1, m_2, \dots, m_s$ составляется система уравнений движения (7) с помощью метода сил [7]:

$$\begin{aligned} y_1 &= -m_1 y_1 \delta_{11} - m_2 y_2 \delta_{12} - \dots - m_s y_s \delta_{1s}, \\ y_2 &= -m_1 y_1 \delta_{21} - m_2 y_2 \delta_{22} - \dots - m_s y_s \delta_{2s}, \\ y_s &= -m_1 y_1 \delta_{s1} - m_2 y_2 \delta_{s2} - \dots - m_s y_s \delta_{ss}, \end{aligned} \quad (7)$$

где $m_1 \dots m_s$ – массы ротора;
 $y_1 \dots y_s$ – перемещения ротора в точках приложения масс;
 $m_1 y_1 \dots m_s y_s$ – силы инерции в точках приложения масс;
 $\delta_{11} \dots \delta_{ss}$ – податливость ротора в точках приложения масс, определяются геометрией ротора и жёсткостью опор.

Решение системы уравнений (7) принимается в виде:

$$y_i = A_i \sin(kt + \alpha), \quad (8)$$

где A_i – амплитуда колебаний ротора в точках приложения масс;
 k – угловая скорость ротора;
 α – начальная фаза колебаний.

Подставляя (8) в (7), получаем систему уравнений следующего вида:

$$\begin{aligned} A_1(m_1 \delta_{11} k^2 - 1) + A_2 m_2 \delta_{12} k^2 + \dots + A_s m_s \delta_{1s} k^2 &= 0, \\ A_1 m_1 \delta_{21} k^2 + A_2(m_2 \delta_{22} k^2 - 1) + \dots + A_s m_s \delta_{2s} k^2 &= 0, \\ A_1 m_1 \delta_{s1} k^2 + A_2 m_2 \delta_{s2} k^2 + \dots + A_s(m_s \delta_{ss} k^2 - 1) &= 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Решение системы уравнений (9) находят, приравнявая определитель системы нулю, то есть решая уравнение вида (10):

$$\Delta(k^2) = \begin{vmatrix} m_1 \delta_{11} k^2 - 1 & m_2 \delta_{12} k^2 & \dots & m_s \delta_{1s} k^2 \\ m_1 \delta_{21} k^2 & m_2 \delta_{22} k^2 - 1 & \dots & m_s \delta_{2s} k^2 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ m_1 \delta_{s1} k^2 & m_2 \delta_{s2} k^2 & \dots & m_s \delta_{ss} k^2 - 1 \end{vmatrix} = 0. \quad (10)$$

Результатом решения уравнения (10) является s значений k^2 , определяющих частоту свободных колебаний системы. Подставляя эти значения в уравнение (9) и выражая амплитуды колебаний A через относительную величину ($a_i = \frac{A_i}{A_s}$), определяются относительные амплитуды колебаний, характеризующие формы свободных колебаний системы.

Подтверждение адекватности получаемых при помощи описанной модели результатов представлено в [8]. В работе исследовалась модель четырёхопорного ротора, моделирующего генератор с приводом от микротурбины (рис. 3). В ходе расчёта данной установки было определено, что частота свободных поперечных колебаний первой формы ротора на газовых гибридных подшипниках отличается от частоты свободных поперечных колебаний первой формы ротора на абсолютно жёстких опорах в 0,49 раз, второй формы – в 0,33 раза. Относительные амплитуды колебаний четырёхопорного ротора (рис. 4) на гибридных газовых подшипниках близки по форме к относительным амплитудам двухопорного ротора на податливых опорах (рис. 5). Это говорит о малой жёсткости смазочного слоя газовых подшипников по отношению к жёсткости ротора.

Порядок проведения численного эксперимента

При проведении численного эксперимента исследовалось изменение величины относительных частот свободных колебаний системы «ротор – гибридные газовые подшипники» при изменении режимных и конструктивных параметров гибридных газовых подшипников. Под относительной частотой свободных колебаний понимается величина, равная отношению частоты свободных колебаний ротора на податливых опорах к частоте свободных колебаний ротора на абсолютно жёстких опорах (11). Это позволяет применять результаты данного исследования к различным турбомашинам.

