

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ МОДИФИЦИРОВАННОГО МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНОГО РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА С УЧЕТОМ ЗАВИСИМОСТИ ВЯЗКОСТИ ОТ ДАВЛЕНИЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ

Научная статья

Мукутадзе М.А.^{1*}, Приходько В.М.², Бадахов Г.А.³, Шведова В.Е.⁴, Зиновьев Н.В.⁵¹ ORCID : 0000-0003-2810-3047;² ORCID : 0000-0002-0907-9320;⁴ ORCID : 0000-0002-8469-7671;⁵ ORCID : 0000-0001-7966-5512;^{1, 2, 3, 4, 5} Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, Российская Федерация

* Корреспондирующий автор (murman1963[at]yandex.ru)

Аннотация

Статья посвящена разработке и анализу модели движения жидкого смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника скольжения с фторопластсодержащим антифрикционным композиционным полимерным покрытием и с канавкой на опорной поверхности.

Новые модели получены на базе классических уравнений в приближении для «тонкого слоя» и уравнения неразрывности, описывающих турбулентный режим движения смазочного материала с истинно вязкими реологическими свойствами. Результаты проведенного численного анализа полученных моделей существующих эксплуатационных характеристик позволили получить количественную оценку эффективности опорного профиля с фторопластсодержащим антифрикционным композиционным полимерным покрытием с осевой канавкой.

Для завершения комплекса исследований и верификации теоретических разработок были выполнены экспериментальные исследования.

Новизна работы заключается в конкретизации методики инженерных расчетов конструкции эффективного радиального подшипника с антифрикционным полимерным покрытием с осевой канавкой на опорной поверхности подшипниковой втулки при учете зависимости реологических свойств истинно вязкого смазочного материала от давления и температуры в турбулентном режиме, позволяющей оценить величину основных эксплуатационных характеристик: гидродинамического давления, нагрузочной способности и коэффициента трения, а также расширить область практического применения моделей для инженерных расчетов.

Таким образом, конструкция радиального подшипника с полимерным покрытием опорного профиля, канавкой шириной 3 мм обеспечила стабильное всплывание вала на гидродинамическом клине, что экспериментально подтвердило правильность результатов теоретических исследований радиального подшипника диаметром 40 мм при скорости скольжения 0,3–3 м/с, нагрузке 4,9–24,5 МПа.

Ключевые слова: радиальный подшипник, исследование износостойкости, антифрикционное полимерное композиционное покрытие, канавка, верификация, турбулентный режим течения, зависимость вязкости от давления и температуры.

DEVELOPMENT OF CALCULATION MODEL OF MODIFIED METAL-POLYMER RADIAL BEARING WITH REGARD TO PRESSURE AND TEMPERATURE DEPENDENCE OF VISCOSITY

Research article

Mukutadze M.A.^{1*}, Prikhodko V.M.², Badakhov G.A.³, Shvedova V.Y.⁴, Zinovev N.V.⁵¹ ORCID : 0000-0003-2810-3047;² ORCID : 0000-0002-0907-9320;⁴ ORCID : 0000-0002-8469-7671;⁵ ORCID : 0000-0001-7966-5512;^{1, 2, 3, 4, 5} Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russian Federation

* Corresponding author (murman1963[at]yandex.ru)

Abstract

The article is devoted to the development and analysis of a model of the movement of a micropolar lubricant in the working gap of a radial plain bearing with a fluoroplastic-containing antifriction composite polymer coating and with a groove on the supporting surface.

New models are obtained on the basis of classical equations in the “thin layer” approximation and the continuity equation, which describe the turbulent mode of motion of a lubricant with micropolar rheological properties. The results of the numerical analysis of the obtained models of existing operational characteristics made it possible to obtain a quantitative assessment of the effectiveness of the support profile with a fluoroplastic-containing antifriction composite polymer coating with an axial groove.

To complete the complex of studies and verify theoretical developments, experimental studies were carried out.

The novelty of the work lies in the concretization of the technique of engineering calculations for the design of an effective radial bearing with an antifriction polymer coating with an axial groove on the bearing surface of the bearing bush, taking into account the dependence of the rheological properties of a micropolar lubricant on pressure and temperature in a turbulent mode, which makes it possible to estimate the value of the main operational characteristics: hydrodynamic pressure, load ability and coefficient of friction, as well as to expand the scope of practical application of models for engineering calculations.

Thus, the design of a radial bearing with a polymer-coated support profile, a groove 3 mm wide, ensured a stable ascent of the shaft on a hydrodynamic wedge, which experimentally confirmed the correctness of the results of theoretical studies of a radial bearing with a diameter of 40 mm at a sliding speed of 0.32-3 m/s, load 4.9-24.5 MPa.

Keywords: radial bearing, wear resistance study, antifriction polymer composite coating, groove, verification, turbulent flow regime, dependence of viscosity on pressure and temperature.

Введение

Подшипники скольжения должны обладать высокой износостойкостью и теплостойкостью. Работа гидродинамических подшипников скольжения зависит от режимов эксплуатации, толщины смазочного слоя между трущимися поверхностями радиального подшипника, а также от давления, от температуры смазочной среды в рабочем зазоре, расхода смазки. Для снижения потерь на трение в трибосистеме применяются высокотехнологичные смазочные материалы.

Для решения поставленной задачи проводится интегрирование системы безразмерных уравнений Навье – Стокса для «тонкого слоя» и уравнения неразрывности. Разработаны математические модели движения жидкого смазочного материала в рабочей зоне радиального подшипника скольжения с учетом реологических свойств применяемого смазочного материала.

В работе М. Deligant и др. [1] рассматривается теоретическая модель для расчета потери мощности на трение в подшипниках скольжения. Результаты теоретических и экспериментальных исследований хорошо согласовываются, что и позволило прогнозировать величину потери на трение.

Также выявлено понижение температуры за счет хорошей теплопроводности подшипника.

В статье Е. Zadorozhnaaya и др. [2] представлено исследование подшипников турбокомпрессора. Предложены многослойные подшипники с плавающими кольцами. Для амплитуды вращения ротора и температуры подшипника получены уравнения регрессии. Указано, что при любом режиме работы ротора амплитуда прецессии ротора составляет менее 11 мкм, а это указывает на отсутствие контакта ротора и колец радиального подшипника. Температура в подшипнике в зависимости от подачи смазочного материала повышается незначительно.

В работе S. C. Sharma и др. [3] проводятся теоретические исследования статических и динамических характеристик гибридного подшипника со щелевым вводом смазочного материала. Отмечено, что существенно влияет на эксплуатационные характеристики гибридных подшипников изменение вязкости из-за повышения температуры смазочной жидкости.

Исследование В. Kucinski и М. Fillon [4] направлено на изучение распределения температуры при переходных тепловых периодах. Отмечено, что скорость вращения вала, нагрузка в зоне трения влияют на температуру смазочного слоя и момент жидкостного трения. При повышении скорости вращения вала температура значительно возрастает, также температура будет выше при небольших нагрузках, чем при более высоких, из-за рециркуляции смазки.

В работе Р. Khatak и Н. Garg [5] проведено исследование гибридного подшипника скольжения на микрополярной смазке. Авторами сделан вывод, что на работу подшипника скольжения существенно влияет повышение температуры в зоне трения. Численный анализ решения задачи показывает: чтобы получить реалистические характеристики подшипника скольжения, работающего с микрополярной смазкой, необходимо учитывать тепловые эффекты в зоне трения.

В. Н. Прокопьев и др. [6], [7], [8] провели расчет устойчивости термогидродинамических сложнагруженных опор скольжения и подшипников скольжения. Анализировались теплонапряженность, износостойкость, долговечность.

В работах Н. П. Старостина и др. [9], [10] решаются задачи определения нестационарного температурного поля самосмазывающихся радиальных подшипников скольжения из антифрикционного материала. Определена математическая модель для диагностики трения. Сделан вывод: распределение температуры по длине вала и опоры однородно. Получены основные соотношения для тепловой диагностики трения.

