

УДК 621.822.17

DOI: 10.22213/2413-1172-2022-3-23-31

Повышение износостойкости радиального подшипника с полимерным покрытием, работающего на микрополярном смазочном материале

О. Б. Андреева, кандидат физико-математических наук, доцент, Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, Россия

В. И. Кирищева, аспирант, Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, Россия

М. А. Мукутадзе, доктор технических наук, профессор, Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону, Россия

Статья посвящена анализу математической модели движения смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника скольжения с опорным профилем, имеющим на опорной поверхности фторопластсодержащее композиционное полимерное покрытие с канавкой, обладающего микрополярными свойствами.

Предложены новые математические модели, описывающие движение смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника с опорным профилем, имеющим полимерное покрытие с канавкой, обладающего при ламинарном режиме движения микрополярными реологическими свойствами, в приближении для «тонкого слоя». Выполнен сравнительный анализ полученных результатов теоретического экспериментального исследования радиального подшипника скольжения с опорным профилем, имеющим полимерное покрытие с канавкой, без канавки, и уже имеющихся, подтверждающий приближенность полученной модели к реальной практике.

Новизна заключается в разработке методики инженерных расчетов конструкции радиального подшипника скольжения с полимерным покрытием при наличии канавки, позволяющих определить величину основных триботехнических параметров: гидродинамического давления, нагрузочной способности, силы трения, коэффициента трения.

В результате исследования достигнуто существенное расширение возможностей применения на практике полученных математических моделей подшипника скольжения с опорным профилем, имеющим полимерное покрытие с канавкой, работающего в режиме гидродинамического смазывания материалом, обладающим при ламинарном режиме течения неньютоновскими реологическими свойствами, позволяющее провести оценку эксплуатационных характеристик подшипника, – величину гидродинамического давления, нагрузочную способность и коэффициент трения.

Конструкция радиального подшипника с фторопластсодержащим антифрикционным композиционным полимерным покрытием и канавкой шириной 2 мм обеспечила стабильное всплытие вала на гидродинамическом клине, что экспериментально подтвердило правильность результатов теоретических исследований подшипников скольжения диаметром 40 мм с опорным профилем, имеющим полимерное покрытие с канавкой шириной 1...8 мм, при скорости скольжения 1...3 м/с, нагрузке 4,2...45,5 МПа.

Ключевые слова: радиальный подшипник, повышение износостойкости, антифрикционное полимерное композиционное покрытие, канавка, гидродинамический режим, верификация.

Успешное развитие промышленности невозможно без использования надежной и высокопроизводительной техники. Для устранения этой проблемы необходимо создание машин и механизмов, обладающих высокой износостойкостью и другими эксплуатационными параметрами. Поэтому исследования в данном направлении являются актуальными и востребованными. Известно, что фторопластсодержащие антифрикционные композиционные покрытия обладают высокой несущей способностью и широко применяются в авиакосми-

ческой технике при относительно низких скоростях скольжения и значительных нагрузках. Фторопластсодержащее покрытие эффективно работает в условиях граничного трения при самосмазывании полимерным антифрикционным покрытием. Скоростные ограничения связаны с предельной теплостойкостью антифрикционного полимерного композита.

В настоящее время в современной технике появляются и развиваются новые направления, обеспечивающие повышение эксплуатационных параметров подшипников скольжения. К ним относится и смазывание фторопластсодержа-

щим антифрикционным полимерным покрытием контрастных поверхностей. Применение подобных подшипников требует для их проектирования специальных расчетов, для выполнения которых разрабатываются расчетные модели [1].

Для подшипников скольжения, смазываемых антифрикционными полимерными покрытиями в гидродинамическом режиме смазывания, имеется значительное число работ [2–9], однако для расширения и конкретизации исследований применительно к трибосопряжениям технологических машин, работающих в условиях действия ударных и вибрационных нагрузок, повышенных эксплуатационных и низких климатических температур, абразивного и коррозионно-механического воздействия, наличия химически агрессивных сред, возникает необходимость учета целого ряда особенностей подобных трибосистем [10–17].

Данное исследование посвящено разработке математической модели подшипников скольжения, учитывающей изложенные выше особенности.

Цель исследования – установление закономерностей устойчивого гидродинамического режима за счет нанесения на опорный профиль

фторопластсодержащего композиционного полимерного материала.

Постановка задачи

Исследуется модель ламинарного течения в рабочем зазоре радиального подшипника с опорным профилем, имеющим полимерное покрытие с канавкой, неньютоновского смазочного материала. При этом опорный профиль неподвижен, а цапфа вращается с угловой скоростью Ω [18].

Разработка математических моделей

Уравнения контуров в случае, когда полюс находится в центре подшипника, запишутся в следующем виде: уравнение контура цапфы, поверхности подшипниковой втулки и поверхности подшипниковой втулки с покрытием

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

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, покрытой металлическим расплавом; e – эксцентриситет; ε – относительный эксцентриситет; \tilde{h} – высота канавки.