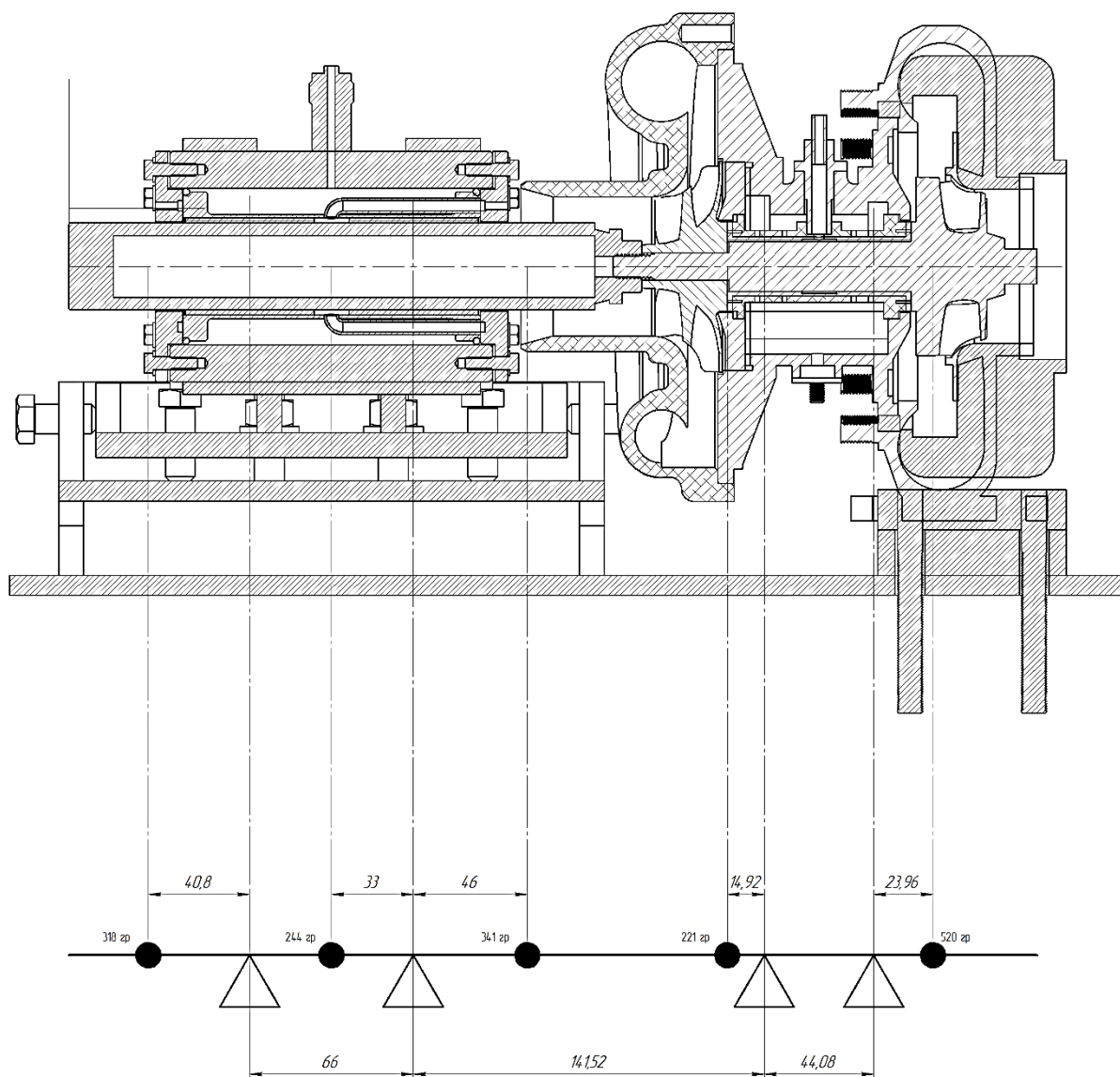


Рис. 3. Модель экспериментальной установки

Fig. 3. Experimental plant model

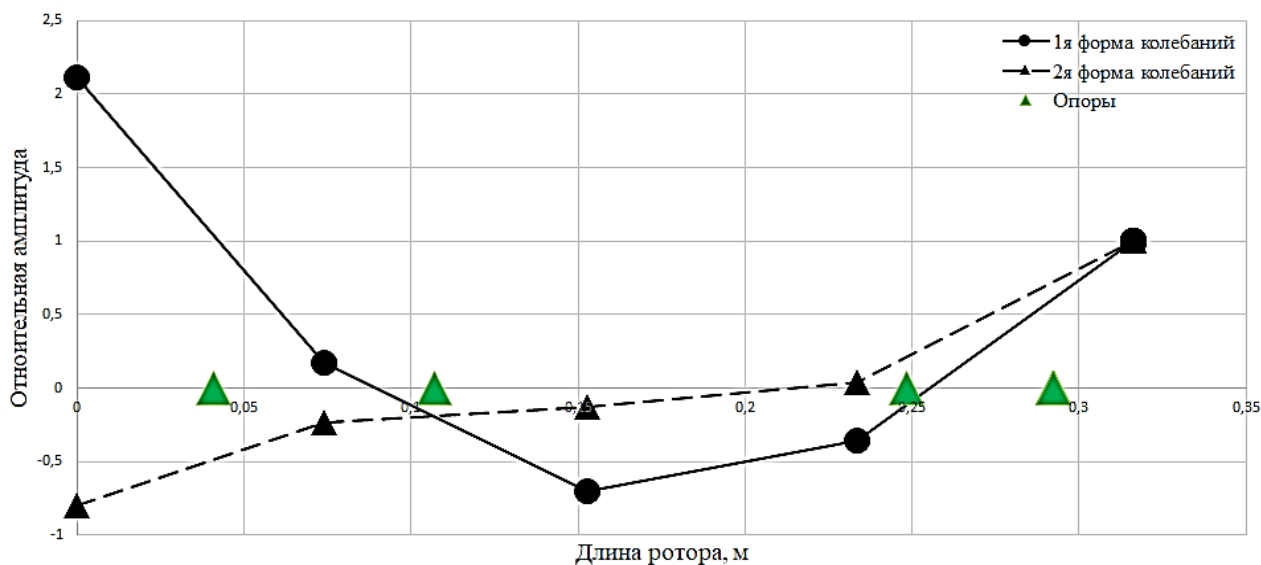


Рис. 4. Формы колебаний ротора экспериментальной установки

Fig. 4. Experimental plant rotor vibration modes

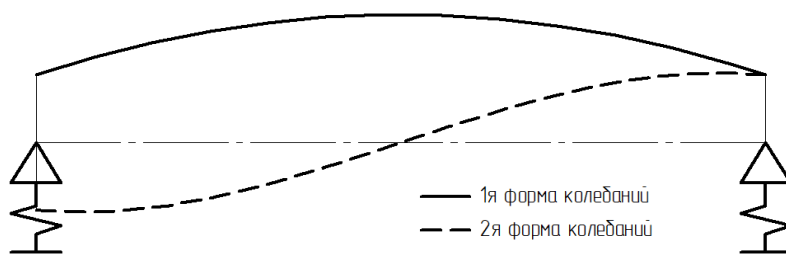


Рис. 5. Формы колебаний двухопорного ротора на податливых опорах

Fig. 5. Two bearing rotor vibration modes

$$\bar{f} = \frac{f_{\Pi}}{f_{\text{ж}}} , \quad (11)$$

где f_{Π} – частота свободных колебаний ротора на податливых опорах;

$f_{\text{ж}}$ – частота свободных колебаний ротора на абсолютно жёстких опорах.

Под податливой опорой подразумевается опора, обладающая конечной податливостью (жёсткостью), что отличает её от абсолютно жёсткой (бесконечно жёсткой).

Предварительный анализ математической модели показал, что наибольшее изменение частоты свободных колебаний системы «ротор – гибридные газовые подшипники» происходит при изменении следующих параметров гибридного газового подшипника (рис. 1):

1) относительная протяжённость клиновидного участка:

$$\overline{L_{var}} = \frac{L_{var}}{L_{const}} ; \quad (12)$$

2) количество клиновидно-равномерных участков ψ ;

3) относительная максимальная глубина клиновидного участка:

$$\overline{\delta_{max}} = \frac{\delta_{max}}{cr} , \quad (13)$$

где cr – радиальный зазор в подшипнике;

4) число сжимаемости (число Шейнберга):

$$\chi = \frac{6\mu\omega R^2}{cr^2 P_a} , \quad (14)$$

где μ – динамическая вязкость смазочного слоя;

ω – угловая скорость вала ротора;

R – радиус вкладыша подшипника (по непрофилированным участкам);

cr – радиальный зазор в подшипнике;

P_a – давление наддува.



Рис. 6. Расчётная схема системы «ротор – подшипники»: многодисковый двухопорный ротор

Fig. 6. Calculation model of the «rotor – bearings» system: multi-disc 2-support rotor

