

УДК/UDC 621.822.5

DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-5-13

EDN: LHSVNX

Научная статья / Original article

РАСЧЕТ ОПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИМИСЯ ПОДУШКАМИ НА ГИДРОСТАТИЧЕСКОМ ПОДВЕСЕ

М. Б. Хадиев, И. В. Хамидуллин, Н. В. Соколов, Ф. А. Калимуллин

Казанский национальный исследовательский технологический университет,
Россия, 420015, г. Казань, ул. К. Маркса, 68

В статье представлено описание конструкции и результаты численных исследований статических характеристик единичной подушки опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе. Описана система уравнений неизоотермического течения смазки в гидродинамическом смазочном слое, условия перехода подушки в равновесный режим и течение смазочной жидкости в гидростатическом кармане. Проиллюстрировано изменение давления смазочного слоя по длине подушек в зависимости от величины относительного эксцентриситета. Определены характеристики режима работы подшипника, при которых наблюдается полное или одностороннее «всплытие» подушки.

Ключевые слова: опорный подшипник, подушка, гидродинамический слой, гидростатический слой, температура, давление, коэффициент предварительного нагружения.

Для цитирования: Хадиев М. Б., Хамидуллин И. В., Соколов Н. В., Калимуллин Ф. А. Расчет опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе // Омский научный вестник. Сер. Авиацонно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 3. С. 5–13. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-5-13. EDN: LHSVNX.



© Хадиев М. Б., Хамидуллин И. В., Соколов Н. В., Калимуллин Ф. А., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

CALCULATION OF FLUID PIVOT OF TILTING PAD JOURNAL BEARING

M. B. Khadiev, I. V. Khamidullin, N. V. Sokolov, F. A. Kalimullin

Kazan National Research Technological University, Russia, Kazan, Karl Marks St., 68, 420015

The article presents a description of the design and the results of numerical studies of static features of a single pad of the fluid pivot tilting pad journal bearing. The authors describe a system of equations for the non-isothermal flow of lubricant in a hydrodynamic lubricant film; the conditions for the transition of the pad to an equilibrium mode; the flow of lubricating fluid in a hydrostatic recess. Moreover, the change in the pressure of the lubricant film along the length of the pads is illustrated depending on the magnitude of the relative eccentricity. Therefore, the features of the bearing operation mode are determined, in which a complete or unilateral "ascent" of the pad is observed.

Keywords: journal bearing, pad, lubricant film, hydrostatic layer, temperature, pressure, preload coefficient.

For citation: Khadiev M. B., Khamidullin I. V., Sokolov N. V., Kalimullin F. A. Calculation of fluid pivot of tilting pad journal bearing. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 3. P. 5–13. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-3-5-13. EDN: LHSVNX.



© Khadiev M. B., Khamidullin I. V., Sokolov N. V., Kalimullin F. A., 2025.
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

В качестве опор высокоскоростных и легконагруженных роторов современных центробежных компрессорных машин широко применяются опорные подшипники скольжения с самоустанавливающимися подушками, обеспечивающие устойчивость системы «ротор — подшипники скольжения» [1]. Однако демпфирующая способность этих подшипников оказывается недостаточной для заметного снижения уровня повышенной вибрации роторов, возникающей, например, при газодинамическом возбуждении в проточной части компрессоров высокого давления [1, 2]. Из-за этого для снижения уровня вибрации в ряде случаев применяют специальные упругодемпферные опоры, отличительным признаком которых является наличие элементов трения, гасящих колебания [1].

В последние годы для решения задачи расширения диапазона устойчивой работы системы «ротор — подшипники скольжения» в качестве опор роторов центробежных компрессорных машин стали применять опорные подшипники скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе [3], обладающие повышенной демпфирующей способностью [2, 4]. Отличительной особенностью этих подшипников является то, что при работе каждая подушка опирается на самогенерируемый гидростатический смазочный слой, образуемый благодаря отбору небольшой части расхода жидкости из гидродинамического смазочного слоя с целью создания гидростатического давления в кармане, выполненном на тыльной поверхности подушки. Гидростатический смазочный слой при динамических нагрузках выполняет роль демпфера со сдавливаемой пленкой смазочной жидкости, повышая демпфирующую способность опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками.

Известные методы расчета опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе разработаны в изотермической постановке с вычислением характеристик подшипника при некоторой эффективной температуре смазки, определяемой из выражения $t_{эф} = t_0 + 0,6 \cdot \Delta t$, где t_0 — температура смазки на входе в подшипник, Δt — приращение температуры смазки в подшипнике [4].

При этом экспериментально определено, что течение смазки в зазорах опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками является существенно неизоэтермичным, а температурные режимы работы отдельных подушек значительно отличаются друг от друга [5]. В данной работе излагается методика расчета опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе, учитывающая эти факторы.

Постановка задачи

Проведенные исследования опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками показали, что с достаточной для практики точностью при их расчете можно допустить, что все выделяемое тепло уносится смазкой, температура смазочного слоя по толщине постоянна, а градиент температуры по ширине подушки мал по сравнению с угловым градиентом [5]. Последнее позволяет рассматривать распределение температуры в смазочном слое как для подшипника бесконечной ширины.