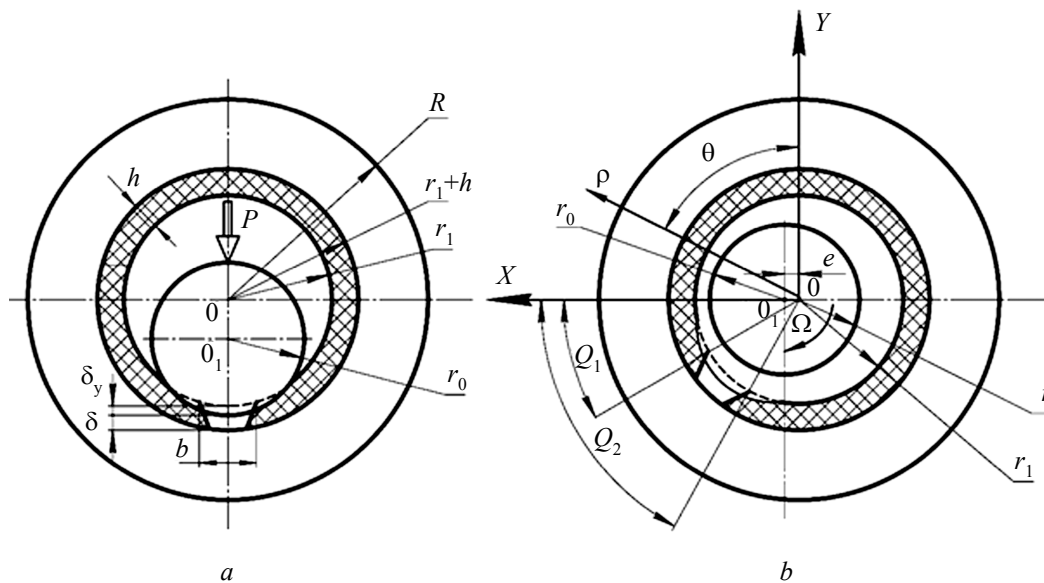


Схема трибоконтакта в радиальном подшипнике скольжения с полимерным композиционным фторопластсодержащим покрытием: *a* – в покое; *b* – при движении

Tribocontact scheme in a radial sliding bearing with a polymer composite fluoroplastic coating: *a* – at rest; *b* – when moving

Для разработки математических моделей использовано общеизвестное уравнение движения несжимаемого жидкого смазочного материала, обладающего микрополяримыми свойствами,

и уравнение неразрывности с соответствующими граничными условиями:

$$(2\mu' + \kappa') \left(\frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial r'} \right) = \frac{1}{r'} \frac{dp'_i}{d\theta} - \kappa' \frac{\partial v_{r'_i}}{\partial r'}$$

$$\gamma' \left(\frac{\partial^2 v'_i}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v'_i}{\partial r'} \right) = \kappa' v'_i + \kappa' \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial r'},$$

$$\frac{\partial v'_{r'_i}}{\partial r'} + \frac{v'_{r'_i}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial \theta} = 0; \quad (2)$$

$$v_{\theta} = 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при } r' = r_1, \quad \theta_1 < \theta < \theta_2;$$

$$v_{\theta} = 0, \quad v_{r'} = 0$$

$$\text{при } r' = r_1 - \tilde{h}, \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi;$$

$$v_{\theta} = r_0 \Omega, \quad v_{r'} = -\Omega e \sin \theta \quad \text{при } r' = r_0 + e \cos \theta;$$

$$p(0) = p(\theta) = p_g, \quad (3)$$

где $v'_{r'_i}$, v_{θ_i} – компоненты вектора скорости смазочной среды; v'_i – скорость частиц в микрополярированной среде; p'_i – гидродинамическое давление смазочного материала в рабочем зазоре [19]; p_g – давление на торцах интервала.

Для удобства решения применяем стандартную методику перехода к безразмерным величинам:

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

$$\delta = (r_1 - \tilde{h}) - r_0, \quad v_{\theta_i} = \Omega r_0 v_i; \quad v'_{r'_i} = \Omega \delta u_i;$$

$$p' = p^* p, \quad p^* = \frac{(2\mu + \kappa) \Omega r_0^2}{2\delta^2},$$

$$v' = v, \quad \mu' = \mu, \quad \kappa' = \kappa, \quad \gamma' = \gamma,$$

$$N^2 = \frac{\kappa}{2\mu + \kappa}, \quad N_1 = \frac{2\mu l^2}{\delta^2 \kappa}; \quad l^2 = \frac{\gamma}{4\mu}. \quad (4)$$

Учитывая выражения (4), из (2) и (3) получим систему безразмерных уравнений с соответствующими граничными условиями:

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + N^2 \frac{\partial v_i}{\partial r} = \mu \frac{dp_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = \frac{v_i}{N_1} + \frac{1}{N_1} \frac{du_i}{dr};$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial \theta} + \frac{\partial v_i}{\partial r} = 0; \quad (5)$$

$$v = 1, \quad u = -\eta \sin \theta, \quad v = 0$$

$$\text{при } r = 1 - \eta \cos \theta = h(\theta);$$

$$v = 0, \quad u = 0, \quad v = 0$$

$$\text{при } r = 0, \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2;$$

$$v = v^*(0), \quad u = u^*(0), \quad v = 0$$

$$\text{при } r = \eta_2, \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi;$$

$$p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}. \quad (6)$$

Также к граничным условиям добавляем

$$Q = \text{const}; \quad p_3(\theta_2) = p_2(\theta_2); \quad p_1(\theta_1) = p_2(\theta_1). \quad (7)$$

Полагаем, что функции $u^*(\theta)$ и $v^*(\theta)$ определяются соотношениями

$$v^*(\theta) = \frac{1}{h(\theta) - \eta_2}; \quad u^*(\theta) = \frac{\eta \sin \theta}{h(\theta) - \eta_2}. \quad (8)$$

Учитывая малость зазора, осредняем второе уравнение системы (5) по толщине смазочного слоя:

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + \frac{N_i^2}{2N_1 h} (2r - h) = \mu \frac{dp_i}{d\theta}, \quad v_i = \frac{1}{2N_1 h} (r^2 - rh),$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} = 0. \quad (9)$$

Автомодельное решение (9) ищем по известному методу [20, 21] в виде

$$v_i = \frac{\partial \Psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta); \quad u_i = -\frac{\partial \Psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta);$$

$$\Psi_i(r, \theta) = \tilde{\Psi}_i(\xi_i); \quad V_i(r, \theta) = \tilde{v}_i(\xi_i);$$

$$U_i(r, \theta) = -\tilde{u}_i(\xi_i) \cdot h'(\theta);$$

$$\xi_i = \frac{r_i}{h(\theta)} \quad \text{при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2;$$

$$\xi_i = \frac{r - \eta_2}{h(\theta) - \eta_2} \quad \text{при } 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi. \quad (10)$$

Подставляя (10) в (9), с учетом (6) получим следующее аналитическое выражение с соответствующими граничными условиями:

$$\tilde{\Psi}_i''' = a_i; \quad \tilde{u}_i'' = b_i - \frac{N^2}{2N_1} (2\xi_i - 1); \quad \tilde{u}_i(\xi_i) + \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) = 0;$$

$$\frac{dp_i}{d\theta} = \frac{b_i}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3}, \quad i = 1, 3;$$

$$\frac{dp_2}{d\theta} = \frac{b_2}{h^2(\theta)} + \frac{a_2}{h^3(\theta)}; \quad (11)$$

$$v_i(0) = 0; \quad \tilde{\Psi}_i'(0) = 0, \quad \tilde{\Psi}_i'(1) = 0,$$

$$\tilde{u}_i'(1) = -\eta \sin \theta; \quad \tilde{v}_i'(1) = 0;$$

$$v_i(1) = 0; \quad \tilde{u}_i(0) = 0; \quad \tilde{v}_i(0) = 1; \quad \int_0^{\xi_i} \tilde{u}_i(\xi_i) d\xi_i = 0;$$

$$p(\theta) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}. \quad (12)$$

Решив (11), (12), получим аналитическое выражение для гидродинамического давления и поля скоростей:

$$\begin{aligned} \tilde{\psi}'_i(\xi_i) &= a_1 \frac{\xi_i}{2} (\xi_i - 1), \\ \tilde{u}_i(\xi_i) &= b_1 \frac{\xi_i^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi_i^3}{3} - \frac{\xi_i^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{b_1}{2} + 1 \right) \xi_i; \\ p_1 &= \left[b_1 \int_0^{\theta_1} \frac{d\theta}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + a_1 \int_0^{\theta_1} \frac{d\theta}{(h(\theta) - \eta_2)^3} \right] + \frac{p_g}{p^*}; \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} \tilde{\psi}'_2(\xi_2) &= a_2 \frac{\xi_2}{2} (\xi_2 - 1), \\ \tilde{u}_2(\xi_2) &= b_2 \frac{\xi_2^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi_2^3}{3} - \frac{\xi_2^2}{2} \right) - \\ &\quad - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{b_2}{2} + 1 \right) \xi_2 + 1; \\ p_2 &= \left[b_2 \int_{\theta_1}^{\theta} \frac{d\theta}{h^2(\theta)} + a_2 \int_{\theta_1}^{\theta} \frac{d\theta}{h^3(\theta)} \right] + \frac{p_g}{p^*}; \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \tilde{\psi}'_3(\xi_3) &= a_3 \frac{\xi_3}{2} (\xi_3 - 1), \\ \tilde{u}_3(\xi_3) &= b_3 \frac{\xi_3^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi_3^3}{3} - \frac{\xi_3^2}{2} \right) - \\ &\quad - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{b_3}{2} + 1 \right) \xi_3 + 1; \\ p_3 &= \left[b_3 \int_{\theta_2}^{\theta} \frac{d\theta}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + a_3 \int_{\theta_2}^{\theta} \frac{d\theta}{(h(\theta) - \eta_2)^3} \right] + \frac{p_g}{p^*}. \end{aligned} \quad (15)$$

Из уравнения $\tilde{u}_i(\xi_i) + \xi_i \tilde{v}'_i(\xi_i) = 0$ следует, что $b_1 = b_2 = b_3 = 6$.