Исследовалась модель двухопорного ротора, представленная на рисунке 6. Податливость опор рассматриваемой модели ротора определяется только податливостью газовых подшипников, корпусные конструкции опор приняты абсолютно жёсткими. Результаты, полученные в проведённом численном эксперименте, имеют следующие границы применимости:

1. Тип подшипников – газовые гибридные, с жёсткой опорной поверхностью, лепесткового типа или непрофилированные ($\overline{L_{var}} = 0$).

2. Конструкция ротора – вал цилиндрического или трубчатого сечения, двухопорный, с массами, расположенными между опорами. Двухопорный ротор в составе многоопорного агрегата при условии наличия эластичной муфты между исследуемым ротором и остальным агрегатом.

Применение результатов данной работы на роторы с другим типом газовых подшипников не рекомендуется.

В общем случае ротор имеет множество форм свободных колебаний и критических частот. На практике чаще всего представляют интерес первые три формы собственных колебаний – безузловая, одноузловая, двухузловая. Помимо этого, согласно Правилам классификации и постройки морских судов Российского морского регистра судоходства, роторы судовых турбомеханизмов должны быть «жёсткими», то есть иметь рабочие частоты до первой критической скорости. На практике осуществить это не всегда получается, однако при проектировании судовых турбомеханизмов редко рассматриваются более трёх форм собственных колебаний ротора [12].

При анализе влияния параметров гибридных газовых подшипников на изменение критических частот с 1–3 формами колебаний ротора было выявлено, что для всех трёх форм тенденции качественно одинаковые. Наибольшее количественное изменение критической частоты при изменении параметров подшипника более существенно для безузловой формы колебаний и менее существенно для форм более высоких порядков. В дальнейшем рассматривается только безузловая форма колебаний.

Результаты численного эксперимента

В результате численного эксперимента были получены зависимости величины $\bar{f}$ от $\overline{L_{var}}$ для различных значений ψ , $\overline{\delta_{max}}$ и χ . Результаты приведены на графиках (рис. 7–9).