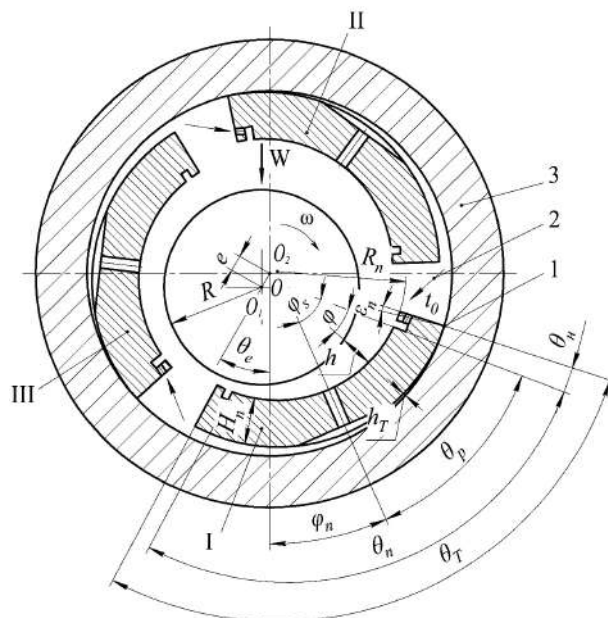


Рис. 1. Расчетная схема исследуемого опорного подшипника:

1 — линия качания подушки; 2 — подача смазки; 3 — корпус подшипника; I–III — номера подушек

Fig. 1. Calculating scheme of the studied journal bearing:

1 — pad tilt line; 2 — lubrication supply; 3 — bearing housing; I–III — pad numbers

При такой постановке задачи система уравнений, описывающая неизоэтермическое течение смазки в гидродинамическом смазочном слое i -й подушки (рис. 1), состоит из уравнений Рейнольдса и энергии, которые в безразмерной форме в прямоугольной системе координат имеют следующий вид [6]:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{\varphi}} \left[\frac{\bar{h}^3}{\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{\varphi}} \right] + \lambda^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[\frac{\bar{h}^3}{\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] = 6 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{\varphi}}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial \bar{t}}{\partial \bar{\varphi}} = \frac{2\bar{\mu}}{\bar{h} \cdot \bar{h}_m} \left[1 + 3 \left(\frac{\bar{h} - \bar{h}_m}{\bar{h}} \right)^2 \right], \quad (2)$$

где $\bar{\varphi} = \varphi / \theta_n$, $\bar{z} = 2z / B$ — безразмерные координаты в окружном и осевом направлениях подушки; $\bar{h} = h / \delta$ — безразмерная толщина гидродинамического смазочного слоя; $\bar{p} = p \delta^2 / \mu_1 \omega R^2 \theta_n$ — безразмерное давление в гидродинамическом смазочном слое; $\bar{t} = c_p \rho_1 \delta^2 (t - t_1) / \mu_1 \omega R^2 \theta_n$ — безразмерная температура в гидродинамическом смазочном слое; $\bar{h}_m = h_m / \delta$ — безразмерная толщина гидродинамического смазочного слоя, соответствующая координате максимума давления в смазочном слое; $\lambda = 2R \theta_n / B$ — относительная длина подушки; $\mu = \mu / \mu_1 = \exp(-\chi \cdot \bar{t})$ — безразмерная вязкость смазки; $\chi = \beta \mu_1 \omega R^2 \theta_n / c_p \rho_1 \delta^2$ — режимный параметр, характеризующий степень изменения вязкости в зазоре; β — температурный коэффициент смазки, $1/^\circ\text{C}$; $\delta = (R_n - R)$ — радиальный зазор между рабочими поверхностями подушки и шейки вала, м; t_1 — температура смазки на входе в смазочный слой, $^\circ\text{C}$; μ , c_p , ρ_1 — коэффициент динамической вязкости, Па·с, теплоемкость, Дж/(кг· $^\circ\text{C}$) и плотность, кг/м³, смазки при температуре t_1 ; R — радиус шейки вала, м; R_n — радиус рабочей поверхности подушки, м; θ_n — угол охвата рабочей поверхности подушки, рад;

B — ширина подушки, м; ω — угловая скорость вращения вала, рад/с; h, p, t, μ — текущие значения толщины смазочного слоя, м, давления, Па, температуры, °С, и вязкости смазки, Па·с в рассматриваемой точке; φ, z — текущие значения координат рассматриваемой точки в окружном, рад, и осевом, м, направлениях соответственно.

Значение толщины смазочного слоя, входящего в уравнения Рейнольдса (1) и энергии (2), зависит от положения шейки вала относительно центра подшипника, предварительного нагружения подушки, угла поворота подушки при самоустановке и «всплывтия» подушки относительно поверхности расточки корпуса подшипника под действием сил от гидростатического давления в кармане на тыльной поверхности подушки. Различают полное «всплывтие» подушки, когда контакт тыльной поверхности подушки и расточки корпуса подшипника полностью отсутствует, и одностороннее «всплывтие», при котором такой контакт происходит по линии качания, вокруг которой происходит поворот подушки при самоустановке [7]. Если рассматривать одностороннее «всплывтие» подушки, как и в работах [7, 8], то выражение для полного профиля зазора, образующегося между рабочими поверхностями подушки и шейки вала, в безразмерной форме будет иметь следующий вид:

$$\bar{h} = \left\{ \begin{aligned} &1 - \varepsilon \cos \left[\frac{\varphi_n + \theta_e +}{\theta_n (\bar{\theta}_p - \bar{\varphi})} + \frac{m_0}{1 - m_0} \times \right. \\ &\quad \times \left[1 - \cos(\theta_n (\bar{\theta}_p - \bar{\varphi})) \right] - \\ &\quad \left. - (1 + \bar{H}_n) \bar{\varepsilon}_n \sin(\theta_n \cdot \bar{\varphi} + \theta_n) \right] \end{aligned} \right\} (1 - m_0), \quad (3)$$

где $\varepsilon = e/h_{p0}$ — относительный эксцентриситет шейки вала; e — смещение шейки вала из центра подшипника, м; h_{p0} — радиальный зазор в подшипнике при центральном положении шейки вала ($\varepsilon=0$) и отсутствии «всплывтия» подушки, м; $m_0 = (\delta - h_{p0})/\delta$ — коэффициент предварительного нагружения подушки; $\bar{\theta}_p = \theta_p/\theta_n$ — степень нереверсивности подушки; θ_p — угол расположения плоскости симметрии кармана на тыльной стороне поверхности подушки, отсчитываемый от входа в гидродинамический смазочный слой, рад.; θ_e — угол эксцентриситета, рад.; φ_n — угол расположения подушки относительно линии действия

нагрузки W на подшипник, рад.; θ_n — угол между радиальными плоскостями, в которых расположены вход в гидродинамический смазочный слой и линия качания подушки при самоустановке, рад.; $\bar{\varepsilon}_n = \varepsilon_n/\psi$ — безразмерный угол поворота подушки; ε_n — угол поворота подушки при самоустановке, рад.; $\psi = h_{p0}/R$ — относительный зазор; $\bar{H}_n = H_n/R$ — относительная толщина подушки; H_n — толщина подушки, м.