(16)

$$\begin{aligned} R_x &= p^* r_0 \left[\int_0^{\theta_1} \left(p_1 - \frac{p_g}{p^*} \right) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(p_2 - \frac{p_g}{p^*} \right) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(p_3 - \frac{p_g}{p^*} \right) \cos \theta d\theta \right] = \frac{6(2\mu + \kappa) \Omega r_0^3}{2\delta^2} \times \\ &\quad \times \left[\frac{1}{(1 - \eta_2)^2} \left(\theta_1 \sin \theta_1 + \cos \theta_1 - \frac{\tilde{\eta}}{2} \cos 2\theta_1 - \frac{1}{2} - 2 \frac{\sqrt{1 - \tilde{\eta}^2}}{2 + \tilde{\eta}^2} \left(\theta_1 \sin \theta_1 + \cos \theta_1 - \frac{3}{4} \tilde{\eta} \cos 2\theta_1 - \frac{1}{4} \right) \right) + \right. \\ &\quad + (\theta_2 - \theta_1) \sin \theta_2 + \cos \theta_2 - \cos \theta_1 - \frac{1}{2} \eta (\cos 2\theta_2 - \cos 2\theta_1) - 2\eta \sin \theta_1 (\sin \theta_2 - \sin \theta_1) - \left(1 - \frac{\eta}{\theta_1} \sin \theta_1 \right) \times \\ &\quad \times \left((\theta_2 - \theta_1) \sin \theta_2 + \cos \theta_2 - \cos \theta_1 - \frac{3}{4} \eta (\cos 2\theta_2 - \cos 2\theta_1) - 3\eta \sin \theta_1 (\sin \theta_2 - \sin \theta_1) \right) + \frac{1}{(1 - \eta_2)^2} \times \\ &\quad \left. \times \left(1 - \cos \theta_2 - \frac{\tilde{\eta}}{2} (1 - \cos 2\theta_2) + 2\tilde{\eta} \sin^2 \theta_2 - \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 \right) \left(1 - \cos \theta_2 - \frac{3}{4} \tilde{\eta} (1 - \cos 2\theta_2) + 3\tilde{\eta} \sin^2 \theta_2 \right) \right) \right]. \end{aligned}$$

Из равенства $p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}$ имеем

$$\begin{aligned} a_1 &= -12(1 - \eta_2) \frac{\sqrt{1 - \tilde{\eta}^2}}{2 + \tilde{\eta}^2}; \\ a_2 &= -6 \left(1 - \frac{\eta}{\theta_1} \sin \theta_1 \right); \\ a_3 &= -6(1 - \eta_2) \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 \right), \end{aligned} \quad (17)$$

где $\tilde{\eta} = \frac{\eta}{h/\delta}$.

Зная значения a_1, a_2, a_3 , найдем выражения для гидродинамического давления:

$$\begin{aligned} p_1 &= \frac{p_g}{p^*} + \frac{6}{(1 - \eta_2)^2} \times \\ &\quad \times \left(\theta + 2\tilde{\eta} \sin \theta - 2 \frac{\sqrt{1 - \tilde{\eta}^2}}{2 + \tilde{\eta}^2} (\theta + 3\eta \sin \theta) \right); \\ p_2 &= \frac{p_g}{p^*} + 6(\theta - \theta_1) \left[1 + \frac{2\eta}{\theta - \theta_1} (\sin \theta - \sin \theta_1) - \right. \\ &\quad \left. - \left(1 - \frac{\eta}{\theta_1} \sin \theta_1 \right) \left(1 + \frac{3\eta}{\theta - \theta_1} (\sin \theta - \sin \theta_1) \right) \right]; \\ p_3 &= \frac{p_g}{p^*} + \frac{6(\theta - \theta_2)}{(1 - \eta_2)^2} \left[1 + \frac{2\tilde{\eta}}{\theta - \theta_2} (\sin \theta - \sin \theta_2) - \right. \\ &\quad \left. - \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 \right) \left(1 + \frac{3\tilde{\eta}}{\theta - \theta_2} (\sin \theta - \sin \theta_2) \right) \right]. \end{aligned} \quad (18)$$