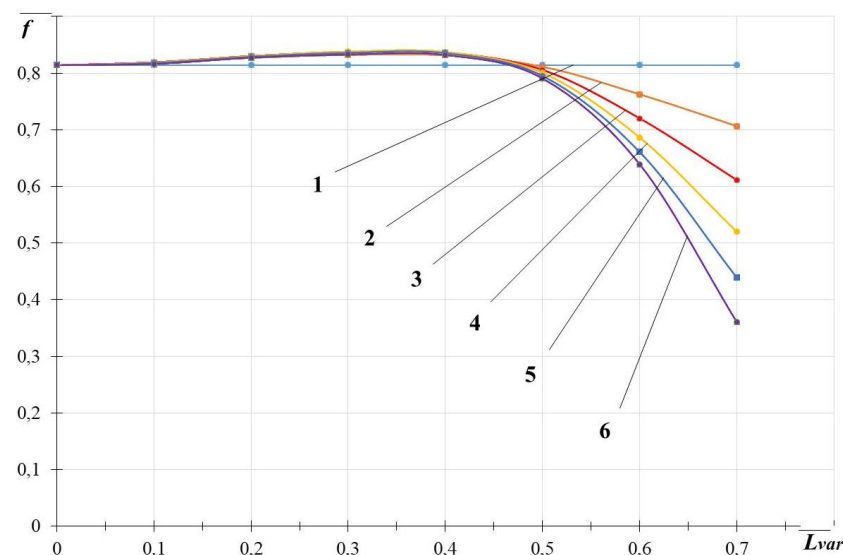


Рис. 7. Зависимость безразмерной частоты колебаний системы от $\overline{L_{var}}$ при $\chi = 33,48$, $\psi = 1$ и различных значениях $\overline{\delta_{max}}$ (безузловая форма колебаний ротора):

1 – $\overline{\delta_{max}} = 0$; 2 – $\overline{\delta_{max}} = 1$; 3 – $\overline{\delta_{max}} = 2$; 4 – $\overline{\delta_{max}} = 3$; 5 – $\overline{\delta_{max}} = 4$; 6 – $\overline{\delta_{max}} = 5$

Fig. 7. System dimensionless oscillation frequency dependence on the $\overline{L_{var}}$ for the $\chi = 33,48$, $\psi = 1$ and different $\overline{\delta_{max}}$ values: 1 – $\overline{\delta_{max}} = 0$; 2 – $\overline{\delta_{max}} = 1$; 3 – $\overline{\delta_{max}} = 2$; 4 – $\overline{\delta_{max}} = 3$; 5 – $\overline{\delta_{max}} = 4$; 6 – $\overline{\delta_{max}} = 5$

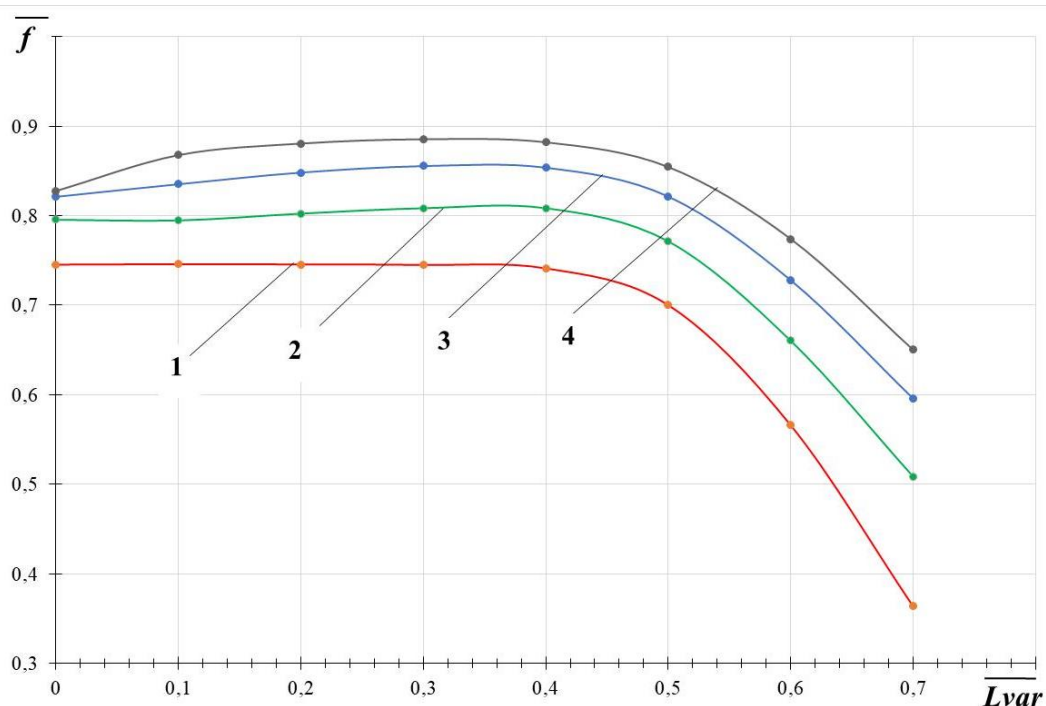


Рис. 8. Зависимость безразмерной частоты колебаний системы от $\overline{L_{var}}$ при $\overline{\delta_{max}} = 2,5$, $\psi = 1$ и различных значениях χ (безузловая форма колебаний ротора):
1 – $\chi = 11,16$; 2 – $\chi = 33,48$; 3 – $\chi = 55,80$; 4 – $\chi = 78,12$

Fig. 8. System dimensionless oscillation frequency dependence on the $\overline{L_{var}}$ for the $\overline{\delta_{max}} = 2,5$, $\psi = 1$ and different χ values: 1 – $\chi = 11,16$; 2 – $\chi = 33,48$; 3 – $\chi = 55,80$; 4 – $\chi = 78,12$