Граничным условием уравнения (1) является $\bar{p}|_\Gamma = 0$ (давление по наружному контуру Γ равно нулю), а уравнения (2) — $t = 0$ при $\bar{\varphi} = 0$, т. е. $t = t_1$ (температура смазки на входе в гидродинамический смазочный слой полагается известной).

Распределение давления в гидродинамическом смазочном слое аппроксимируется функцией

$$\bar{p} = \bar{p}_\infty \left[A_1 (1 - \bar{z}^2) + A_2 (1 - \bar{z}^4) \right] \quad (4)$$

где $\bar{p}_\infty$ — распределение давления в подушке бесконечной ширины; A_1, A_2 — коэффициенты, которые могут быть найдены методом Бубнова–Галеркина по уравнениям, приведенным в работе [5].

Таким образом, задача сводится к решению уравнений (1) и (2) для подушки бесконечной ширины и может быть реализована приближенным аналитическим методом. При определении равновесного положения подушки исследуемого подшипника необходимо учитывать также силы и моменты от гидростатического давления, действующие на тыльную поверхность подушки. Равновесное положение подушки на гидростатическом подвесе достигается при выполнении следующих условий:

$$Q_k = Q_T \text{ и } M_d = M_T, \quad (5)$$

где Q_k — расход смазочной жидкости, отбираемой из гидродинамического смазочного слоя и поступающей в канал отбора давления, м³/с; Q_T — расход смазочной жидкости через щели на тыльной стороне подушки, м³/с; M_d, M_T — моменты от сил гидродинамического и гидростатического давлений, Н·м.

Расход смазочной жидкости, поступающей в канал отбора давления, можно определить [7] из выражения

$$Q_k = \int_{\Gamma_1} \left(\frac{U_n h}{2} - \frac{h^3}{12\mu_s} \frac{\partial p}{\partial n} \right) dn, \quad (6)$$

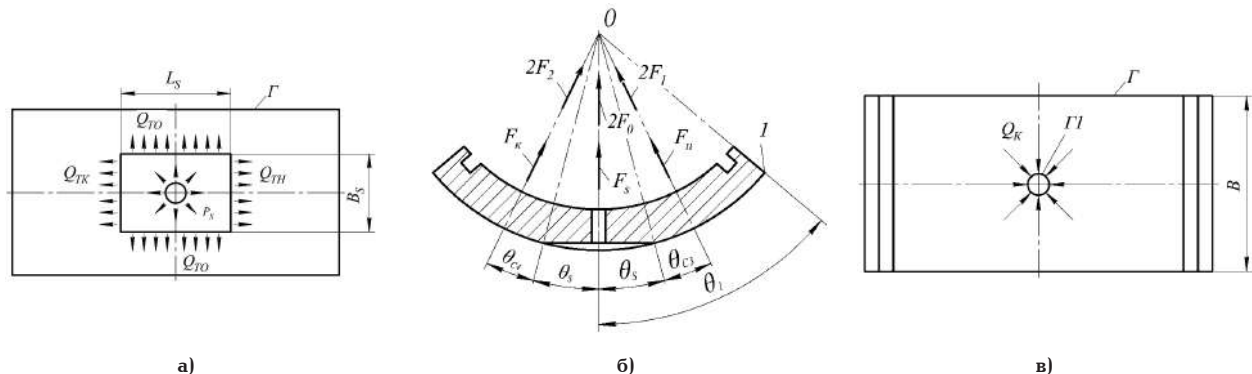


Рис. 2. Схемы истечения смазочной жидкости из кармана (а); приложения сил от гидростатического давления (б); отбор смазочной жидкости из гидродинамического смазочного слоя (в); 1 — линия качания

Fig. 2. Diagrams of the flow of lubricating fluid from the recess (a); the application of forces from hydrostatic pressure (б); the selection of lubricating fluid from the hydrodynamic lubricant film (в); 1 — tilt line

где h — текущее значение зазора по контуру Γ_1 на входе в канал отбора давления (рис. 2); U_n — проекция окружной скорости на поверхности шейки вала на нормаль к контуру Γ_1 в рассматриваемой точке, м/с; μ_s — коэффициент динамической вязкости смазочной жидкости при температуре t_s на входе в канал отбора давления, Па·с; dn — элементарная площадка по контуру Γ_1 , м.

Расход смазочной жидкости из кармана осуществляется в четырех направлениях (рис. 2) и равен

$$Q_T = Q_{TH} + Q_{TK} + 2Q_{TO}, \quad (7)$$

где Q_{TH} , Q_{TK} , Q_{TO} — расходы смазочной жидкости через щели на тыльной стороне подушки в окружном и осевом направлениях, м³/с.

Если пренебречь кривизной тыльной поверхности подушки, то расходы Q_{TH} , Q_{TK} , Q_{TO} можно вычислить как для конусных щелей с неподвижными стенками [9] по следующему выражению

$$Q = \frac{B_1 h_0^3 p_s}{12\mu_s L_1} \cdot \frac{2(1+k)^2}{(2+k)}, \quad (8)$$

где B_1 , L_1 — ширина и длина рассматриваемой щели, м; p_s — давление в кармане, Па; $k = (h_1 - h_0)/h_0$ — параметр конусности щели; h_0 , h_1 — величина зазора на входе в щель и выходе из него по направлению истечения смазочной жидкости, м.

