

ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПО НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ И КОЭФФИЦИЕНТУ ТРЕНИЯ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА С НЕСТАНДАРТНОЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ПРИ УЧЕТЕ СЖИМАЕМОСТИ И ВЯЗКОСТИ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА

Болгова Е.А., Мукутадзе М.А.

Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону

Ключевые слова: сжимаемость, модифицированная конструкция, покрытие, ламинарный режим, оценка износостойкости, зависимость вязкости, точное решение, гидродинамика.

Аннотация. В работе предлагается математическая модель для анализа вязкого смазочного материала в зазоре модифицированной опорной поверхности радиального подшипника скольжения, учитывающая сжимаемость жидкости под высоким давлением. Нестандартная конструкция с полимерным покрытием и канавкой оптимизирует распределение смазки, усиливая износостойкость и долговечность трибосистемы. Исследование определяет ключевые эксплуатационные параметры на этапе проектирования, способствуя повышению эффективности подшипников в экстремальных условиях.

EVALUATION OF WEAR RESISTANCE BASED ON LOAD CAPACITY AND FRICTION COEFFICIENT OF A RADIAL BEARING WITH A NON-STANDARD BEARING SURFACE, TAKING INTO ACCOUNT THE COMPRESSIBILITY AND VISCOSITY OF THE LUBRICANT

Bolgova E.A., Mukutadze M.A.

Rostov State Transport University, Rostov-on-Don

Keywords: compressibility, modified design, coating, laminar flow, wear resistance assessment, viscosity dependence, exact solution, hydrodynamics.

Abstract. This paper proposes a mathematical model for analyzing viscous lubricant in the gap of a modified radial plain bearing bearing, taking into account the compressibility of the fluid under high pressure. A custom design with a polymer coating and groove optimizes lubricant distribution, enhancing wear resistance and the longevity of the tribosystem. The study identifies key performance parameters during the design phase, contributing to improved bearing performance under extreme conditions.

Введение

В современных радиальных подшипниках скольжения ключевую роль играет оптимизация трибоконтакта для повышения износостойкости. Предлагаемая математическая модель истинно вязкого смазочного материала в рабочем зазоре модифицированной опорной поверхности втулки с полимерным покрытием и канавкой учитывает сжимаемость жидкости под высоким давлением, что позволяет точнее прогнозировать поведение смазки в различных режимах эксплуатации.

Актуальность подхода обусловлена ограничениями существующих разработок. Современные полимерные композиты с наполнителями демонстрируют повышенную износостойкость и возможность работы без смазки, упрощая эксплуатацию и снижая затраты [1-4]. Однако эти исследования

игнорируют сжимаемость как смазочного материала, так и покрытия, что приводит к неточным моделям при высоких давлениях и скоростях течения. Обзор исследований, представленных в источниках [5-8], демонстрирует ключевое значение учета эффекта сжимаемости жидких сред при моделировании процессов, протекающих в условиях переменных значений давления и температуры. Настоящая работа устраняет пробелы, интегрируя сжимаемость в модель для оценки эксплуатационных характеристик трибоконтакта.

Целью настоящего исследования выступает радиальный подшипник скольжения, оборудованный специальной антифрикционной поверхностью покрытую полимерным слоем, содержащим канавку в четыре миллиметра и глубиной 0,055 мм, учитывая влияние характеристик смазочных материалов, включая их способность изменять объем под давлением и сопротивляться сдвиговым деформациям

Решение выполняется на основе расчета несущей способности, учитывающего сжимаемость и вязкость смазочного материала при ламинарном режиме течения. При этом, предполагается, что вал вращается с угловой скоростью Ω , а скорость втулки – нулю.

Используем уравнения контуров с началом в центре втулки (рис. 1) в виде:

$$1) r' = r_0(1 + H), 2) r' = r_1 - a' \sin \omega \theta, 3) r' = r_1 - \tilde{h} - a' \sin \omega \theta, \quad (1)$$

где r_1 – радиус подшипниковой втулки, r_0 – радиус вала, $H = \varepsilon \cos \theta - \frac{1}{2} \varepsilon^2 \sin^2 \theta + \dots$

– толщина смазочного слоя, $\varepsilon = \frac{e}{r_0}$ – относительный эксцентриситет, e –

эксцентриситет, θ – угловая координата, $\tilde{h}$ – высота канавки, a' – амплитуда возмущения, ω – параметр, характеризующий адаптированный профиль.

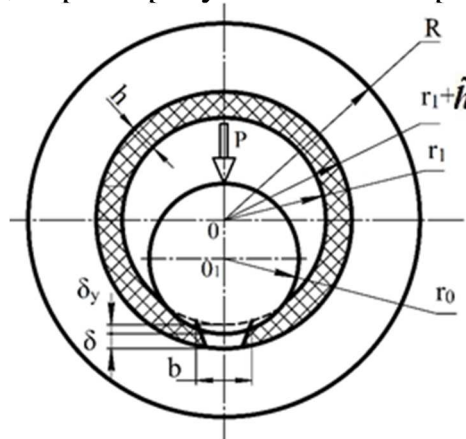


Рис. 1. Схема трибоконтакта

Влияние давления на вязкость масла выражается следующей формулой:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha' p'}, \quad (2)$$

где μ_0 – вязкость смазочного материала, α' – экспериментальная постоянная, p' – гидродинамическое давление в слое.