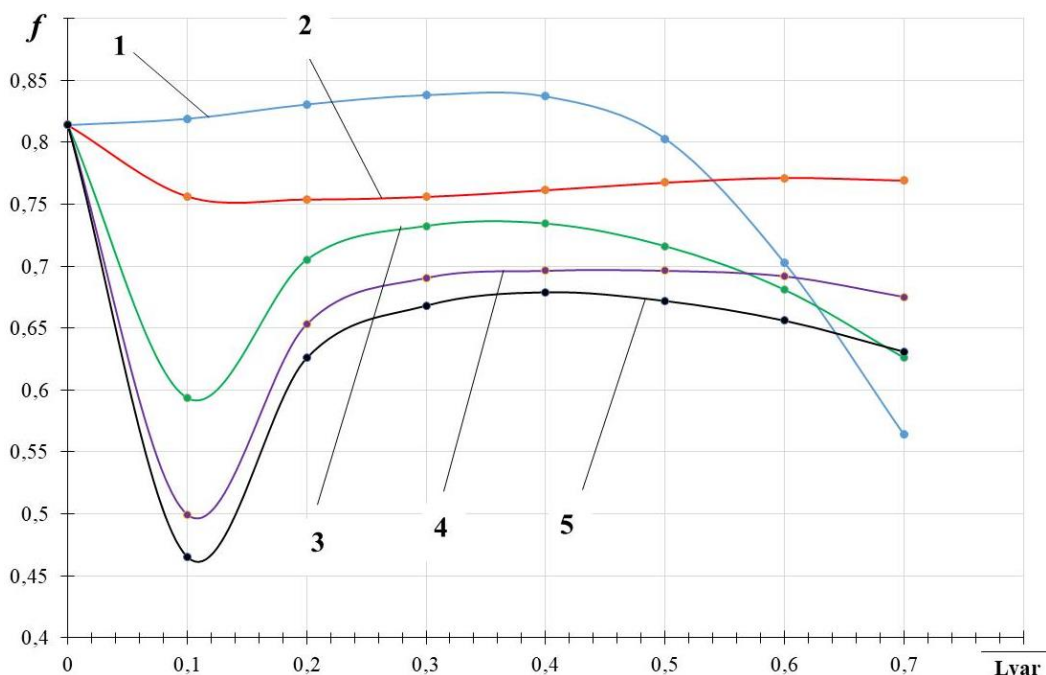


Рис. 9. Зависимость безразмерной частоты колебаний системы от $\overline{L_{var}}$ при $\overline{\delta_{max}} = 2,5$, $\chi = 33,48$ и различных значениях ψ (безузловая форма колебаний ротора):
1 – $\psi = 1$; 2 – $\psi = 2$; 3 – $\psi = 3$; 4 – $\psi = 4$; 5 – $\psi = 5$

Fig. 9. System dimensionless oscillation frequency dependence on the $\overline{L_{var}}$ for the $\overline{\delta_{max}} = 2,5$, $\chi = 33,48$ and different ψ values: 1 – $\psi = 1$; 2 – $\psi = 2$; 3 – $\psi = 3$; 4 – $\psi = 4$; 5 – $\psi = 5$

Число сжимаемости χ характеризует как профилированные, так и непрофилированные подшипники. Для непрофилированного подшипника ($\overline{L_{var}} = 0$) при разном числе сжимаемос-

ти χ относительная частота свободных колебаний имеет различные значения (рис. 8). Кривые зависимостей $\bar{f}$ от $\bar{L}_{var}$ для различной относительной глубины и количества клиновидно-равномерных участков (рис. 7 и рис. 9) выходят из нуля. Это связано с тем, что для непрофилированного подшипника ($\bar{L}_{var} = 0$) количество и глубина клиновидно-равномерных участков не имеет значения.

По полученным зависимостям (рис. 7–9) были сделаны несколько выводов.

Анализ зависимости $\bar{f}$ от $\bar{L}_{var}$ при различных $\bar{\delta}_{max}$ (рис. 7):

- при значениях $\bar{L}_{var}$ больше 0,5 увеличение $\bar{\delta}_{max}$ приводит к значительному изменению значений собственных частот колебаний системы «ротор – подшипники»;
- при значениях $\bar{L}_{var}$ в диапазоне от 0,2 до 0,4 влияние $\bar{\delta}_{max}$ незначительно.

Анализ зависимости $\bar{f}$ от $\bar{L}_{var}$ при различных χ (рис. 8):

- функция линейна либо имеет небольшой рост при значениях $\bar{L}_{var}$ от 0 до 0,4, и после 0,4 начинается резкое падение частоты собственных колебаний;
- при увеличении χ наблюдается увеличение безразмерной собственной частоты колебаний. При значениях χ более 44,64 интенсивность увеличения заметно снижается;
- в диапазоне $\bar{L}_{var}$ от 0,1 до 0,7 кривые имеют практически одинаковую форму, т.е. можно сделать вывод, что функция $\bar{f}$ от $\bar{L}_{var}$ ведёт себя одинаково при различных значениях χ .