Значения зазоров h_0 , h_1 для рассматриваемой щели вычисляются при соответствующем значении координаты $\bar{\varphi}$ по следующему выражению

$$h_i = (R + H_n) \bar{\epsilon}_n \psi \sin(\theta_n \cdot \bar{\varphi} + \theta_n). \quad (9)$$

Момент сил от гидродинамического давления вычисляется по выражению

$$M_d = \frac{\mu_i \omega R (R + H_n) \theta_n^2 B (1 - m_0)^2 \bar{M}}{\psi^2}, \quad (10)$$

где $\bar{M} = \left(\frac{2}{3} A_1 + \frac{4}{5} A_2 \right) \int_0^1 \bar{p}_\infty \cdot \sin(\theta_n \cdot \bar{\varphi} + \theta_n) d\bar{\varphi}$ — безразмерный момент.

Момент сил от гидростатического давления вычисляется по выражению

$$M_T = (R + H_n) \left[\frac{(F_s + 2F_0) \sin \theta_1 + (F_H + 2F_1) \sin(\theta_1 - \theta_s - \theta_{c3}) + (F_K + 2F_2) \sin(\theta_1 + \theta_s + \theta_{c4})}{2} \right], \quad (11)$$

где F_s , F_0 , F_H , F_K , F_1 , F_2 — силы от гидростатического давления, действующие на стенки щелей, Н; θ_{c3} , θ_{c4} — угловые координаты центров приложения сил, отсчитываемые от входа в щели, рад.; θ_1 , θ_s — углы, характеризующие расположение кармана и его протяженность в окружном направлении, рад.

Выражения для вычисления силы и координаты его приложения в той или иной щели приведены в [9].

Опорные подшипники скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе относятся к типу подшипников с индивидуальным подводом смазки к каждой подушке и открытым сливом из подшипника.

В таких подшипниках температура смазки на входе в смазочный слой i -й подушки находит-

ся методом последовательного приближения [10] из выражения

$$t_{li} = t_0 + \frac{2}{3} K_{Qi} (t_{\max, i-1} - t_0), \quad (12)$$

где t_0 — температура на входе в подшипник; $t_{\max, i-1}$ — максимальная температура в смазочном слое предыдущей подушки по направлению вращения вала; $K_{Qi} = \bar{Q}_{\varphi=1}^{i-1} / \bar{Q}_{\varphi=0}^{i-1}$; $\bar{Q}_{\varphi=1}^{i-1}$, $\bar{Q}_{\varphi=0}^{i-1}$ — коэффициенты расхода смазки на входе в смазочный слой рассматриваемой подушки и на выходе из смазочного слоя предыдущей подушки, $i = 1 \dots z_n$; z_n — число подушек.

Совместное решение уравнений (1, 2, 5) позволяет определить значения угла поворота подушки ϵ_n и давления $\bar{p}_s$ в кармане на тыльной стороне подушки при его равновесном положении. Значение h_m определяется из условия равенства нулю давления в гидродинамическом слое на выходе из подушки. Несущая способность подшипника определяется суммированием вертикальных составляющих гидродинамических реакций всех подушек (полагается, что нагрузка на подшипник направлена вертикально):

$$F_n = \sum_{i=1}^{z_n} F_{yi}. \quad (13)$$

Вертикальная составляющая гидродинамической реакции смазочного слоя i -й подушки вычисляется по выражению

$$F_{yi} = \frac{\mu_{li} \omega R^3 \theta_n^2 B}{\delta^2} \bar{F}_{yi}, \quad (14)$$

$\bar{F}_{yi} = \left(\frac{2}{3} A_1 + \frac{4}{5} A_2 \right) \int_0^1 \bar{p}_\infty \cos[\varphi_{ni} + \theta_n (\bar{\theta}_p - \bar{\varphi})] d\bar{\varphi}$ — безразмерная несущая способность i -й подушки; φ_{ni} — угол расположения i -й подушки, рад.; μ_{li} — коэффициент динамической вязкости смазки при температуре t_{li} , Па·с. Угол эксцентриситета θ_e находится из условия равенства нулю суммы горизонтальных составляющих гидродинамических реакций смазочных слоев всех подушек

$$F_x = \sum_{i=1}^{z_n} F_{xi} = 0, \quad (15)$$

где $F_{xi} = \frac{\mu_{li} \omega R^3 \theta_n^2 B}{\delta^2} \bar{F}_{xi}$, $\bar{F}_{xi} = \left(\frac{2}{3} A_1 + \frac{4}{5} A_2 \right) \int_0^1 \bar{p}_\infty \sin[\varphi_{ni} + \theta_n (\bar{\theta}_p - \bar{\varphi})] d\bar{\varphi}$.

Потери мощности на трение в смазочном слое i -й подушки вычисляются по выражению

$$N_i = \frac{\mu_{li} \omega^2 R^3 \theta_n B}{\delta} \bar{N}_i, \quad (16)$$

где $\bar{N}_i = \left[\left(\frac{2}{3} A_1 + \frac{4}{5} A_2 \right) \int_0^1 \bar{h} \frac{\partial \bar{p}_\infty}{\partial \bar{\varphi}} d\bar{\varphi} \right] + \int_0^1 \frac{\bar{\mu}}{\bar{h}} d\bar{\varphi}$ — безразмерные потери мощности на трение в смазочном слое i -й подушки. Потери мощности на трение в подшипнике определяются суммированием потерь мощности на трение в смазочных слоях всех подушек:

$$N_n = \sum_{i=1}^{z_n} N_i. \quad (17)$$

Таблица 1. Исходные данные для расчета
Table 1. Initial data for the calculation

№ п/п	Наименование	Обозначение	Размерность	Значение
1	Диаметр шейки вала	d	мм	50
2	Ширина подушки	B	мм	38
3	Толщина подушки	$H_{\text{п}}$	мм	5
4	Угол охвата рабочей поверхности подушки	$\theta_{\text{п}}$	градус	100
5	Угол охвата тыльной поверхности подушки	$\theta_{\text{т}}$	градус	110
6	Радиальный зазор в подшипнике при центральном положении вала и отсутствии всплывания подушки	h_{po}	мм	0,05
7	Коэффициент предварительного нагружения подушки	m_0	—	0,5
8	Степень нереверсивности подушки	$\bar{\theta}_p$	—	0,5
9	Длина кармана	L_s	мм	22
10	Ширина кармана	B_s	мм	18
11	Диаметр канала отбора давления	d_s	мм	2,25
12	Относительная координата расположения канала отбора давления	$\bar{\varphi}_s$	—	0,5
13	Углы расположения подушек: — подушка 1 — подушка 2 — подушка 3	$\varphi_{\text{п1}}$ $\varphi_{\text{п2}}$ $\varphi_{\text{п3}}$	градус градус градус	0 120 240
14	Частота вращения вала	n	об/мин	22 945
15	Температура смазки на входе в подшипник	t_0	°C	40
16	Марка смазки	—	—	Тп-22С