Зная значения гидродинамического давления и скорости, находим аналитические выражения для несущей способности и силы трения:

$$\begin{aligned}
 R_y &= p^* r_0 \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] = \\
 &= \frac{6(2\mu + \kappa) \Omega r_0^3}{2\delta^2} \left[\frac{1}{(1 - \eta_2)^2} \left[-\theta_1 \cos \theta_1 + \sin \theta_1 + \tilde{\eta} \left(\theta_1 - \theta_2 + \frac{1}{2} (\sin 2\theta_2 - \right. \right. \right. \\
 &\left. \left. \left. - \sin 2\theta_1) + \theta_2 (2 \cos \theta_2 - 1) - \sin \theta_2 \right) - 2\tilde{\eta} \sin \theta_2 (1 - \cos 2\theta_2) - 2 \frac{\sqrt{1 - \tilde{\eta}^2}}{2 + \tilde{\eta}^2} (-\theta_1 \cos \theta_1 + \sin \theta_1 + \right. \right. \\
 &\left. \left. \left. + \frac{3}{2} \tilde{\eta} \left(\theta_1 - \frac{1}{2} \sin 2\theta_1 \right) \right) - \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 \right) (-2\pi + \theta_2 \cos \theta_2 - \right. \right. \\
 &\left. \left. \left. - \sin \theta_2 + \theta_2 (1 - \cos \theta_2) + \frac{3}{2} \tilde{\eta} \left(2\pi - \theta_2 + \frac{1}{2} \sin 2\theta_2 \right) + 3\tilde{\eta} \sin \theta_2 (1 - \cos \theta_2) \right) \right] + \\
 &\left. + (\theta_2 - \theta_1) \cos \theta_2 + \sin \theta_2 - \sin \theta_1 + \eta \left(\theta_2 - \theta_1 - \frac{1}{2} (\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1) \right) - \right. \\
 &\left. - 2\eta \sin \theta_1 (\cos \theta_2 - \cos \theta_1) - \left(1 - \frac{\eta}{\theta_1} \sin \theta_1 \right) ((\theta_2 - \theta_1) \cos \theta_2 + \sin \theta_2 - \right. \\
 &\left. - \sin \theta_1 + \frac{3}{2} \eta \left(\theta_2 - \theta_1 - \frac{1}{2} (\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1) \right) - 3\eta \sin \theta_1 (\cos \theta_2 - \cos \theta_1) \right) \right]. \\
 \\
 L_{\text{тр}} &= \mu \left[\int_0^{\theta_1} \left(\frac{\tilde{\Psi}_1''(0)}{\left(h(\theta) - \frac{\tilde{h}}{\delta} \right)^2} + \frac{\tilde{u}_1'(0)}{\left(h(\theta) - \frac{\tilde{h}}{\delta} \right)} \right) d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\frac{\tilde{\Psi}_2''(0)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{u}_2'(0)}{h(\theta)} \right) d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(\frac{\tilde{\Psi}_3''(0)}{\left(h(\theta) - \frac{\tilde{h}}{\delta} \right)^2} + \frac{\tilde{u}_3'(0)}{\left(h(\theta) - \frac{\tilde{h}}{\delta} \right)} \right) d\theta \right] = \\
 &= \mu \left[\frac{-6 \frac{\sqrt{1 - \tilde{\eta}^2}}{2 + \tilde{\eta}^2} (\theta_1 + 2\tilde{\eta} \sin \theta_1) - 3 \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 \right) (2\pi - \theta_2 - 2\tilde{\eta} \sin \theta_2)}{1 - \eta_2} + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{\left(\frac{N^2}{12N_1} + 4 \right) (\theta_2 - \theta_1 + \tilde{\eta} (\sin \theta_2 - \sin \theta_1) - 2\pi)}{1 - \eta_2} - \right. \\
 &\left. - 3 \left(1 - \frac{\eta}{\theta_1} \sin \theta_1 \right) (\theta_2 - \theta_1 + 2\tilde{\eta} (\sin \theta_2 - \sin \theta_1)) + \theta_2 - \theta_1 + \eta (\sin \theta_2 - \sin \theta_1) \right].
 \end{aligned}$$

Анализ полученных результатов

Проверочные расчеты полученной теоретической модели проведены с использованием параметров в следующих диапазонах их численных значений: $(\theta_2 - \theta_1) = 1 \dots 8$ мм (ширина канавки), $r = 20$ мм; $V = 1-3$ м/с; $\sigma = 5 \dots 45,5$ МПа; $\mu_0 = 0,0707 \dots 0,0076$ Н·с/м². В результате исследований установлено, что несущая способность повышается примерно на 7...9 %, а коэффици-

ент трения снижается на 6...8 % в диапазоне исследованных режимов.

Триботехнические экспериментальные исследования радиальных подшипников скольжения проводились на модернизированной машине трения модели ИИ 5018 на образцах в виде частичных вкладышей.

Для подтверждения эффективности теоретических моделей проведено экспериментальное

исследование для подшипников с полимерным покрытием с канавкой и без канавки, а также проведена верификация (см. таблицу).