Авторами работ [11], [13], [16], [18] проведены исследования радиальных, сферических и упорных подшипников скольжения. Рассмотрена задача о распределении температуры в области соприкосновения поверхностей вала и подшипниковой втулки. В разработанных математических моделях анализируются тепловые потоки через контактную поверхность полимерного и металлополимерного подшипников. Получены формулы для нахождения температурного поля в подшипнике скольжения с учетом постоянства коэффициента разделения теплового потока в зоне трения.

Д. С. Коднир и др. [19], [20] представили эластогидродинамическую теорию смазки. Эластогидродинамическая смазка дает возможность более точно получать расчет тепловыведения в смазочном слое при определении силы трения, толщины пленки смазочного материала, тепловой мощности работы подшипников скольжения.

В работах [21], [22], [23], [24] авторами используются эмпирические зависимости от параметров исследуемых пар трения, смазочных материалов и от эксплуатационных условий подшипников скольжения, которые могут быть использованы при расчете температурных полей в зоне трения.

Из проведенного анализа исследований видно, что необходимо повышать точность имеющихся математических моделей, а также разрабатывать новые математические модели при исследовании работы подшипников скольжения с учетом конструкторских их особенностей и с учетом реологических свойств применяемого смазочного материала.

В данной работе приводится исследование модели движения жидкого смазочного материала в радиальном подшипнике скольжения с осевой канавкой в подшипниковой втулке, имеющей полимерное покрытие её рабочей поверхности.

Постановка задачи

Рассмотрим турбулентное движение вязкого несжимаемого смазочного материала между эксцентрично расположенными круговым шипом (валом) радиусом r_0 и подшипниковой втулкой радиусом r_1 . Смазочный материал заполняет всё пространство между ними.

Для решения задачи предположим, что подшипниковая втулка находится в покое, а вал вращается вокруг своей неподвижной оси с постоянной угловой скоростью Ω . На рабочую поверхность подшипниковой втулки нанесено полимерное покрытие. Опорная поверхность подшипниковой втулки содержит осевую канавку для подачи смазочного материала в зону трения.

Решение задачи проведем в полярной системе координат (r, θ) с началом в центре подшипниковой втулки и углом θ (рис. 1). Уравнения контура вала, подшипниковой втулки, осевой канавки запишем в виде:

$$r' = r_0(1 + H), \quad r' = r_1, \quad r' = r_1 - \tilde{h}, \quad (1)$$

где $H = \varepsilon \cos \theta - \frac{1}{2} \varepsilon^2 \sin^2 \theta + \dots$, $\varepsilon = \frac{e}{r_0}$. r_0 – радиус вала;

r_1 – радиус подшипниковой втулки;

\tilde{h} – высота канавки;

e – эксцентриситет;

ε – относительный эксцентриситет.

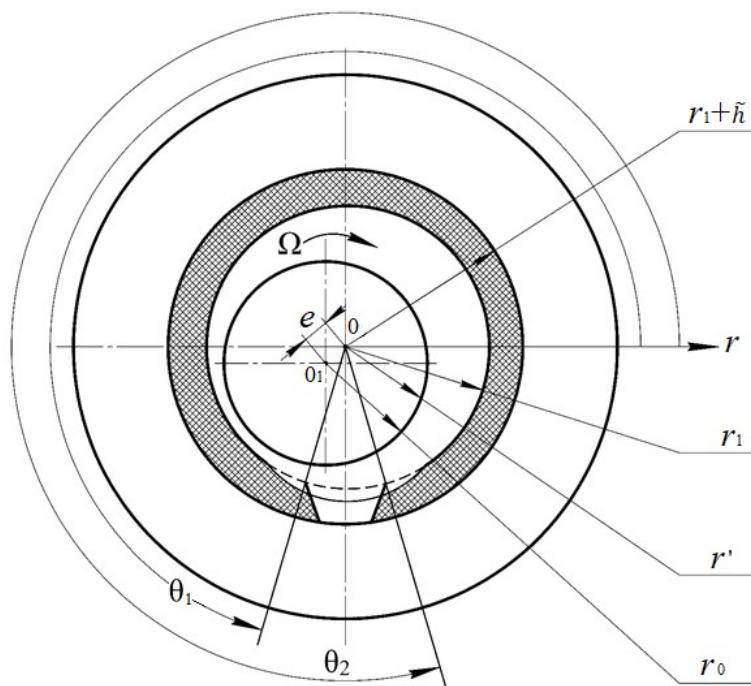


Рисунок 1 - Расчетная схема

Запишем зависимость вязкости смазочного материала от гидродинамического давления в смазочном слое:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha' p' - \beta' T'}. \quad (2)$$

Введем коэффициент j для турбулентности в смазочном слое:

$$j = 0,0139 \text{Re} e^{0,657}, \quad j > 1, \quad \text{где } \text{Re} = \rho \Omega \delta^2 / \mu_0,$$

где μ_0 – характерная вязкость;

μ' – коэффициент динамической вязкости смазочного материала;

p' – гидродинамическое давление в смазочном слое;

α' , β' – постоянная экспериментальная величина;

T' – температура.

Запишем уравнения движения смазочного материала – вязкой несжимаемой жидкости в «тонком слое» и уравнение неразрывности

$$\frac{\partial p_i}{\partial r'} = 0; \quad j \mu' \frac{\partial^2 v_{\theta i}}{\partial r'^2} = \frac{dp'_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial v'_{r'}}{\partial r'} + \frac{v'_{r'}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta i}}{\partial \theta} = 0, \quad (3)$$

где $v_{\theta i}$, $v'_{r'}$ – компоненты вектора скорости смазочного материала, при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned} v_{\theta} &= 0, \quad v'_{r'} = 0 \quad \text{при } r' = r_1; \\ v_{\theta} &= v^*(\theta), \quad v'_{r'} = u^*(\theta) \quad \text{при } r' = r_1 - \tilde{h}; \\ v_{\theta} &= r_0 \Omega, \quad v'_{r'} = -\Omega e \sin \theta \quad \text{при } r' = r_0 + e \cos \theta \\ p'(0) &= p'(\theta) = p_g, \end{aligned} \quad (4)$$

где p_g – давление на торцах интервала.

Перейдем к безразмерным величинам:

$$\begin{aligned} r' &= r_1 - \delta r, & \delta &= r_1 - r_0, & v_{\theta_i} &= \Omega r_0 v_i; & v_{r'} &= \Omega \delta u_i; \\ T' &= T^* \cdot T, & T^* &= \frac{\mu_0 \Omega^2 r_0^2}{I \lambda}, & p' &= p^* p, & p^* &= \frac{\mu_0 \Omega r_0^2}{\delta^2}, \\ \mu' &= \mu_0 \mu, & \alpha' &= \frac{\alpha}{p^*}, & \beta &= T^* \cdot \beta'. \end{aligned} \quad (5)$$

Дальнейшее решение (3) и (4) проведем с учетом (5) и получим:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p_i}{\partial r} &= 0; & \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} &= \frac{1}{e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta}; & \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} &= 0 \\ v &= 1, & u &= -\eta \sin \theta \text{ при } r = 1 - \eta \cos \theta = h(\theta); \\ v &= 0, & u &= 0 \text{ при } r = 0; & \theta_1 &\leq \theta \leq \theta_2; \\ v &= v^*(\theta), & u &= u^*(\theta) \text{ при } r = \eta_2; & 0 &\leq \theta \leq \theta_1; & \theta_2 &\leq \theta \leq 2\pi; \\ p(0) &= p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}, \end{aligned} \quad (6)$$

где $\eta = \frac{e}{\delta}$ – конструктивный параметр;

$\eta_2 = \frac{\tilde{h}}{\delta}$ – конструктивный параметр, характеризующий канавку;

θ_1 и θ_2 – соответственно угловые координаты канавки;

$u^*(\theta)$ и $v^*(\theta)$ – функции, полагающие наличие полимерного покрытия на рабочей поверхности подшипниковой втулки.