Изложенный алгоритм реализован в виде программы расчета на языке «Python». Программа расчета позволяет для заданного значения относительного эксцентриситета определять несущую способность подшипника; потери мощности на трение; давление в гидростатическом кармане; распределение давления и температуры в гидродинамическом слое; форму смазочного слоя; угол поворота каждой подушки; угол эксцентриситета; коэффициенты расхода смазки через грани подушек.

Результаты численных экспериментов

Расчетные исследования проводились для подшипника, геометрические размеры и режимные параметры которого приведены в табл. 1.

Проведенные расчеты подтвердили, что температурные режимы работы отдельных подушек рассматриваемого подшипника так же существенно отличаются (табл. 2, 3), как и в обычных подшипниках с самоустанавливающимися подушками.

Различие температурных режимов работы ненагруженных подушек (подушки II, III) способствует смещению шейки вала в сторону подушки III (расположенной после нагруженной подушки I по направлению вращения вала) до достижения равновесного положения шейки вала и подушек, определяемого углом эксцентриситета θ_e .

Проведенные расчетные исследования подшипника с реверсивными подушками ($\theta_p = 0,5$) и направлением нагрузки W на подушку по линии симметрии гидростатического кармана ($\varphi_{\text{ш}} = 0$) показали, что равновесное положение шейки вала и подушек достигается при высоких значениях угла эксцентриситета θ_e (рис. 3, табл. 4), что согласуется с данными, приведенными в работе [11].

Угол охвата рабочей зоны подушек опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе бо-

Таблица 2. Температура t_1 на входе в смазочные слои подушекTable 2. Temperature t_1 at the entrance to the lubricant films of the pads

ε		0	0,1	0,2	0,3
$t_1, \text{ }^{\circ}\text{C}$	Подушка I	65,75	64,78	63,83	63,09
	Подушка II	65,75	65,33	64,92	64,56
	Подушка III	65,75	67,48	69,23	71,35

Таблица 3. Максимальные температуры t_{max} в смазочных слоях подушекTable 3. Maximum temperatures t_{max} in the lubricant films of the pads

ε		0	0,1	0,2	0,3
$t_{\text{max}}, ^\circ\text{C}$	Подушка I	89,63	91,44	93,24	96,49
	Подушка II	89,63	86,61	83,60	81,22
	Подушка III	89,63	92,55	95,46	98,85

лее чем в 1,5 раза превышает аналогичный угол подушек обычного опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками. Это приводит к образованию диффузорных зон в гидродинамическом смазочном слое даже при малых значениях относительного эксцентриситета.

Кроме этого, для рассматриваемых подшипников характерны высокие значения коэффициента предварительного нагружения подушек $m_0 = 0,5...0,6$ [4], что также способствует увеличению диффузорной зоны в смазочном слое вблизи выходной кромки подушки [5]. В результате в гидродинамических смазочных слоях всех подушек опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе появляется

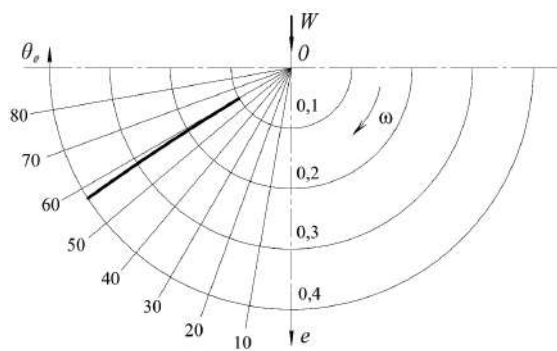


Рис. 3. Кривая подвижного равновесия опорного подшипника
Fig. 3. Movable balance curve of the journal bearing

Таблица 4. Углы эксцентриситета
Table 4. Angles of eccentricity

ε	0	0,1	0,2	0,3	0,4
θ_e , градус	—	59,9	59,2	58,1	57,2

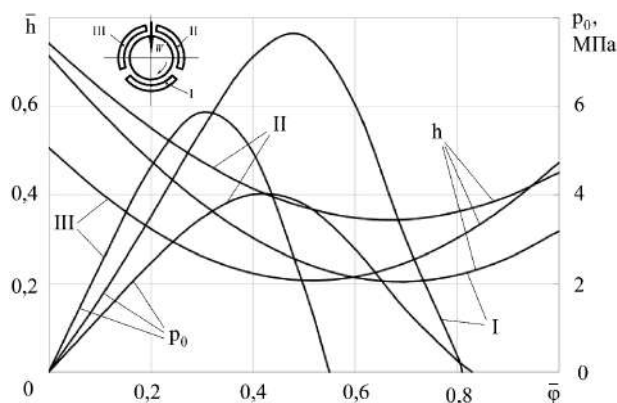


Рис. 4. Формы смазочных слоев $\bar{h}$ и эпюры давлений p_0 в центральных по ширине подушек ($\bar{z}=0$) сечениях в окружном направлении, $\varepsilon=0$
Fig. 4. Shapes of the lubricant films $\bar{h}$ and pressure diagrams p_0 in the sections central to the width of the pads ($\bar{z}=0$) in the circumferential direction, $\varepsilon=0$

значительная диффузорная зона, уменьшающая несущую область смазочного слоя и сдвигающая границу ее протяженности в сторону входной кромки подушки (рис. 4).