Результаты экспериментального исследования подтвердили эффективность теоретических исследований, в результате чего получен устойчивый режим гидродинамического трения. При

этом нагрузка увеличивалась ступенчато в 5 раз до 45,5 МПа. При этом величина износа не превышала 0,0085 мм, что, по мнению авторов, можно считать не износом, а суммой деформации ползучести вследствие уменьшения толщины покрытия в результате вытекания масла из подшипника.

Сравнительный анализ результатов исследований подшипниковой втулки с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием

Comparative analysis of the research results of a bearing sleeve with fluoroplastic-containing composite polymer coating

№ п/п	Режим		Теоретический результат		Экспериментальное исследование		Погрешность, %	
	σ , МПа	V , м/с	Покрытие полимерное	Покрытие и канавка	Покрытие	Покрытие с канавкой		
1	14,7	0,3	0,0150	0,0137	0,0174	0,0149	5–12	6–13
2	29,4	0,3	0,0093	0,0078	0,0109	0,0077		
3	44,1	0,3	0,0075	0,0056	0,0086	0,0068		
4	58,8	0,3	0,0090	0,0066	0,0112	0,0087		
5	73,5	0,3	0,0130	0,0099	0,0142	0,0113		

Анализ экспериментальных исследований доказал эффективность разработанных математических моделей, которые обеспечивают повышенную нагрузочную способность и снижение коэффициента трения.

Выводы

1. В результате исследований получены новые математические модели для инженерных расчетов, позволяющие определить величину основных триботехнических параметров (сила трения, нагрузочная способность, гидродинамическое давление).

2. Полученные математические модели учитывают применение дополнительного смазывания полимерным покрытием и канавку на поверхности подшипниковой втулки.

3. Применение исследованных радиальных подшипников скольжения значительно повышает несущую способность (на 7...9 %), а коэффициент трения снижается на 6...8 %.

4. Таким образом, конструкция радиального подшипника с фторопластсодержащим антифрикционным композиционным полимерным покрытием и канавкой шириной 2 мм обеспечила стабильное всплывание вала на гидродинамическом клине, что экспериментально подтвердило правильность результатов теоретических исследований.

Библиографические ссылки

1. Хасьянова Д. У., Мукутадзе М. А. Повышение износостойкости радиального подшипника скольжения, смазываемого микрополярными смазочными материалами и расплавами металлического покрытия //

Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 4. С. 46–53. DOI: 10.31857/S0235711922040101.

2. Polyakov R., Savin L. The method of long-life calculation for a friction couple "rotor – hybrid bearing". Proc. of the 7th International Conference on Coupled Problems in Science and Engineering, COUPLED PROBLEMS 2017, Rhodes Island, June 12–14, 2017, pp. 433-440.

3. Поляков Р. Н., Савин Л. А., Внуков А. В. Математическая модель бесконтактного пальчикового уплотнения с активным управлением зазором // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2018. № 1 (327). С. 66–71.

4. Исследование вязкоупругих и адгезионно-прочностных свойств и разработка эффективных вибропоглощающих композиционных полимерных материалов и покрытий машиностроительного назначения / С. С. Негматов [и др.] // Пластические массы. 2020. № 7-8. С. 32–36.

5. Polyakov R. Predictive analysis of rotor machines fluid-film bearings operability. Vibroengineering Procedia, 2020, vol. 30, pp. 61-67. DOI: 10.21595/vp.2020.21379.

6. Kornaeva E.P. Application of artificial neural networks to diagnostics of fluid-film bearing lubrication. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, vol. 734, no. 012154. DOI: 10.1088/1757-899X/734/1/012154.

7. Shutin D.V., Polyakov R.N. Active hybrid bearings as mean for improving stability and diagnostics of heavy rotors of power generating machinery. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, vol. 862, no. 032098. DOI: 10/1088/1757-899X/862/3/032098.

8. Zinoviev V.E. Analysis of factors affecting the strength of fixed bonds assembled using metal-polymer compositions. IOP Conference Series: Materials Science

and Engineering, 2020, vol. 900 (1), no. 012009. DOI: 10.1088/1757-899X/900/1/012009.

9. Харламов П. В. Мониторинг изменений упруго-диссипативных характеристик для решения задач по исследованию трибологических процессов в системе «железнодорожный путь – подвижной состав» // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2021. № 1. С. 122–129.

10. Харламов П. В. Применение физико-химического подхода для изучения механизма образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности контртела // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2021. № 3. С. 37–45.

11. Харламов П. В. Исследование образования вторичных структур фрикционного переноса на поверхности стальных образцов при реализации технологии металлоплакирования // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2021. № 12. С. 556–560.

12. Повышение эффективности фрикционной системы «колесо – рельс» / В. В. Шаповалов [и др.] // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2019. Т. 78, № 3. С. 177–182.

13. Shapovalov V.V. Improving the efficiency of the path - rolling stock system based on the implementation of anisotropic frictional bonds. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, vol. 900 (1), no. 012011. DOI: 10.1088/1757-899X/900/1/012011.

14. Металлоплакирование рабочих поверхностей трения пары «колесо – рельс» / В. В. Шаповалов [и др.] // Трение и износ. 2020. Т. 41, № 4. С. 464–474. DOI 10.3103/S1068366620040121.