При решении задачи учтем условие постоянства расхода смазочного материала в единицу времени в любом сечении

$$Q = const,$$

а также условие непрерывности гидродинамического давления в окрестности канавки

$$p_3(\theta_2) = p_2(\theta_2); \quad p_1(\theta_1) = p_2(\theta_1). \quad (8)$$

Запишем соотношения для определения функций $u^*(\theta)$ и $v^*(\theta)$:

$$v^*(\theta) = \frac{1}{h(\theta) - \eta_2}; \quad u^*(\theta) = \frac{\eta \sin \theta}{h(\theta) - \eta_2}. \quad (9)$$

Учитывая (7), (8), (9), будем искать автомодельное решение поставленной задачи (6) в виде:

$$\begin{aligned} v_i &= \frac{\partial \psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta); & u_i &= -\frac{\partial \psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta); \\ \psi_i(r, \theta) &= \tilde{\psi}(\xi_i); & \xi_i &= \frac{r}{1 - \eta \cos \theta} \text{ при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ V_i(r, \theta) &= \tilde{v}_i(\xi_i); & U_i(r, \theta) &= -\tilde{u}_i(\xi_i) \cdot h'(\theta); \\ \xi_i &= \frac{r - \eta_2}{h(\theta) - \eta_2} \text{ при } 0 \leq \theta \leq \theta_1 \text{ и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi. \end{aligned} \quad (10)$$

Выполнив подстановку (10) в (6), получим:

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}_i''' &= a_i; & \tilde{v}_i'' &= b_i; & \tilde{u}'(\xi_i) + \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) &= 0; \\ \frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T'}} \frac{dp_i}{d\theta} &= \left[\frac{b_i}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3} \right], & (i = 1, 3), & h(\theta) = 1 - \eta \cos \theta; \\ \frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_2}{d\theta} &= \left(\frac{b_2}{h^2(\theta)} + \frac{a_2}{h^3(\theta)} \right). \end{aligned} \quad (11)$$

Запишем граничные условия для решения системы (11):

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}_i'(0) &= 0, & \tilde{\Psi}_i'(1) &= 0, & \tilde{u}_i(1) &= -\eta \sin \theta, & \tilde{v}_i(1) &= 0 \\ \tilde{u}_i(0) &= 0, & \tilde{v}_i(0) &= 1; & \int_0^1 \tilde{v}_i(\xi_i) d\xi_i &= 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Учитывая (12), для записи поля скоростей проинтегрируем систему уравнений (11):

$$\begin{aligned}
\tilde{\psi}'_1(\xi_1) &= a_1 \frac{\xi_1^2}{2} - a_1 \frac{\xi_1}{2}, & \tilde{v}_1(\xi_1) &= b_1 \frac{\xi_1^2}{2} + \left(1 - \frac{b_1}{2}\right) \xi_1 + 1, & u_1(\xi_1) &= \int_0^{\xi_1} \xi_1 \tilde{v}'_1(\xi_1) d\xi_1; \\
\tilde{\psi}'_2(\xi_2) &= a_2 \frac{\xi_2^2}{2} - a_2 \frac{\xi_2}{2}, & \tilde{v}_2(\xi_2) &= b_2 \frac{\xi_2^2}{2} + \left(1 - \frac{b_2}{2}\right) \xi_2 + 1, & u_2(\xi_2) &= \int_0^{\xi_2} \xi_2 \tilde{v}'_2(\xi_2) d\xi_2; \\
\tilde{\psi}'_3(\xi_3) &= a_3 \frac{\xi_3^2}{2} - a_3 \frac{\xi_3}{2}, & \tilde{v}_3(\xi_3) &= b_3 \frac{\xi_3^2}{2} + \left(1 - \frac{b_3}{2}\right) \xi_3 + 1, & u_3(\xi_3) &= \int_0^{\xi_3} \xi_3 \tilde{v}'_3(\xi_3) d\xi_3.
\end{aligned} \tag{13}$$

b_i определяется из уравнения $v_i(\xi_i) = b_i \frac{\xi_i^2}{2} + \left(1 - \frac{b_i}{2}\right) \xi_i + 1$:

$$b_1 = b_2 = b_3 = 6 \tag{14}$$

a_i определим из условия $p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_0}{p^*}$:

$$\begin{aligned}
a_1 &= -12(1 - \eta_2) \frac{1 - \tilde{\eta}^2}{2 + \tilde{\eta}^2}; \\
a_2 &= -6 \left(1 - \frac{\eta}{\theta_1} \sin \theta_1\right); \\
a_3 &= -6(1 - \eta_2) \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2\right),
\end{aligned} \tag{15}$$

где $\tilde{\eta} = \frac{\eta}{\eta_2}$.

Гидродинамическое давление определим из уравнения:

$$\begin{aligned}
\frac{1}{j\mu_i(\theta)} \frac{dp_i}{d\theta} &= \frac{b_i}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3}, \quad i = 1, 3; \\
\frac{1}{j\mu_2(\theta)} \frac{dp_2}{d\theta} &= \frac{b_2}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)}.
\end{aligned} \tag{16}$$

Из уравнения (16) определим функцию $\mu(\theta)$, используя закономерность изменения скорости диссипации энергии смазочной среды:

$$\frac{dH'}{d\theta} = \frac{2\mu_0\mu\Omega^2 r_0^2 h(\theta)}{\delta} \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi)}{h^2(\theta)} \right)^2 d\xi. \tag{17}$$

Влияние температуры на реологические свойства смазочного материала определяется выражением:

$$\frac{dT'}{d\theta} = \frac{dH'}{d\theta} \cdot \frac{1}{C_p Q} = \frac{1}{C_p Q} \cdot \frac{2\mu_0\mu\Omega^2 r_0^2 h(\theta)}{\delta} \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi)}{h^2(\theta)} \right)^2 d\xi, \tag{18}$$

где C_p – теплоемкость при постоянном давлении; $h(\theta)$ – толщина масляной пленки; Q – расход смазочного материала в единицу времени:

$$Q_i = \Omega r_0 \delta \int_0^1 \tilde{\psi}'(\xi) d\xi = -\Omega r_0 \delta \frac{a_i}{12}. \tag{19}$$

Выражение $\mu = e^{\alpha p - \beta T}$ продифференцируем по θ :

$$j \frac{d\mu}{d\theta} = \mu(\theta) \left(\alpha \frac{dp}{d\theta} - \beta \frac{dT}{d\theta} \right) = \mu(\theta) \alpha \frac{dp}{d\theta} + \frac{\mu^2(\theta) \beta 24\mu_0 \Omega r_0 h(\theta)}{T^* C_p \delta^2 a_i} \cdot \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi)}{h^2(\theta)} \right)^2 d\xi. \tag{20}$$

Определим $\mu(\theta)$ с учетом (16):

$$\begin{aligned}
\frac{1}{j\mu_i^2(\theta)} \frac{d\mu_i}{d\theta} &= \frac{\alpha b_i}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{\alpha a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3} + \\
&+ \frac{24\mu_0 \beta \Omega r_0 (h(\theta) - \eta_2)}{T^* C_p \delta^2 a_i} \cdot \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi_i)}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{v}'(\xi_i)}{(h(\theta) - \eta_2)} \right)^2 d\xi, \quad i = 1, 3; \\
\frac{1}{j\mu_2^2(\theta)} \frac{d\mu_2}{d\theta} &= \frac{\alpha b_2}{h^2(\theta)} + \frac{\alpha a_i}{h^3(\theta)} + \frac{24\mu_0 \beta \Omega r_0 h(\theta)}{T^* C_p \delta^2 a_2} \cdot \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi_i)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi_i)}{h(\theta)} \right)^2 d\xi.
\end{aligned} \tag{21}$$