Наиболее заметно сдвигается граница протяженности несущей области смазочного слоя подушки III. При увеличении нагрузки на подшипник (с ростом относительного эксцентриситета ε) смещение границы протяженности несущей области смазочного слоя подушки III становится таким, что при заданной координате $\bar{\varphi}_s$ расположения канала отбора давления отбираемое давление p_0 может оказаться меньше, чем требуемое давление $\bar{p}_s$ в кармане, при котором обеспечивается «всплытие» подушки (рис. 5). Например, при $\varepsilon=0,4$ и $\bar{\varphi}_s=5$, отбираемое через канал давление равно $p_0 \approx 0,335$ МПа, что меньше требуемого давления в кармане $\bar{p}_s = 1,257$ МПа.

Для того, чтобы обеспечить требуемое давление в кармане, необходимо сместить координату расположения канала отбора давления вовнутрь эпюры давления и принять равной, например, $\bar{\varphi}_s \sim 0,4 \dots 0,45$. В общем случае, при выборе координаты располо-

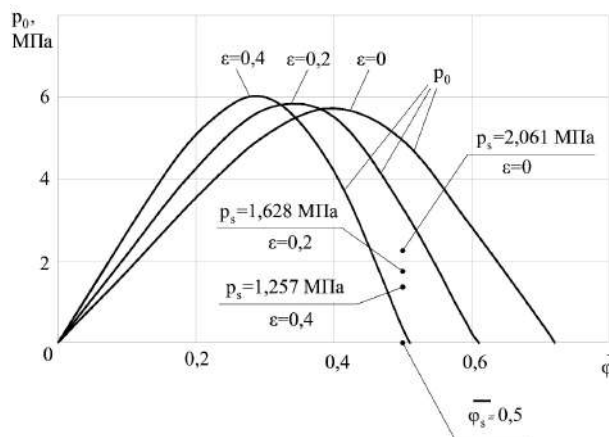


Рис. 5. Граница протяженности несущей области смазочного слоя подушки III при различных значениях относительного эксцентриситета
Fig. 5. Length line of the bearing area of the III pad lubricant film at different values of relative eccentricity

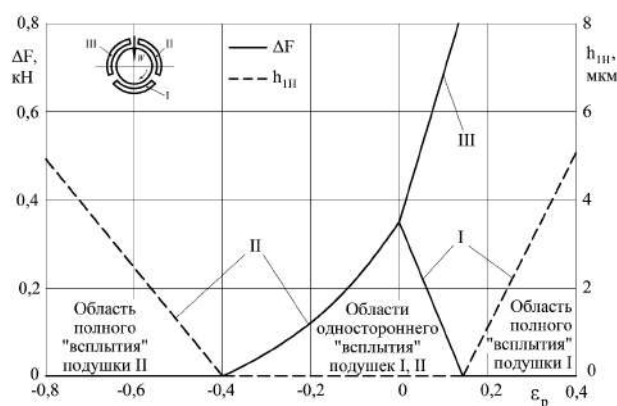


Рис. 6. К определению условия полного «всплытия» подушки, $\theta_e = 60^\circ$, $t_1 = 65^\circ\text{C}$, $m_0 = 0,5$
Fig. 6. To determination of the condition for the complete «ascent» of the pad, $\theta_e = 60^\circ$, $t_1 = 65^\circ\text{C}$, $m_0 = 0,5$

жения канала отбора давления $\bar{\varphi}_s$ необходимо учитывать значения координаты максимума давления $\bar{\varphi}_m$ и границы протяженности несущей области смазочного слоя рассматриваемой подушки.

В работах [4, 7] указывается на то, что при определенных режимах работы подшипника может иметь место полное «всплытие» подушки, но при этом отсутствуют какие-либо данные об условиях, при которых полное «всплытие» возможно.

Проведенные расчетные исследования показали (рис. 6), что характер «всплытия» подушки зависит от значения величины $\Delta F = F_d - F_T$, где F_d , F_T — проекции сил от гидродинамического и гидростатического давлений, действующих на рабочую и тыльную поверхности подушки, на радиальную плоскость, где находится линия качения подушки при самоустановке. Значения величины ΔF и «всплытия» h_{III} вдоль упомянутой радиальной плоскости определялись в зависимости от параметра $\varepsilon_p = \varepsilon \cdot \cos(\varphi_n + \theta_e)$, характеризующего и положение вала относительно центра подшипника, и положение подушки относительно линии действия нагрузок.

При $\Delta F > 0$ ($F_d > F_T$) подушки всегда будет прижата к расточке корпуса подшипника по линии качения ($h_{III} = 0$), а равновесное положение подушки достигается благодаря повороту подушки на неко-

Таблица 5. Зазоры в характерных сечениях гидростатического смазочного слоя
Table 5. Gaps in the characteristic sections of the hydrostatic lubricating layer

Зазор	$h_{1н'}$ мкм	$h_{0н'}$ мкм	$h_{с'}$ мкм	$h_{0к'}$ мкм	$h_{1к'}$ мкм
Всплытие					
Одностороннее	0,00	21,42	31,76	37,70	36,44
Полное	1,16	22,15	32,08	37,56	35,65
$\varepsilon = 0,5$, $\theta_e = 60^\circ$, $t_1 = 65^\circ\text{C}$, подушка II					

Таблица 6. Некоторые результаты расчета при разных значениях относительного эксцентриситета
Table 6. Some calculation results for different values of relative eccentricity

Параметр	ε	0	0,1	0,2	0,3
Несущая способность подшипника F_n , кН	0	0,738	1,465	2,072	
Потери мощности на трение N_n , кВт	4,159	4,141	4,113	4,073	
Максимальная температура смазочного слоя $t_{\max}$, $^\circ\text{C}$	89,63	92,55	95,46	98,85	
Минимальная толщина смазочного слоя $h_{\min}$, мкм	25,80	24,20	22,60	20,40	

торый угол вокруг линии качания до выполнения условия (5). Таким образом, при $\Delta F > 0$ подушка будет работать в режиме одностороннего «всплытия» ($h_{1н} = 0$). При $F_d < F_T$ подушка под действием силы F_T будет «всплывать» над линией качания до достижения равновесного положения, характеризующегося выполнением условия (5) и дополнительного условия $F_d = F_T$, т. е. $\Delta F = 0$. В этом случае подушка будет работать в режиме полного «всплытия» ($h_{1н} > 0$).