Анализ зависимости $\bar{f}$ от $\bar{L}_{var}$ при различных ψ (рис. 9):

- нулевому значению $\bar{L}_{var}$ соответствует непрофилированный подшипник, и с применением профилирования форма кривых резко меняется: резкое падение при ψ от 3 до 5, небольшой рост при $\psi = 1$ и небольшое падение при $\psi = 2$;
- кривая при $\psi = 1$ значительно отличается от других: при $\bar{L}_{var} = 0,1$ безразмерная собственная частота колебаний системы выше, чем у непрофилированного подшипника, и при значениях $\bar{L}_{var}$ больше 0,4 наблюдается резкое падение частоты;
- наиболее стабильная характеристика при $\psi = 2$, в диапазоне $\bar{L}_{var}$ от 0,1 до 0,6 значение безразмерной собственной частоты колебаний изменяется не более чем на 0,03;
- для кривых при ψ от 3 до 5 при значениях $\bar{L}_{var}$ от 0,1 до 0,4 наблюдается заметный рост частоты с экстремумом при $\bar{L}_{var} = 0,3$ –0,4, после которого наблюдается падение частоты колебаний.

Обсуждение результатов

Анализируя результаты, полученные в ходе эксперимента, можно сделать следующие общие выводы.

1. При наличии в подшипнике одного клиновидно-равномерного участка, при изменении его относительной протяжённости в пределах 0–0,5, величина относительной частоты колебаний стабильна. Повышение относительной протяжённости одного клиновидного участка более 0,5 приводит к значительному снижению частоты колебаний системы.
2. При наличии в подшипнике двух клиновидных участков величина относительной частоты колебаний стабильна при любой их относительной длине.
3. При наличии в подшипнике трёх и более клиновидных участков наблюдается резкий провал по частоте колебаний системы при значении суммарной относительной длины участков 0–0,2. При больших значениях относительной длины клиновидных участков частота колебаний системы стабильна.
4. Величина относительной максимальной глубины клиновидного участка влияет на частоту колебаний системы только при значении относительной протяжённости клиновидного участка больше 0,5.
5. Повышение параметра сжимаемости позволяет равномерно повысить частоту колебаний системы при любых значениях относительной протяжённости клиновидного участка.

На основе сделанных выводов предлагаются следующие рекомендации по применению полученных результатов при проектировании гибридных газовых подшипников:

1. Наиболее простой способ изменения конечной жёсткости гибридного газового подшипника – увеличение числа сжимаемости (число Шейнберга). В этот комплексный параметр входят частота вращения и давление наддува, которые позволяют изменить критические частоты системы «ротор – подшипники» без изменения конструкции самого подшипника.

2. Если изменять величины давления наддува и частоты вращения невозможно или нецелесообразно, можно изменить число клиновидно-равномерных участков. Оптимальное количество клиновидно-равномерных участков – 0–2 [9, 10]. Большее количество этих участков приводит к снижению несущей способности подшипника.

3. Так как оптимальные значения для величины относительной длины клиновидных участков в гибридном газовом подшипнике находятся в пределах 0,2–0,4 [9, 10], изменение относительной максимальной глубины клиновидного участка не даст удовлетворительных результатов.

Полученные результаты позволяют более эффективно подбирать параметры газовых гибридных подшипников при их проектировании с учётом их влияния на положение критических частот системы «ротор – подшипники». В результате этого снижается вероятность работы ротора на гибридных газовых подшипниках вблизи критических частот, что повышает эксплуатационную надёжность таких турбоагрегатов.

Заключение

В результате выполненной работы получены зависимости величины относительной частоты безузловой формы свободных колебаний системы «ротор – гибридные газовые подшипники» при изменении газодинамических параметров гибридных газовых подшипников. Полученные зависимости позволяют судить о влиянии этих параметров на жёсткость проектируемых подшипников и критическую частоту системы «ротор – подшипники» при проектировании гибридных газовых подшипников. Определено, что наиболее эффективным способом изменения критической частоты является изменение числа сжимаемости и изменение количества клиновидно-равномерных участков. Полученные данные позволяют повысить точность расчёта гибридных газовых подшипников в отношении частот свободных поперечных колебаний системы «ротор – гибридные газовые подшипники», что повышает эксплуатационную надёжность турбоагрегатов с данными подшипниками.

ВКЛАД АВТОРОВ | CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

А.В. Нитяговский – теоретическая проработка исследования, анализ результатов; М.В. Грибиниченко – постановка цели исследования, анализ данных; Ю.А. Лапин – получение массивов данных, первичная обработка данных; А.М. Ханнанов – получение массивов данных, первичная обработка данных.

A.V. Nityagovskiy – theoretical study, results analysis; M.V. Gribinichenko – setting the research aim, results analysis; Yu.A. Lapin – receiving data arrays, primary data processing; A.M. Hannanov – receiving data arrays, primary data processing.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ | CONFLICT OF INTEREST

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.
The authors declare no conflict of interest.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Нитяговский А.В., Грибиниченко М.В., Лапин Ю.А. Влияние податливости опор на критические частоты вращения роторов // Наука и инновации – современные концепции: сборник научных статей по итогам работы Международного научного форума, Москва, 29 июля 2022 г. Москва: Инфинити, 2022. С. 150–154. EDN: SMKYBP
2. Леонтьев М.К., Терешко А.Г. Исследование влияния характеристик упругих элементов опор роторов на динамику ГТД // Вестник Самарского государственного технического университета. 2012. № 3(34). С. 173–180.