Непосредственным интегрированием (21) получим:

$$j\mu_i(\theta) = \frac{1}{1 - \beta K_i [\Delta_1 I_3(\theta) + \Delta_2 I_2(\theta) + \Delta_3 I_1(\theta)] - \alpha [b_i I_2(\theta) + a_i I_3(\theta)]}, \quad i = 1, 3; \quad (22)$$

$$j\mu_2(\theta) = \frac{1}{1 - \beta K_2 [\Delta_1 I_3(\theta) + \Delta_2 I_2(\theta) + \Delta_3 I_1(\theta)] - \alpha [b_1 I_2(\theta) + a_2 I_3(\theta)]},$$

где $K_i = \frac{24\mu_0\Omega r_0}{\Gamma^* C_p \delta^2 a_i}$; $\Delta_1 = \int_0^1 (\tilde{\psi}''(\xi_i))^2 d\xi_i = \frac{a_i^2}{12}$;
 $\Delta_2 = 2 \int_0^1 (\tilde{\psi}''(\xi_i) \cdot \tilde{v}'(\xi_i)) d\xi_i = \frac{1}{6} b_i a_i = a_i$;
 $\Delta_3 = \int_0^1 (\tilde{v}'(\xi_i))^2 d\xi_i = 4$; $I_{K_i} = \int_0^\theta \frac{d\theta}{h_i^K(\theta)}$.

Найдем аналитические выражения для $\mu(\theta)$ из системы уравнений (22) с точностью $O(\eta^2)$, $O(\eta_1^2)$, $O(\eta_2^2)$, $O(\tilde{\eta}^2)$, $O(\eta\eta_1)$, $O(\eta\tilde{\eta})$, $O(\eta_2\eta)$, $O(\eta_2\tilde{\eta})$, $O(\tilde{\eta}\eta_2)$ включительно:

$$j\mu_1(\theta) = 1 + \beta K_1 \left[4\theta + 28\eta \sin \theta - 24\tilde{\eta}^2 \left(\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) - 60\theta\tilde{\eta}^2 - 20\theta\eta_2 - 40\eta_2\eta \sin \theta \right] -$$

$$- 3\alpha \left(6\theta + 10\eta \sin \theta - 11\tilde{\eta}^2 \left(\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) + 12\eta_2\theta + 40\eta_2\eta \sin \theta - 70\eta_2^2\theta + 12\tilde{\eta}^2\theta \right)$$

$$j\mu_2(\theta) = 1 + \beta K_2 \left[\theta + \eta \sin \theta - \frac{6\eta^2}{\theta_1} \sin \theta_1 \sin \theta - \frac{3}{2}\eta^2 \left(\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) + \frac{3\eta^2\theta}{\theta_1^2} \sin^2 \theta_1 \right] +$$

$$+ 6\alpha \left[-\eta \sin \theta + \eta^2 \left(\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) + \frac{\eta\theta \sin \theta_1}{\theta_1} + \frac{3\eta}{\theta_1} \sin \theta_1 \sin \theta \right] \quad (23)$$

$$j\mu_3(\theta) = 1 + \beta K_3 \left[\theta + \eta \sin \theta + \eta_2\theta - 3\eta_2\eta \sin \theta + \frac{3\tilde{\eta}^2\theta}{\theta_2^2} \sin^2 \theta_2 - 6\eta_2^2\theta - \frac{6\eta\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 \sin \theta - \right.$$

$$\left. - 12\frac{\tilde{\eta}\eta_2\theta}{\theta_2} \sin \theta_2 - \frac{3}{2}\tilde{\eta} \left(\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) + 4\eta_2\tilde{\eta} \sin \theta \right] - 6\alpha \left[-\eta \sin \theta + \tilde{\eta}^2 \left(\theta + \frac{1}{2} \sin 2\theta \right) - \right.$$

$$\left. - 4\eta_2\eta \sin \theta + \frac{\tilde{\eta}\theta \sin \theta_2}{\theta_2} + \frac{3\eta\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta \sin \theta_2 + \frac{2\eta\tilde{\eta}\theta}{\theta_2} \sin \theta_2 \right]$$

Учитывая (16) и (23), получим аналитические выражения для определения безразмерного гидродинамического давления:

$$p_i = \mu_i(\theta) (b_i I_2(\theta) + a_i I_3(\theta)) + \frac{p_g}{p^*}.$$

$$p_1(\theta) = -3j \left(\theta (6 - 11\tilde{\eta}^2 + 12\eta_2 - 70\eta_2^2 + 12\tilde{\eta}^2) + \sin \theta (10\eta + 40\eta_2\eta) - \frac{1}{2}\tilde{\eta}^2 \sin 2\theta \right) -$$

$$- 3\beta K_1 \left[\theta^2 (24 - 72\eta_2 - 280\eta_2^2 - 600\tilde{\eta}^2) + \theta \sin \theta (208\eta + 56\eta_2\eta) - \right.$$

$$\left. - 144\tilde{\eta}^2\theta \sin 2\theta + 280\eta^2 \sin^2 \theta \right] + 9\alpha \left[\theta^2 (36 + 72\tilde{\eta}^2 - 696\eta_2^2 + 132\tilde{\eta}^2 + 144\eta_2) + \right.$$

$$\left. + \theta \sin \theta (720\eta_2\eta + 120\eta) + 100\eta^2 \sin^2 \theta - 132\tilde{\eta}^2\theta \sin 2\theta \right] + \frac{p_g}{p^*};$$

$$p_2(\theta) = j\theta \left(6\eta^2 + \frac{6\eta \sin \theta_1}{\theta_1} \right) + \sin \theta \left(-6\eta + \frac{18\eta}{\theta_1} \sin \theta_1 \right) + 3\eta^2 \sin 2\theta +$$

$$+ \beta K_2 \left[\theta^2 + \left(6\eta^2 + \frac{6\eta \sin \theta_1}{\theta_1} \right) + \theta \sin \theta \left(-6\eta + \frac{18\eta \sin \theta_1}{\theta_1} + \frac{6\eta^2 \sin \theta_1}{\theta_1} \right) + \right.$$

$$\left. + 3\eta^2\theta \sin 2\theta - \sin^2 \theta \left(6\eta^2 - \frac{18\eta^2}{\theta_1} \sin \theta_1 \right) \right] + 36\alpha \left[\sin^2 \theta \left(\eta^2 + \frac{9\eta^2}{\theta_1^2} \sin^2 \theta_1 - \frac{6\eta^2}{\theta_1} \sin \theta_1 \right) + \right.$$

$$\left. + \frac{\eta^2\theta^2 \sin^2 \theta_1}{\theta_1^2} - \theta \sin \theta \left(\frac{2\eta^2 \sin \theta_1}{\theta_1} + \frac{6\eta^2 \sin^2 \theta_1}{\theta_1^2} \right) \right] + \frac{p_g}{p^*};$$

$$p_3(\theta) = 6j \sin \theta \left(\eta + 4\eta_2\eta - \frac{3\eta\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 \right) - 6\theta \left(\tilde{\eta}^2 + \frac{\tilde{\eta} \sin \theta_2}{\theta_2} + \frac{2\eta\tilde{\eta} \sin \theta_2}{\theta_2} \right) -$$

$$- 3\tilde{\eta}^2 \sin 2\theta - \beta K_3 \left[\theta^2 \left(6\tilde{\eta}^2 + \frac{6\tilde{\eta} \sin \theta_2}{\theta_2} + \frac{12\eta\tilde{\eta} \sin \theta_2}{\theta_2} + \frac{6\tilde{\eta}\eta_2 \sin \theta_2}{\theta_2} - \frac{9\tilde{\eta}^2 \sin \theta_2}{\theta_2} \right) - \right.$$

$$\left. - 6\eta \sin \theta - \theta \sin \theta \left(30\eta_2\eta - \frac{24\eta\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 - 9\tilde{\eta}\eta \right) + \right.$$

$$\left. + \theta \sin 2\theta \left(3\tilde{\eta}^2 - \frac{9\tilde{\eta}^2 \sin \theta_2}{2\theta_2} \right) - 6\eta^2 \sin^2 \theta + \frac{9}{2}\tilde{\eta}\eta \sin \theta \sin 2\theta \right] +$$

$$+ 36\alpha \left[\eta^2 \sin^2 \theta + \frac{\tilde{\eta}^2\theta^2}{\theta_2^2} \sin^2 \theta_2 - \frac{2\eta\tilde{\eta}\theta}{\theta_2} \sin \theta_2 \sin 2\theta \right] + \frac{p_g}{p^*}.$$