15. Kolesnikov I.V., Mukutadze A.M., Avilov V.V. Ways of Increasing Wear Resistance and Damping Properties of Radial Bearings with Forced Lubricant supply. Proc. of the 4th International Conference on Industrial Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering (ICIE 2018), 2018, pp. 1049-1062.

16. Демпфер с пористым элементом для подшипниковых опор / К. С. Ахвердиев [и др.] // Трение и износ. 2016. Т. 37, № 4. С. 502–509.

17. Расчетная модель составного цилиндрического подшипника, работающего в устойчивом режиме, при неполном заполнении смазочным материалом зазора / К. С. Ахвердиев [и др.] // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 3. С. 64–69.

18. Лагунова Е. О., Мукутадзе М. А. Радиальные подшипники скольжения, обусловленные расплавом // Труды IV Международной научно-технической конференции «ПРОМ-ИНЖИНИРИНГ» (Москва – Челябинск – Новочеркасск, 15–18 мая 2018 г.). Челябинск : Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет), 2018. С. 56–62.

19. Гидродинамический расчет радиального подшипника, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия при наличии смазочного материала / К. С. Ахвердиев [и др.] // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2017. № 2 (66). С. 129–135.

20. Khasyanova D.U. Mathematical model for a lubricant in a sliding bearing with a fusible coating in terms of viscosity depending on pressure under an incomplete filling of a working gap. *Journal of machinery manufacture and reliability*, 2021, vol. 50, no. 5, pp. 405-411. DOI: 10.3103/S1052618821050083.

21. Mukutadze M.A., Lagunova E.O. Mathematical model of a lubricant in a bearing with a fusible coating on the pilot and irregular slider profile. Proc. of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021), 2022, pp. 834-840.

References

1. Khasyanova D.U., Mukutadze M.A. [Increasing the wear resistance of a radial sliding bearing lubricated with micropolar lubricants and metal coating melts]. *Problems of mechanical engineering and machine reliability*, 2022, no. 4, pp. 46-53 (in Russ.). DOI: 10.31857/S0235711922040101.

2. Polyakov R., Savin L. The method of long-life calculation for a friction couple "rotor - hybrid bearing". Proc. of the 7th International Conference on Coupled Problems in Science and Engineering, COUPLED PROBLEMS 2017, Rhodes Island, June 12–14, 2017, pp. 433-440.

3. Polyakov R.N., Savin L.A., Vnukov A.V. [Mathematical model of contactless finger seal with active gap control]. *Fundamental'nye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii*, 2018, no. 1 (327), pp. 66-71 (in Russ.).

4. Negmatov S.S. [Research of viscoelastic and adhesive-strength properties and development of effective vibration-absorbing composite polymer materials and coatings for machine-building purposes]. *Plasticheskie massy*, 2020, no. 7-8, pp. 32-36 (in Russ.).

5. Polyakov R. Predictive analysis of rotor machines fluid-film bearings operability. *Vibroengineering Procedia*, 2020, vol. 30, pp. 61-67. DOI: 10.21595/vp.2020.21379.

6. Kornaeva E.P. Application of artificial neural networks to diagnostics of fluid-film bearing lubrication. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, vol. 734, no. 012154. DOI: 10.1088/1757-899X/734/1/012154.

7. Shutin D.V., Polyakov R.N. Active hybrid bearings as mean for improving stability and diagnostics of heavy rotors of power generating machinery. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, vol. 862, no. 032098. DOI: 10/1088/1757-899X/862/3/032098.

8. Zinoviev V.E. Analysis of factors affecting the strength of fixed bonds assembled using metal-polymer compositions. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, vol. 900 (1), no. 012009. DOI: 10.1088/1757-899X/900/1/012009.

9. Kharlamov P.V. [Monitoring of changes in elastic-dissipative characteristics for solving problems in the study of tribological processes in the system «railway track – rolling stock»]. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putei soobshcheniya*, 2021, no. 1, pp. 122-129 (in Russ.).