3. Леонтьев М.К., Фомина О.Н. Активное управление жесткостью опорных узлов роторов. Конструкция и статический анализ // Вестник Московского авиационного института. 2007. Т. 14, № 4. С. 17. EDN: JUUEXD
4. Пирогова Н.С., Тараненко П.А. Расчетно-экспериментальный анализ собственных и критических частот и форм высокооборотного ротора микрогазотурбинной установки // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2015. Т. 15, № 3. С. 37–47. EDN: UKKQNP
5. Хамидуллин И.В., Сидоров И.Н., Булашов Д.А., Туктарова В.В. Алгоритм и программные средства для расчета параметров сегментного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе // Вестник Технологического университета. 2018. Т. 21, № 8. С. 140–147. EDN: VKVRAX
6. L. San Andres. Gas Bearings for Microturbomachinery. Rotordynamic Performance & Stability // The 8th IFToMM International Conference on Rotordynamics, Seoul, Korea, 12–15 September 2010. Curran Associates Publ., 2012. 1042 p.
7. Нитяговский А.В. Численный метод расчета динамических характеристик роторов турбомашин на опорах с газовой смазкой // Наука, техника, промышленное производство: история, современное состояние, перспективы: материалы региональной научно-практической конференции студентов и аспирантов, Владивосток, 13–28 декабря 2021 г. Владивосток: Дальневосточный федеральный университет, 2022. С. 274–277. EDN: UDWWWW
8. Нитяговский А.В., Грибиниченко М.В., Портнова О.С., Лапин Ю.А. Экспериментальное исследование динамических характеристик роторов судовых турбогенераторов с опорами на газовой смазке // Морские интеллектуальные технологии. 2023. № 1–1(59). С. 129–133. DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2023.59.1.015>
9. Куценко Н.В., Грибиниченко М.В., Нитяговский А.В. [и др.]. Анализ результатов численного исследования радиального гибридного лепесткового подшипника с газовой смазкой // Морские интеллектуальные технологии. 2021. № 4-1(54). С. 98–104. DOI: <https://doi.org/10.37220/MIT.2021.54.4.038>
10. Куценко Н.В. Повышение несущей способности радиальных гибридных подшипников с газовой смазкой судовых турбомашин: дис. ... канд. техн. наук. Владивосток, 2022. 130 с.
11. Грибиниченко М.В., Куренский А.В., Гладкова Н.А., Куценко Н.В. Расчетная схема радиального лепесткового гибридного подшипника // Морские интеллектуальные технологии. 2014. Т. 1, № 3(25). С. 30–35.
12. Лаппа М.И. Гибкие роторы судовых турбин. Л.: Судостроение, 1969. 157 с.
13. Темис М.Ю., Гаврилов В.В. Тенденции применения лепестковых газовых подшипников в опорах ГТУ и ГТД (обзор) // Авиационные двигатели. 2020. № 1(6). С. 71–79. DOI: https://doi.org/10.54349/26586061_2020_1_71
14. Темис М.Ю. Влияние конструкции лепестков радиального газового подшипника на характеристики жесткости и демпфирования в опоре (обзор) // Авиационные двигатели. 2020. № 2(7). С. 57–77. DOI: https://doi.org/10.54349/26586061_2020_2_57
15. Темис М.Ю., Мещеряков А.Б. Обзор математических моделей для расчета деформаций упругих элементов в лепестковом газовом подшипнике // Авиационные двигатели. 2020. № 3(8). С. 53–68. DOI: https://doi.org/10.54349/26586061_2020_3_53
16. Булат М.П., Киршина А.А., Киршин А.Ю., Никитенко А.Б. Исследовательские испытания радиального лепесткового подшипника с демпфирующим слоем, предназначенного для применения на маневренном летательном аппарате // Аэрокосмическая техника и технологии. 2023. Т. 1, № 2. С. 130–144. EDN: CUQHEU
17. Бесчастных В.Н. Проектирование и экспериментальное исследование гибридных газовых подшипников тяжелого многоопорного ротора ГТД // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С.П. Королёва. 2009. № 3–3(19). С. 118–126. EDN: LLWSBB
18. Логинов В.Н., Космынин А.В., Широкова З.В., Медведовская Ю.А. Математическая модель опорного газового подшипника, работающего в гибридном режиме // Современные проблемы науки и образования. 2012. № 6. С. 79. EDN: TODLGL