Для определения несущей способности и силы трения используем формулу (24):

$$R_x = \frac{j\mu_0\Omega r_0^3}{\delta^2} \left[\int_0^{\theta_1} \left(p_1 - \frac{p_g}{p^*} \right) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(p_2 - \frac{p_g}{p^*} \right) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(p_3 - \frac{p_g}{p^*} \right) \cos \theta d\theta \right];$$

$$R_y = \frac{j\mu_0\Omega r_0^3}{\delta^2} \left[\int_0^{\theta_1} \left(p_1 - \frac{p_g}{p^*} \right) \sin \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(p_2 - \frac{p_g}{p^*} \right) \sin \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(p_3 - \frac{p_g}{p^*} \right) \sin \theta d\theta \right]; \quad (25)$$

$$L_{\text{тр}} = j\mu_0\Omega r_0^3 \left(1 + (\alpha p - \beta T) - \frac{(\alpha p - \beta T)^2}{2} \right) \left[\int_0^{\theta_1} \mu_1(\theta) \left(\frac{\tilde{\Psi}_1''(0)}{(h(0) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{v}'_1(0)}{(h(0) - \eta_2)} \right) d\theta + \right.$$

$$\left. + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \mu_2(\theta) \left(\frac{\tilde{\Psi}_2''(0)}{h^2(0)} + \frac{\tilde{v}'_2(0)}{h(0)} \right) d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \mu_3(\theta) \left(\frac{\tilde{\Psi}_3''(0)}{(h(0) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{v}'_3(0)}{(h(0) - \eta_2)} \right) d\theta \right].$$

По полученным аналитическим выражениям для гидродинамического давления в смазочном слое p_i (24), несущей способности R_x , R_y (25) при численных значениях рассматриваемых параметров: скорость 1 м/с,

$\theta_2 - \theta_1 = 5,74-22,92$ град, $\sigma = 4,9-24,5$ МПа, $\mu_0 = 0,0707-0,0076$ Нс/м², $\Omega = 100-2400$ с⁻¹, $\alpha = 0-1$, $T = 25-100$ °С, $\delta = 0,05 \cdot 10^{-3}-0,07 \cdot 10^{-3}$ м, $r_0 = 0,01995-0,04993$ м, $p_g = 0,2$ МПа, построены графики (рис. 2, 3) зависимостей при постоянной угловой скорости вращения вала вокруг своей оси.

На рис. 2 приведен график изменения радиальной составляющей несущей способности в зависимости от применяемой нагрузки, скоростных режимов и от параметров осевой канавки.

Из анализа функциональной зависимости для R_y сделан вывод, что осевая канавка слабо влияет на гидродинамический режим работы исследуемого подшипника. В то же время предложенная осевая канавка в расчетной модели обеспечивает формирование гидродинамического давления с учетом влияния температуры на реологические свойства смазочного материала.

На работу полимерной трибосистемы, на свойства полимерного покрытия рабочей поверхности подшипниковой втулки существенно влияет температура радиального подшипника скольжения.

Численный анализ полученных теоретических результатов позволил рассчитать несущую способность, коэффициент трения (табл. 1) от нагрузки, вязкости смазочного материала, от давления в смазочном слое, температуры маслоподдерживающей осевой канавки и от её ширины.

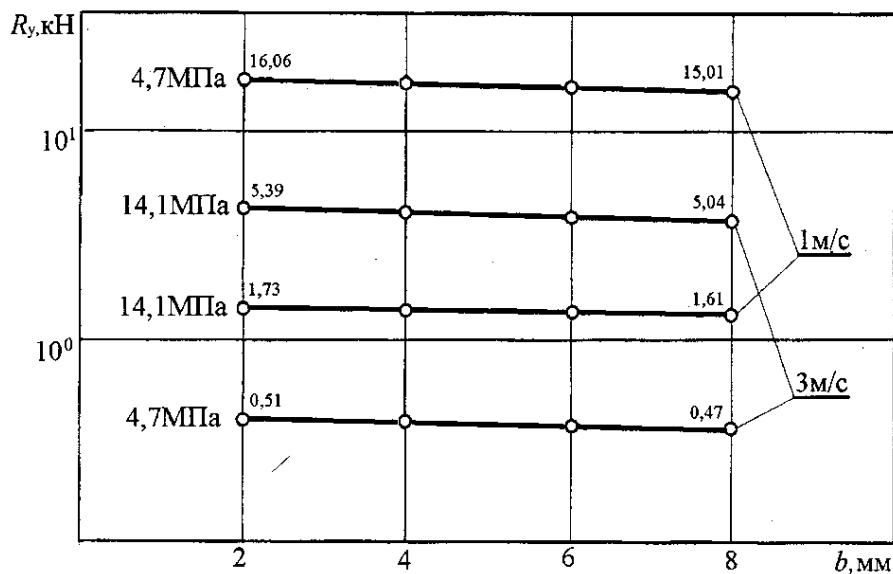


Рисунок 2 - Изменение радиальной составляющей несущей способности

Расчет коэффициента трения в зависимости от нагрузки и ширины осевой канавки представлен в таблице 1.

Таблица 1 - Зависимость коэффициента трения от нагрузки

Коэффициент трения	Нагрузка σ , МПа	Ширина маслоподдерживающей канавки b , мм				
		1	2	3	4	5
f	0,2	0,01402	0,01395	0,01388	0,01381	0,01375
	4,7	0,000596	0,000594	0,000891	0,000488	0,00585
	14,1	0,0001987	0,0001979	0,0001969	0,0001959	0,000195

По анализу полученной зависимости для коэффициента трения от нагрузки в исследуемом диапазоне видим, что коэффициент трения находится в пределах гидродинамического режима работы радиального подшипника скольжения. Отмечается, что величина коэффициента трения не зависит от ширины осевой канавки.

По результатам численного анализа полученных зависимостей построены графики, приведенные на рисунке 3.

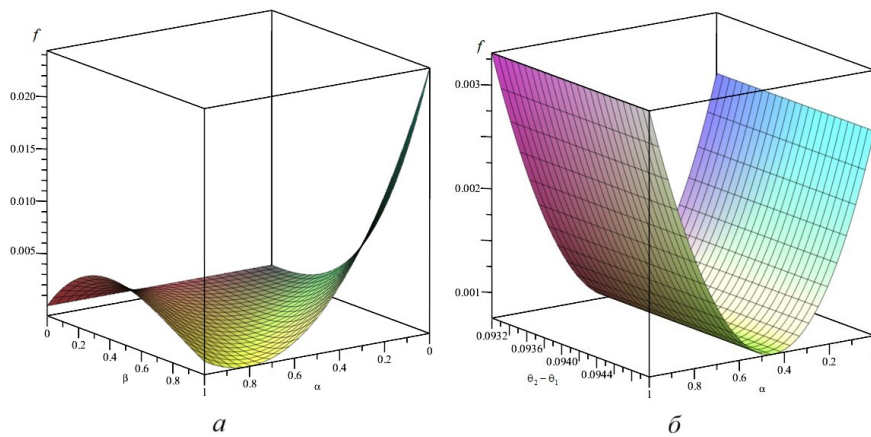


Рисунок 3 - Зависимость коэффициента трения от параметров:

a – вязкости смазочного материала от давления и температуры; *б* – характеризующих зависимость ширины осевой канавки и вязкости смазочного материала от температуры

В результате исследования получены уточненные многофакторные расчетные модели для проверочных и проектных расчетов радиальных подшипников скольжения с антифрикционными полимерными покрытиями, работающими в гидродинамическом режиме.