Как видно из представленных результатов расчета (см. рис. 6), для подушки III ($\varphi_{п} = 240^\circ$) $\Delta F > 0$ во всем диапазоне возможных значений относительного эксцентриситета, т.е. подушка III всегда будет работать в режиме одностороннего «всплытия».

При малых нагрузках на подшипник подушки I ($\varphi_{п} = 0^\circ$) и II ($\varphi_{п} = 120^\circ$) будут работать в режиме одностороннего «всплытия» и только при превышении некоторого значения относительного эксцентриситета ε^* перейдут в режим работы полного «всплытия». Для подушки I $\varepsilon^* = 0,28$ ($\varepsilon_p^* = 0,14$), для подушки II $\varepsilon^* = 0,4$ ($\varepsilon_p^* = -0,4$).

Сравнение значений зазоров в характерных сечениях гидростатического смазочного слоя на тыльной стороне подушки II, вычисленных для случаев одностороннего и полного «всплытия», показывает, что даже при $\varepsilon = 0,5$ они отличаются незначительно на большей части щели (табл. 5).

Согласно выполненным расчетам, при $\varepsilon = 0,5$ минимальная толщина и максимальная температура смазочного слоя подушки III, для которой характерны более высокие температуры смазочного слоя (см. табл. 2, 3), равны $h_{\min} = 17,93$ мкм и $t_{\max} = 103,19^\circ\text{C}$, т. е. практически совпадают с допустимыми значениями. Это значит, что для рассматриваемых подшипников с подушками, выполненными с коэффициентом предварительного нагружения $m_0 = 0,5 \dots 0,6$, максимально допустимое значение относительного эксцентриситета можно принять равным $\varepsilon = 0,5$. Тогда, учитывая данные

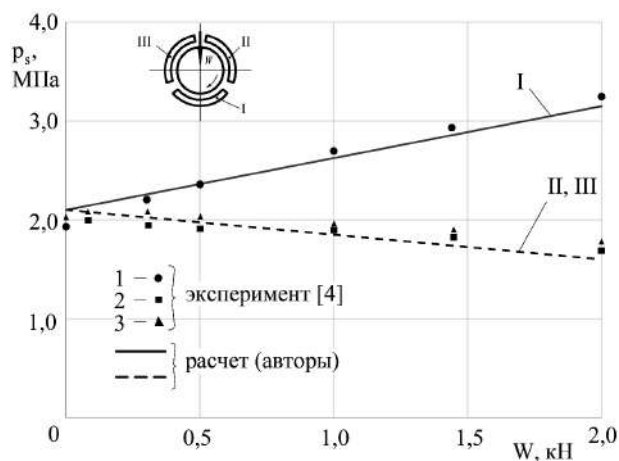


Рис. 7. Зависимость гидростатического давления в карманах от нагрузки на подшипник, $d = 50,8$ мм (2")
Fig. 7. Dependence of the hydrostatic pressure in the recesses on the bearing load, $d = 50.8$ mm (2")

табл. 5, расчет подшипника можно вести, полагая, что все подушки работают в режиме одностороннего «всплытия». Некоторые результаты расчета подшипника при одностороннем «всплытии» всех подушек приведены в табл. 6.

Расчетные значения давлений в гидростатических карманах, вычисленные по разработанной программе, достаточно хорошо согласуются (рис. 7) с данными экспериментальных исследований [4]. В качестве расчетных давлений в гидростатических карманах ненагруженных подушек II, III было принято их среднее значение.

Выводы

На основе проведенных численных исследований опорного подшипника скольжения с самоустанавливающимися подушками на гидростатическом подвесе с помощью разработанной программы расчета можно сделать следующие выводы:

1. Равновесное положение шейки вала и подушек достигается при высоких значениях угла эксцентриситета, а наиболее высокие температуры гидродинамического смазочного слоя характерны для нагруженной и расположенной за ней по направлению вращения вала ненагруженной подушки.
2. Увеличенные углы охвата рабочих поверхностей и высокие значения коэффициентов предварительного нагружения подушек приводят к образованию значительных диффузорных зон в гидродинамических смазочных слоях, уменьшению их несущих областей и сдвигу границ их протяженностей в сторону входных кромок подушек.
3. При выборе места расположения канала отбора давления необходимо учитывать значение координаты максимума давления и границу протяженности несущей области смазочного слоя каждой подушки.
4. При малых нагрузках на подшипник все подушки будут работать в режиме одностороннего «всплытия», и только при превышении определенного значения относительного эксцентриситета нагруженная подушка и расположенная перед ней по направлению вращения вала ненагруженная подушка перейдут в режим работы полного «всплытия».
5. Учитывая, что значения зазоров в характерных сечениях гидростатического смазочного слоя,

вычисленные для случаев одностороннего и полного «всплывания», отличаются незначительно даже при $\varepsilon = 0,5$, расчет подшипника можно вести, полагая, что все подушки работают в режиме одностороннего «всплывания».

Список источников / References

1. Шнепп В. Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. М.: Машиностроение, 1995. 240 с. ISBN 5-217-01196-3.

Schnepp V. B. Konstruktsiya i raschet tsentrobezhnykh kompressornykh mashin [Design and calculation of centrifugal compressor machines]. Moscow, 1995. 240 p. ISBN 5-217-01196-3. (In Russ.).

2. Марцинковский В. С., Юрко В. И. Совершенствование конструкции радиальных демпферных подшипников с вкладышами на гидростатическом подвесе // Производители и потребители компрессорной техники: труды I конференции. Казань: Слово, 2010. С. 248–259. ISBN 978-5-98356-099-4. EDN: QMKYRP.