REFERENCES

1. Nityagovsky A.V., Gribinichenko M.V., Lapin. Yu.A. The influence of the supports plasticity on the

- rotors critical rotational speeds. *Science and innovation – modern concepts. Moscow, Russian Federation, July 29, 2022. Ufa, Infinity Publ, 2022, pp. 150–154. (In Russ.).*
2. Leontyev M.K., Tereshko A.G. Study on the influence of elastic supports elements on the gas turbine engine dynamics. *Samara State Technical University Bulletin*, 2012, vol. 34, no. 3, pp. 173–180. (In Russ.).
3. Leontyev M.K. Rotor support units stiffness active control. Construction and static analysis. *Moscow Aviation Institute Bulletin*, 2007, vol. 14, no. 4, pp. 17. (In Russ.).
4. Pirogova N.S. Calculated-experimental analysis of the natural and critical frequencies and mode shapes high-speed of rotors micro gas turbine unit. *South Ural State University Bulletin. Series: Mechanical Engineering*, 2015, vol. 15, no. 3, pp. 37–47. (In Russ.).
5. Hamidullin I.V., Sidorov I.N., Bulashov D.A., Tuktarova V.V. Algorithm and software for calculation of the parameters of the segmental slide bearing with self-adjusting pads on the hydrostatic suspension. *Technological University bulletin*, 2018, vol. 21, no. 8, pp. 140–147. (In Russ.).
6. San Andres L. Gas bearings for microturbomachinery. Rotordynamic performance & stability. *The 8th IFToMM International Conference on Rotordynamics, Seoul, Korea, 12–15 September 2010. Curran Associates Publ., 2012, 1042 p.*
7. Nityagovsky A.V. Numerical method for calculating the dynamic characteristics of turbomachine rotors on gas-lubricated supports. *Science, technology, industrial production: history, current state, prospects: Materials of the regional scientific and practical conference of students and graduate students, Vladivostok, December 13–28, 2021. Vladivostok: Far Eastern Federal University, 2022, pp. 274–277 (In Russ.).*
8. Nityagovsky A.V. Experimental study of dynamic characteristics of rotors of marine turbogenerators with gas-lubricated supports. *Marine intelligence technologies*, 2023, vol. 59, no. 1–1(59), pp. 129–133. (In Russ.).
9. Kutsenko N.V., Gribinichenko M.V., Nityagovsky A.V., Kurenskiy A.V.1, Portnova O.S. Numerical analysis of a radial hybrid lobe bearing with gas lubrication. *Marine intelligence technologies*, 2021, vol. 54, no. 4–1(54), pp. 98–104. (In Russ.).
10. Kutsenko N.V. Increasing the marine turbomachines radial hybrid gas-lubricated bearing capacity. PhD (Eng.) Thesis. Vladivostok, 2022. 130 p. (In Russ.).
- 11.
12. Gribinichenko M.V., Kurenskiy A.V., Gladkova N.A., Kutsenko N.V. Radial lobe hybrid bearing design scheme. *Marine intelligence technologies*, 2014, vol. 1, no. 3(25), pp. 30–35. (In Russ.).
13. Lappa M.I. Marine turbine flexible rotors. Leningrad: Sudostroenie, 1969. 157 p. (In Russ.).
14. Temis M.Yu. Trends in application of foil gas bearings in GTU and GTE supports (review). *Aircraft engines*, 2020, no. 1(6), pp. 71–79. (In Russ.).
15. Temis M.Yu. Influence of the foil design in radial foil gas bearingson characteristics of stiffness and damping in the support (review). *Aircraft engines*, 2020, no. 2(7), pp. 57–77. (In Russ.).
16. Temis M.Yu. Review of mathematical models for calculation of gas foil bearing elastic element deformation. *Aircraft engines*, 2020, no. 3(8), pp. 53–68. (In Russ.).
17. Bulat M.P., Kirshina A.A., Kirshin A.YU., Nikitenko A.B. Research tests of a radial vane bearing with a damping layer designed for use on a maneuverable aircraft. *Aerospace engineering and technology*, 2023, vol. 1, no. 2, pp. 130–144. (In Russ.).
18. Beschastnyh V.N. Designing and experimental research of hybrid gas bearings for heavy multibasic rotor of gas turbine. *Samara State Aerospace University bulletin*, 2009, no. 3– 3(19), pp. 118–126. (In Russ.).
19. Loginov V.N., Kosmynin A.V., Shirokova Z.V., Medvedovskaya Yu.A. Mathematical model of the reference gas bearings operating in hybrid mode. *Modern problems of science and education*, 2012, no. 6, pp. 79–88. (In Russ.).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ | INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Нитяговский Андрей Валерьевич – руководитель направления, АО «Атомэнергомаш» (Москва, Российская Федерация).

✉ AVNityagovsky@aem-group.ru

Andrei V. Nityagovkiy, Head of the Department, JSC «Atomenergomash» (Moscow, Russian Federation)

Грибиниченко Матвей Валерьевич – кандидат технических наук, доцент, директор Отделения машиностроения морской техники и транспорта Политехнического института, Дальневосточный федеральный университет (Владивосток, Российская Федерация)

✉ gribinichenko.mv@dvfu.ru, SPIN: 8038-4960

Matvey V. Gribinichenko, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor, Director of the Department of Mechanical Engineering of Marine Equipment and Transport of Polytechnic Institute, Far Eastern Federal University (Vladivostok, Russian Federation)

Лاپин Юрий Алексеевич – аспирант, Дальневосточный федеральный университет (Владивосток, Российская Федерация),

✉ lapin.iaa@dvfu.ru, SPIN: 2511-6398

Yuriy A. Lapin, Postgraduate Student, Far Eastern Federal University (Vladivostok, Russian Federation)

Ханнанов Андрей Мусавилович – кандидат технических наук, доцент Отделения машиностроения морской техники и транспорта Политехнического института, Дальневосточный федеральный университет (Владивосток, Российская Федерация)

✉ hannanov.am@dvfu.ru, SPIN: 5116-6352

Andrey M. Hannanov, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering of Marine Equipment and Transport, Far Eastern Federal University (Vladivostok, Russian Federation)

Статья поступила в редакцию / Received: 24.07.2024.

Доработана после рецензирования / Revised: 09.12.2024.

Принята к публикации / Accepted: 09.12.2024.