Проведение экспериментов

Экспериментальные исследования проведены для новой конструкции радиальных подшипников, включающих в себя полимерное покрытие опорной поверхности подшипниковой втулки и имеющуюся в ней осевую канавку.

Триботехнические исследования проводились на модернизированной машине трения ИИ 5018 (рис. 4, 5).

Определялась объемная температура в паре трения «ролик – колодка» (рис. 4) с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием рабочей поверхности колодки.

Объемная температура определялась по показаниям тепловизора (рис. 5).

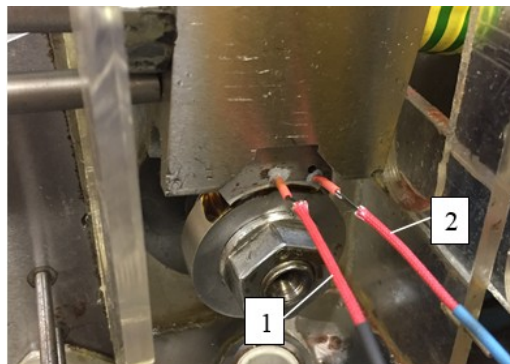


Рисунок 4 - Определение объемной температуры в паре трения «ролик – колодка»: 1, 2 – термопары

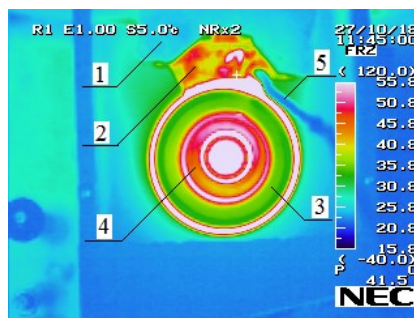


Рисунок 5 - Показания тепловизора при определении объемной температуры в паре трения «ролик – колодка» с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием:

1 – колодководержатель; 2 – опытный образец; 3 – ролик; 4 – контргайка; 5 – термопара

Образцы были изготовлены в виде частичных вкладышей из кольцевой заготовки по центральному углу 60°. На их поверхности наносились полимерные покрытия и канавки на глубину покрытия равную 0,55 мм. Кроме того, колодки имели отверстия для термопар (см. рис. 4).

Результаты исследований

В результате теоретического исследования установлено, что несущая способность повышается примерно на 12–14 %, а коэффициент трения снижается на 8–10% в диапазоне исследованных режимов (табл. 2).

Таблица 2 - Результаты теоретического исследования поверхности подшипниковой втулки с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием

№	σ , МПа	Угловые координаты ($\theta_2 - \theta_1$)				
		5,74	10,03	14,32	18,61	22,92
Коэффициент трения						
1	4,9	0,008890	0,0112130	0,009200	0,0060000	0,00333000
2	9,8	0,005590	0,0055910	0,005753	0,0040850	0,00269650
3	14,7	0,002293	0,0023920	0,002306	0,0021705	0,00205700
4	19,6	0,002195	0,0022613	0,002204	0,0021136	0,00203793
5	24,5	0,002097	0,0021307	0,002102	0,0020570	0,00201887

В процессе экспериментального исследования были установлены области рационального применения полученных моделей. Получен устойчивый гидродинамический режим трения после 2-минутной приработки, при этом нагрузка увеличивалась ступенчато 5 раз от 4,9 до 24,5 МПа (табл. 3).

Таблица 3 - Результаты исследования поверхности подшипниковой втулки с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием

№	Режим		Коэффициент трения				Погрешность, %	
	σ , МПа	V, м/с	Теоретический результат		Экспериментальное исследование			
			Полимерное покрытие	Покрытие в канавке	Покрытие	Покрытие с канавкой		
1	4,9	0,3	0,0115	0,0097	0,0139	0,0114	5–12	6–13
2	9,8	0,3	0,0060	0,0043	0,0074	0,0042		
3	14,7	0,3	0,0040	0,0021	0,0053	0,0033		
4	19,6	0,3	0,0055	0,0031	0,0077	0,0052		
5	24,5	0,3	0,0095	0,0064	0,0107	0,0078		

Обсуждение результатов

Теоретически решена задача гидродинамического расчета радиального подшипника скольжения, имеющего полимерное покрытие и осевую канавку на рабочей поверхности подшипниковой втулки. Установлены необходимые параметры канавки, позволяющие подшипнику выходить в гидродинамический режим при заданной нагрузке.

Исследованная новая конструкция радиального подшипника позволила выявить, что при работе нового подшипника в канавке возникает циркуляционное течение смазки, позволяющее образовывать гидродинамический клин, что приводит к повышению несущей способности подшипника. Разработана расчетная модель течения смазки в рабочем зазоре радиального подшипника, учтена зависимость вязкости смазки от давления и температуры.

При наличии на рабочей поверхности подшипниковой втулки осевой канавки протяженность рабочей зоны гидродинамического давления значительно возрастает, что приводит к увеличению несущей способности подшипника.

Выполненные экспериментальные исследования позволили подтвердить полученные теоретические результаты и установить, что нанесенное полимерное покрытие и наличие осевой канавки на рабочей поверхности подшипниковой втулки повышают работоспособность радиального подшипника скольжения, увеличивая срок его эксплуатации, при применении смазочного материала с учетом реологических свойств этого материала.

Новый способ расчетных моделей позволяет значительно расширить область применения работы радиальных подшипников.

Заключение

1. Проведены теоретическое и экспериментальное исследования радиальных подшипников скольжения с фторопластсодержащим полимерным покрытием и с осевой канавкой на опорной поверхности подшипниковой втулки.

2. Полученные расчетные математические модели учитывают в качестве дополнительной смазки фторопластсодержащее покрытие и осевую канавку на опорной поверхности подшипниковой втулки.

3. В результате исследования с учетом реологических свойств смазочного материала разработаны новые математические методы прогнозирования работы радиальных подшипников скольжения, обеспечивающие одновременно повышенную несущую способность и гидродинамическую устойчивость их работы.

4. В диапазоне исследуемых режимов работы радиальных подшипников скольжения с осевой канавкой шириной 3 мм установлено повышение их несущей способности на 12–14% и снижение коэффициента трения на 8–10%.

5. Конструкция радиального подшипника с полимерным покрытием и осевой канавкой шириной 3 мм повышает работоспособность подшипника за счет лучшего поступления смази в зону трения.

Условные обозначения:

r_0 – радиус вала; r_1 – радиус подшипниковой втулки; \tilde{h} – высота канавки; e – эксцентриситет; ε – относительный эксцентриситет; μ_0 – характерная вязкость; μ' – коэффициент динамической вязкости смазочного материала; p' – гидродинамическое давление в смазочном слое; α' , β' – постоянная экспериментальная величина; T' – температура; I – механический эквивалент тепла; λ – теплопроводность смазочного материала; $\eta = \frac{I}{\sigma}$ – конструктивный параметр; $\eta_2 = \frac{\tilde{h}}{\sigma}$ – конструктивный параметр, характеризующий канавку; θ_1, θ_2 – соответственно угловые координаты канавки; $u^*(\theta)$ и $v^*(\theta)$ – известные функции, обусловленные наличием полимерного покрытия на поверхности подшипниковой втулки; Q – расход смазочного материала в единицу времени; C_p – теплоемкость при постоянном давлении; $h(\theta)$ – толщина масляной пленки.