Martsinkovsky V. S., Yurko V. I. Sovershenstvovaniye konstruktssii radial'nykh dempfernykh podshipnikov s vkkladyshami na gidrostatcheskom podvese [Improvement of the design of damper fluid pivot journal bearings]. Proizvoditeli i potrebiteli kompressornoy tekhniki. *Manufacturers and Consumers of Compressor Equipment*. Kazan, 2010. P. 248–259. ISBN 978-5-98356-099-4. EDN: QMKYRP. (In Russ.).

3. USA Patent no. 3549215. Hydrostatically supported tilting pad journal bearing. L. W. Hollingsworth. Filled at 21.10.1968. Patented at 22.12.1970.

4. Nelson D. V., Hollingsworth L. W. The fluid pivot journal bearing. *ASME. Journal of Lubrication Technology*. 1977. Vol. 99. P. 122–127. DOI: 10.1115/1.3452958.

5. Хамидуллин И. В. Исследование и расчет опорных подшипников скольжения с самоустанавливающимися подушками центробежных компрессоров: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1983. 18 с.

Khamidullin I. V. Issledovaniye i raschet opornykh podshipnikov skol'zheniya s samoustanyavlyayushchimisya podushkami tsentrobezhnykh kompressorov [Investigation and calculation of tilting pad journal bearings of centrifugal compressors]. Leningrad, 1983. 18 p. (In Russ.).

6. Максимов В. А., Баткис Г. С. Высокоскоростные опоры скольжения гидродинамического трения. Казань: Изд-во «Фэн», 2004. 406 с. ISBN: 978-5-93165-081-7.

Maksimov V. A., Batkis G. S. Vysokoskorostnye opory skol'zheniya gidrodinamicheskogo treniya [High-speed fluid film bearings of hydrodynamic friction]. Kazan, 2004. 406 p. ISBN 978-5-93165-081-7. (In Russ.).

7. Lou M., Bareille O., Chen W. [et al.]. Experimental and numerical investigation on the performance of fluid pivot journal bearing in one-side floating state. *Tribology International*. 2019. Vol. 138. P. 353–364.

8. Nguyen T. V., Li W. Numerical investigation of dynamic and hydrodynamic characteristics of the pad in the fluid pivot journal bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J*. 2021. Vol. 236, no. 5. P. 1008–1019. DOI: 10.1177/13506501211033045.

9. Никитин Г. А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. Москва: Машиностроение, 1982. 135 с.

Nikitin G. A. Shchelevye i labirintnye uplotneniya gidroagregatov [Slot and labyrinth seals of hydraulic units]. Moscow, 1982. 135 p. (In Russ.).

10. Хадиев М. Б., Хамидуллин И. В. Компрессоры в технологических процессах. Расчет подшипников скольжения центробежных и винтовых компрессоров: монография. Казань: Изд-во КНИТУ, 2021. 259 с. ISBN 978-5-7882-3004-7.

Khadiyev M. B., Khamidullin I. V. Kompressory v tekhnologicheskikh protsessakh. Raschet podshipnikov

skol'zheniya tsentrobezhnykh i vintovykh kompressorov: monografiya [Compressors in technological processes. Calculation of fluid film bearings of centrifugal and screw compressors]. Kazan, 2021. 260 p. ISBN 978-5-7882-3004-7. (In Russ.).

11. Nguyen T. V., Li W. Floating conditions of the pads in fluid pivot journal bearing. *Preprint (Version 1)*. 2020. DOI: 10.21203/rs.3.rs-36101/v1.

ХАДИЕВ Муллагали Бариевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения Казанского национального исследовательского технологического университета (КНИТУ), г. Казань.

SPIN-код: 2577-2701

AuthorID (РИНЦ): 463657

Адрес для переписки: mullagali@gmail.com

ХАМИДУЛЛИН Ильдар Вагизович, кандидат технических наук, г. Казань.

Адрес для переписки: ildarhamid46@gmail.com

СОКОЛОВ Николай Викторович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань; главный специалист АО «НИИТурбокомпрессор им. В. Б. Шнеппа», г. Казань.

SPIN-код: 7462-0713

AuthorID (РИНЦ): 871154

AuthorID (SCOPUS): 57194337606

ORCID: 0009-0001-2657-9503

Адрес для переписки: sokol-88@list.ru

КАЛИМУЛЛИН Фанис Анфисович, аспирант кафедры «Низкотемпературная и компрессорная техника и технология» Института химического и нефтяного машиностроения КНИТУ, г. Казань; инженер-конструктор ООО «Detacom», г. Казань.

Адрес для переписки: kalimullin.f@detacom.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 18.04.2025; одобрена после рецензирования 14.08.2025; принята к публикации 04.09.2025.

KHADIEV Mullagali Barievich, Doctor of the Technical Sciences, Professor, Professor of the Low-Temperature and Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, Kazan National Research Technological University (KNRTU), Kazan.

SPIN-code: 2577-2701

AuthorID (RSCI): 463657

Correspondence address: mullagali@gmail.com

KHAMIDULLIN Ildar Vagizovich, Candidate of Technical Sciences, Kazan.

Correspondence address: ildarhamid46@gmail.com

SOKOLOV Nikolay Viktorovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of

the Low-Temperature and Compressor Engineering and Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, KNRTU, Kazan; Chief Specialist, JSC "NII turbocompressor named after V. B. Shnepp", Kazan.

SPIN-code: 7462-0713

AuthorID (RSCI): 871154

AuthorID (SCOPUS): 57194337606

ORCID: 0009-0001-2657-9503

Correspondence address: sokol-88@list.ru

KALIMULLIN Fanis Anfisovich, Postgraduate of the Low-Temperature and Compressor Engineering and

Technology Department at the Institute of Chemical and Petroleum Engineering, KNRTU, Kazan; Design Engineer, LLC "Detacom", Kazan.

Correspondence address: kalimullin.f@detacom.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 18.04.2025; approved after reviewing 14.08.2025; accepted for publication 04.09.2025.