10. Kharlamov P.V. [Application of a physico-chemical approach to study the mechanism of formation of secondary structures of frictional transfer on the surface of a counterbody]. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putei soobshcheniya*, 2021, no. 3, pp. 37-45 (in Russ.).
11. Kharlamov P.V. [Investigation of the formation of secondary structures of frictional transfer on the surface of steel samples during the implementation of metal plating technology]. *Sborka v mashinostroenii, priborostroenii*, 2021, no. 12, pp. 556-560 (in Russ.).
12. Shapovalov V.V. [Improving the efficiency of the friction system «wheel – rail»]. *Vestnik nauchno-issledovatel'skogo instituta zheleznodorozhnogo transporta*, 2019, vol. 78, no. 3, pp. 177-182 (in Russ.).
13. Shapovalov V.V. Improving the efficiency of the path - rolling stock system based on the implementation of anisotropic frictional bonds. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2020, vol. 900 (1), no. 012011. DOI: 10.1088/1757-899X/900/1/012011.
14. Shapovalov V.V. [Metal plating working surfaces of friction pairs «wheel - rail»]. *Trenie i iznos*, 2020, vol. 41, no. 4, pp. 464-474 (in Russ.). DOI: 10.3103/S1068366620040121.
15. Kolesnikov I.V., Mukutadze A.M., Avilov V.V. Ways of Increasing Wear Resistance and Damping Properties of Radial Bearings with Forced Lubricant supply: Proc. of the 4th International Conference on Industrial Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering (ICIE 2018), 2018, pp. 1049-1062.
16. Akhverdiev K.S. [A damper with a porous element for bearing supports]. *Trenie i iznos*, 2016, vol. 37, no. 4, pp. 502-509 (in Russ.).
17. Akhverdiev K.S. [Calculation model of a composite cylindrical bearing operating in a stable mode with incomplete filling of the gap with lubricant]. *Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin*, 2016, no. 3, pp. 64-69 (in Russ.).
18. Lagunova E.O., Mukutadze M.A. [Radial bearings due to melt]. Proc. of the IV International Scientific and Technical Conference “PROM-ENGINEERING” (Moscow-Chelyabinsk-Novocherkassk, May 15-18, 2018). Chelyabinsk, South Ural State University (National Research University), 2018, pp. 56-62 (in Russ.).
19. Akhverdiev K. S. [Hydrodynamic calculation of a radial bearing lubricated by a melt of a low-melting coating in the presence of a lubricant]. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putei soobshcheniya*, 2017, no. 2 (66), pp. 129-135 (in Russ.).
20. Khasyanova D.U. Mathematical model for a lubricant in a sliding bearing with a fusible coating in terms of viscosity depending on pressure under an incomplete filling of a working gap. *Journal of machinery manufacture and reliability*, 2021, vol. 50, no. 5, pp. 405-411. DOI: 10.3103/S1052618821050083.
21. Mukutadze M.A., Lagunova E.O. Mathematical model of a lubricant in a bearing with a fusible coating on the pilot and irregular slider profile. Proc. of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021), 2022, pp. 834-840.

Increasing the Wear Resistance of a Polymer-Coated Radial Bearing Running on a Micropolar Lubricant

O.B. Andreeva, PhD in Physics and Mathematics, Associate Professor, Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

V.I. Kirishcheva, Post-graduate, Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

M.A. Mukutadze, DSc in Engineering, Professor, Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

The article is devoted to the analysis of a mathematical model of a lubricant motion in the working gap of a radial sliding bearing with a support profile having a fluoroplast-containing composite polymer coating with a groove on the support surface, which has micro-polar properties.

New mathematical models describing the motion of the bearing material in the working gap of a radial bearing with a support profile having a polymer coating with a groove, which has micropolar rheological properties in the laminar mode of motion, in the approximation for a “thin layer”, are proposed. A comparative analysis of the obtained results of a theoretical experimental study of a radial sliding bearing with a support profile having a polymer coating with a groove, without a groove, and the existing ones, confirming the approximation of the obtained model to real practice, is performed.

The novelty of the work lies in the development of a methodology for engineering calculations of the design of a radial sliding bearing with a polymer coating in the presence of a groove that allows determining the value of the main tribotechnical parameters: hydrodynamic pressure, load capacity, friction force, friction coefficient.

As a result of the study, a significant expansion of the possibilities of applying in practice the obtained mathematical models of a sliding bearing with a support profile having a polymer coating with a groove, operating in the mode of hydrodynamic lubrication with a material having non-Newtonian rheological properties in the laminar flow mode, allowing assessment of the operational characteristics of the bearing - the amount of hydrodynamic pressure, load capacity and coefficient of friction was achieved.

The design of a radial bearing with a fluoroplastic-containing anti-friction composite polymer coating and a groove with a width of 2 mm ensured stable ascent of the shaft on a hydrodynamic wedge, which experimentally confirmed the correctness of the results of theoretical studies of sliding bearings with a diameter of 40 mm with a support profile having a polymer coating with a groove 1...8 mm wide, at a speed of sliding 1...3 m/s, load 4.2...45.5 MPa.

Keywords: radial bearing, increased wear resistance, antifriction polymer composite coating, groove, hydrodynamic mode, verification.

Получено 02.08.2022

Образец цитирования

Андреева О. Б., Кирищева В. И., Мукутадзе М. А. Повышение износостойкости радиального подшипника с полимерным покрытием, работающего на микрополярном смазочном материале // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2022. Т. 25, № 3. С. 23–31. DOI: 10.22213/2413-1172-2022-3-23-31.

For Citation

Andreeva O.B., Kirishcheva V.I., Mukutadze M.A. Increasing the Wear Resistance of a Polymer-Coated Radial Bearing Running on a Micropolar Lubricant. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2022, vol. 25, no. 3, pp. 23-31 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2022-3-23-31.