Благодарности

Авторы выражают благодарность руководителю лаборатории кафедры «Теоретическая механика» академику Российской академии наук Колесникову В.И. за помощь в проведении экспериментальных исследований.

Конфликт интересов

Не указан.

Рецензия

Все статьи проходят рецензирование. Но рецензент или автор статьи предпочли не публиковать рецензию к этой статье в открытом доступе. Рецензия может быть предоставлена компетентным органам по запросу.

Acknowledgement

The authors express their gratitude to V.I. Kolesnikov, head of the laboratory of the Department of Theoretical Mechanics, Academician of the Russian Academy of Sciences, for his assistance in the experimental studies.

Conflict of Interest

None declared.

Review

All articles are peer-reviewed. But the reviewer or the author of the article chose not to publish a review of this article in the public domain. The review can be provided to the competent authorities upon request.

Список литературы / References

1. Deligant M. CFD Model for Turbocharger Journal Bearing Performances / M. Deligant, P. Podevin, G. Descombes // Applied Thermal Engineering. — 2011. — Vol. 31. — Iss. 5. — P. 811–819. — DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.10.030
2. Zadorozhnaya E. Theoretical and Experimental Investigations of the Rotor Vibration Amplitude of the Turbocharger and Bearings Temperature / E. Zadorozhnaya, S. Sibiryakov, V. Hudyakov // Tribology in Industry. — 2017. — Vol. 39. — 4. — P. 452–459. — DOI: 10.24874/ti.2017.39.04.04.
3. Sharma S.C. Thermohydrostatic Analysis of Slotentry Hybrid Journal Bearing System / S.C. Sharma, V. Kumar, S.C. Jain et al. // Tribology International. — 2002. — Vol. 35. — 9. — P. 561–577.
4. Kucinschi B. An Experimental Study of Transient Thermal Effects in a Plain Journal Bearing / B. Kucinschi, M. Fillon // Journal of Tribology. — 1999. — Vol. 121. — 2. — P. 327–332.
5. Khatak P. Performance Analysis of Capillary Compensated Hybrid Journal Bearing by Considering Combined Influence of Thermal Effects and Micropolar Lubricant / P. Khatak, H.C. Garg // Journal of Tribology. — 2016. — Vol. 139. — 1. — P. 011707. — DOI: 10.1115/1.4033715.
6. Прокопьев В.Н. Термогидродинамическая задача смазки сложнагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями / В.Н. Прокопьев, В.Г. Караваев // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. — 2003. — Вып. 3. — 1(17). — С. 56–66.
7. Прокопьев В.Н. Многосеточный алгоритм интегрирования уравнения Рейнольдса для гидродинамических давлений в смазочном слое опор скольжения / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная // Труды Международного форума по проблемам науки, техники и образования. — Москва: Академия наук о Земле, 2001. — С. 6–10.
8. Прокопьев В.Н. Гидромеханические характеристики сложнагруженных подшипников скольжения с учетом некруглостей цапфы и втулки / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, К.В. Гаврилов // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2009. — 4. — С. 98–104.
9. Старостин Н.П. Тепловая диагностика трения в самосмазывающихся радиальных подшипниках движения. Часть 2: Учет в математической модели подвижности вала / Н.П. Старостин, А.С. Кондаков, М.А. Васильева // Трение и износ. — 2010. — Т. 31. — 6. — С. 590–594.
10. Старостин Н.П. Трехмерная диагностика трения в подшипниках скольжения / Н.П. Старостин, А.С. Кондаков, М.А. Васильева // Математические заметки ЯГУ. — 2012. — Т. 19. — 2. — С. 187–195.
11. Айнбиндер С.Б. Расчет температуры металлполимерной пары при тяжелых режимах трения / С.Б. Айнбиндер, А.А. Дзенис, Э.Л. Тюнина // Механика полимеров. — 1973. — 4. — С. 75–81.
12. Александров В.М. О расчете контактных температур, возникающих при вращении вала в подшипнике / В.М. Александров, Е.А. Губарева // Трение и износ. — 2007. — Т. 28. — 1. — С. 39–43.

13. Бабешко В.А. К расчету температур, возникающих при вращении вала в подшипнике / В.А. Бабешко, И.И. Ворovich // ПМТФ. — 1968. — 2. — С. 135–137.
14. Колесников В.И. К вопросу о теплонагруженности металлонаполненных полимерных подшипников скольжения / В.И. Колесников, С.А. Подрезов, В.А. Алексеев // Трение и износ. — 1982. — Т. 3. — 6. — С. 1009–1015.
15. Колесников В.И. Исследование температурных полей некоторых узлов трения / В.И. Колесников, В.А. Кучеров, С.А. Подрезов // Физико-механические процессы в зоне контакта деталей машин. — Калинин, 1983. — С. 70–77.
16. Огарков Б.И. Расчет стационарного поля анизотропного вкладыша подшипника скольжения / Б.И. Огарков, Л.И. Голомедова // Известия вузов. Машиностроение. — 1970. — 8. — С. 43–48.
17. Огарков В.И. Аналитико-экспериментальный метод определения температурного поля двухслойного анизотропного вкладыша подшипника / В.И. Огарков, С.П. Кухаренко // Трение и износ. — 1985. — Т. 6. — 2. — С. 228–234.
18. Павлова И.В. Исследование распределения температуры в тонкостенных металлополимерных подшипниках скольжения / И.В. Павлова, В.И. Колесников, Ю.А. Евдокимов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. — 2001. — 2. — С. 29–33.
19. Коднир Д.С. Эластогидродинамический расчет деталей машин / Д.С. Коднир, Е.П. Жильников, Ю.И. Байбородов. — Москва: Машиностроение, 1988. — 160 с.
20. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин / Д.С. Коднир. — Москва: Машиностроение, 1976. — 304 с.
21. Перель Л.Я. Подшипники качения: расчет, проектирование и обслуживание опор / Л.Я. Перель. — Москва: Машиностроение, 1983. — С. 543.
22. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. — Москва: Машиностроение, 1989. — 496 с.
23. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров / Х. Уонг. — Москва: Атомиздат, 1979. — 216 с.
24. Белоусов М.Д. Метод самодиагностики термопреобразователя сопротивлений в процессе работы / М.Д. Белоусов, А.Л. Шестаков // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника. — 2009. — 3(136). — С. 17–19.

Список литературы на английском языке / References in English

1. Deligant M. CFD Model for Turbocharger Journal Bearing Performances / M. Deligant, P. Podelvin, G. Descombes // Applied Thermal Engineering. — 2011. — Vol. 31. — Iss. 5. — P. 811–819. — DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2010.10.030
2. Zadorozhnaya E. Theoretical and Experimental Investigations of the Rotor Vibration Amplitude of the Turbocharger and Bearings Temperature / E. Zadorozhnaya, S. Sibiryakov, V. Hudyakov // Tribology in Industry. — 2017. — Vol. 39. — 4. — P. 452–459. — DOI: 10.24874/ti.2017.39.04.04.
3. Sharma S.C. Thermohydrostatic Analysis of Slotentry Hybrid Journal Bearing System / S.C. Sharma, V. Kumar, S.C. Jain et al. // Tribology International. — 2002. — Vol. 35. — 9. — P. 561–577.
4. Kucinschi B. An Experimental Study of Transient Thermal Effects in a Plain Journal Bearing / B. Kucinschi, M. Fillon // Journal of Tribology. — 1999. — Vol. 121. — 2. — P. 327–332.
5. Khatak P. Performance Analysis of Capillary Compensated Hybrid Journal Bearing by Considering Combined Influence of Thermal Effects and Micropolar Lubricant / P. Khatak, H.C. Garg // Journal of Tribology. — 2016. — Vol. 139. — 1. — P. 011707. — DOI: 10.1115/1.4033715.
6. Prokop'ev V.N. Termogidrodinamicheskaya zadacha smazki slozhnonagruzhennykh opor skol'zheniya nen'yutonovskimi zhidkostyami [Thermohydrodynamic Problem of Lubrication of Complexly Loaded Sliding Bearings with Non-Newtonian Fluids] / V.N. Prokop'ev, V.G. Karavaev // Vestnik YUUrGU. Seriya Mashinostroenie [Bulletin of SUSU. Mechanical Engineering Series]. — 2003. — Iss. 3. — 1(17). — P. 56–66. [in Russian].
7. Prokop'ev V.N. Mnogosetochnyj algoritm integrirovaniya uravneniya Rejnol'dsa dlya gidrodinamicheskikh davlenij v smazochnom sloe opor skol'zheniya [A Multigrid Algorithm for Integrating the Reynolds Equation for Hydrodynamic Pressures in the Lubricating Layer of Sliding Supports] / V.N. Prokop'ev, A.K. Boyarshinova, E.A. Zadorozhnaya // Trudy Mezhdunarodnogo foruma po problemam nauki, tekhniki i obrazovaniya [Proceedings of the International Forum on Problems of Science, Technology and Education]. — Moscow, 2001. — P. 6–10. [in Russian]
8. Prokop'ev V.N. Gidromekhanicheskie harakteristiki slozhnonagruzhennykh podshipnikov skol'zheniya s uchetom nekruglostej capfy i vtulki [Hydromechanical Characteristics of Complex-Loaded Sliding Bearings Taking into Account the Non-Roundness of the Trunnion and Sleeve] / V.N. Prokop'ev, A.K. Boyarshinova, K.V. Gavrillov // Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin [Problems of Mechanical Engineering and Machine Reliability]. — 2009. — 4. — P. 98–104. [in Russian]
9. Starostin N.P. Teplovaya diagnostika treniya v samosmazyvayushchihsya radial'nyh podshipnikah dvizheniya. CHast' 2: Uchet v matematicheskoy modeli podvizhnosti vala [Thermal Diagnostics of Friction in Self-Lubricating Radial Motion Bearings. Part 2: Accounting in the Mathematical Model of Shaft Mobility] / N.P. Starostin, A.S. Kondakov, M.A. Vasil'eva // Trenie i iznos [Friction and Wear]. — 2010. — Vol. 31. — 6. — P. 590–594. [in Russian]
10. Starostin N.P. Trekhmernaya diagnostika treniya v podshipnikah skol'zheniya [Three-Dimensional Diagnostics of Friction in Sliding Bearings] / N.P. Starostin, A.S. Kondakov, M.A. Vasil'eva // Matematicheskie zametki YAGU [Mathematical Notes of YSU]. — 2012. — Vol. 19. — 2. — P. 187–195. [in Russian]
11. Ajnbinder S.B. Raschet temperatury metallpolimernoj pary pri tyazhelyh rezhimakh treniya [Calculation of the Temperature of a Metal Polymer Pair under Severe Friction Conditions] / S.B. Ajnbinder, A.A. Dzenis, E.L. Tyunina // Mekhanika polimerov [Mechanics of Polymers]. — 1973. — 4. — P. 75–81. [in Russian]

12. Aleksandrov V.M. O raschete kontaktnykh temperatur, vznikayushchih pri vrashchenii vala v podshipnike [On the Calculation of Contact Temperatures Arising from the Rotation of the Shaft in the Bearing] / V.M. Aleksandrov, E.A. Gubareva // *Trenie i iznos* [Friction and Wear]. — 2007. — Vol. 28. — 1. — P. 39–43. [in Russian]
13. Babeshko V.A. K raschetu temperatur, vznikayushchih pri vrashchenii vala v podshipnike [To the Calculation of Temperatures Arising from the Rotation of the Shaft in the Bearing] / V.A. Babeshko, I.I. Vorovich // *PMTF* [Journal of Applied Mechanics and Technical Physics]. — 1968. — 2. — P. 135–137. [in Russian]
14. Kolesnikov V.I. K voprosu o teplonagruzhennosti metallonapolnennykh polimernykh podshipnikov skol'zheniya [On the Issue of Heat Loading of Metal-Filled Polymer Sliding Bearings] / V.I. Kolesnikov S.A. Podzerov, V.A. Alekseev // *Trenie i iznos* [Friction and Wear]. — 1982. — Vol. 3. — 6. — P. 1009–1015. [in Russian]
15. Kolesnikov V.I. Issledovanie temperaturnykh polej nekotorykh uzlov treniya [Investigation of Temperature Fields of Some Friction Units] / V.I. Kolesnikov V.A. Kucherov, S.A. Podzerov // *Fiziko-mekhanicheskie processy v zone kontakta detalej mashin* [Physico-mechanical Processes in the Contact Zone of Machine Parts]. — Kalinin, 1983. — P. 70–77. [in Russian]
16. Ogarkov B.I. Raschet stacionarnogo polya anizotropnogo vkladysya podshipnika skol'zheniya [Calculation of the Stationary Field of an Anisotropic Sliding Bearing Liner] / B.I. Ogarkov, L.I. Golomedova // *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie* [News of Universities. Mechanical Engineering]. — 1970. — 8. — P. 43–48. [in Russian]
17. Ogarkov V.I. Analitiko-eksperimental'nyj metod opredeleniya temperaturnogo polya dvuhslojnogo anizotropnogo vkladysya podshipnika [Analytical and Experimental Method for Determining the Temperature Field of a Two-Layer Anisotropic Bearing Liner] / V.I. Ogarkov, S.P. Kuharenko // *Trenie i iznos* [Friction and Wear]. — 1985. — Vol. 6. — 2. — P. 228–234. [in Russian]
18. Pavlova I.V. Issledovanie raspredeleniya temperatury v tonkostennykh metallopolymernykh podshipnikah skol'zheniya [Investigation of Temperature Distribution in Thin-Walled Metal-Polymer Sliding Bearings] / I.V. Pavlova, V.I. Kolesnikov, Yu.A. Evdokimov // *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putej soobshcheniya* [Bulletin of the Rostov State University of Railway Transport]. — 2001. — 2. — P. 29–33. [in Russian]
19. Kodnir D.S. Elastogidrodinamicheskij raschet detalej mashin. [Elastohydrodynamic Calculation of Machine Parts] / D.S. Kodnir, E.P. Zhil'nikov, Yu.I. Bajborodov. — Moscow: Mashinostroenie, 1988. — 160 p. [in Russian]
20. Kodnir D.S. Kontaktnaya gidrodinamika smazki detalej mashin. [Contact Hydrodynamics of Lubrication of Machine Parts] / D.S. Kodnir. — Moscow: Mashinostroenie, 1976. — 304 p. [in Russian]
21. Perel' L.Ya. Podshipniki kacheniya: raschet, proektirovanie i obsluzhivanie opor. [Rolling Bearings: Calculation, Design and Maintenance of Supports] / Ya.L. Perel'. — Moscow: Mashinostroenie, 1983. — P. 543. [in Russian]
22. Reshetov D.N. Detali mashin [Machine Parts] / D.N. Reshetov. — Moscow: Mashinostroenie, 1989. — 496 p. [in Russian]
23. Uong H. Osnovnye formuly i dannye po teploobmenu dlya inzhenerov [Basic Formulas and Data on Heat Exchange for engineers] / H. Uong. — Moscow: Atomizdat, 1979. — 216 p. [in Russian]
24. Belousov M.D. Metod samodiagnostiki termopreobrazovatelya soprotivlenij v processe raboty [Method of Self-Diagnosis of Thermal Resistance Converter in the Process of Operation] / M.D. Belousov, A.L. Shestakov // *Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Komp'yuternye tekhnologii, upravlenie, radioelektronika* [Bulletin of the South Ural State University. Series: Computer Technologies, Control, Radio Electronics]. — 2009. — 3(136). — P. 17–19. [in Russian]