Расчетная модель разрабатывается на основе системы безразмерных уравнений. Первое уравнение описывает динамику движения смазочной жидкости, обладающей свойствами вязкости и сжимаемости, в условиях

тонкослойного режима. Дополнительно используются уравнение неразрывности потока и уравнение состояния среды

$$\frac{\partial p_i}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = \frac{1}{\Lambda} e^{-\alpha p} \frac{dp_i}{d\theta}, \quad \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial \theta} = 0, \quad p = p, \quad (3)$$

$$v = 1, \quad u = -\eta \sin \theta \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta = h(\theta),$$

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad r = \eta_1 \sin \omega \theta, \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2,$$

$$v = v^*(\theta), \quad u = u^*(\theta) \quad \text{при} \quad r = \eta_2 + \eta_1 \sin \omega \theta, \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1, \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi,$$

$$p_3(\theta_2) = p_2(\theta_2), \quad p_1(\theta_1) = p_2(\theta_1), \quad Q = \text{const}, \quad (4)$$

где $\eta = \frac{e}{\delta}$ – конструктивный параметр подшипника со стандартным профилем,

$\eta_1 = \frac{a'}{\delta}$ – параметр подшипника с адаптированным профилем; $\eta_2 = \frac{\tilde{h}}{\delta}$ – параметр,

характеризующий канавку; $\Lambda = \frac{r_0^2 \mu \Omega}{p_g \delta^2}$ – параметр сжимаемости, δ – зазор,

Ω – угловая скорость вала, p_g – давление подачи смазки, u – горизонтальная компонента скорости, v – вертикальная компонента скорости, p – гидродинамическое давление в смазочном слое, ρ – плотность, Q – расход смазочного материала в единицу времени.

Автомодельное решение задачи (3) с учетом параметров (4) найдено благодаря использованию известной методики [10]:

$$\begin{aligned} \rho v_i &= \frac{\partial \psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta), \quad \rho u_i = -\frac{\partial \psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta), \\ \psi_i(r, \theta) &= \tilde{\psi}_i(\xi_i); \quad V_i(r, \theta) = p \tilde{v}_i(\xi_i), \quad U_i(r, \theta) = -p \tilde{u}_i(\xi_i) \cdot h'(\theta), \\ \tilde{u}_i'(\xi_i) &+ \frac{h(\theta)}{h'(\theta)} \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} - \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) = 0, \quad \xi_i = \frac{r_i}{h(\theta)} \quad \text{при} \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2, \end{aligned} \quad (5)$$

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

Здесь ψ – функция, зависящая от ξ , ξ – автомодельная переменная, V – вертикальная составляющая скорости, U – горизонтальная составляющая скорости.

С учетом (5) уравнения (3) и граничные условия (4) примут вид:

$$e^{-\alpha p_i} \frac{p_i}{\Lambda} \frac{dp_i}{d\theta} = \frac{b_i p_i}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)}, \quad i = 1, 3, \quad e^{-\alpha p_2} \frac{p_2}{\Lambda} \frac{dp_2}{d\theta} = \frac{b_2 p_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^3}. \quad (6)$$

$$\tilde{\psi}'_{\xi} = 0 \quad \text{при} \quad \xi = 0, \quad \xi = 1, \quad \tilde{v}_i(\xi, \theta) = p, \quad \tilde{u}_i = 0 \quad \text{при} \quad \xi = 0,$$

$$\tilde{v}_i(\xi, \theta) = 0, \quad \tilde{u}_i = -\eta \sin \theta \quad \text{при} \quad \xi = 1, \quad \int_0^1 \tilde{v}_i(\xi) d\xi = 0. \quad (7)$$

Решим уравнение (14) методом последовательных приближений, ограничиваясь при этом двумя приближениями:

$$\begin{aligned}
p_{11} &= 1, \quad p_{21} = 1, \quad p_{31} = 1, \\
p_{12} &= 6\Lambda \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \left(-\tilde{\eta} \sin \theta + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega \theta - 1) + \frac{\tilde{\eta}_1 \theta}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - 1) \right), \\
p_{22} &= 6\Lambda \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \left[(\theta - \theta_1) \left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} - \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi} \right) \times \right. \right. \\
&\quad \times \left. \left(\frac{\eta_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_1) + \frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_2 \right) \right) + \\
&\quad + \left. \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) \left(\frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_1) - \eta (\sin \theta - \sin \theta_1) \right) \right], \\
p_{32} &= 6\Lambda \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p^*} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p^*} \right)^2 \right) \left((\theta - \theta_2) \left(\frac{\theta_1^2}{4\pi^2} - \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \times \right. \right. \\
&\quad \times \left. \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_2) + \frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_2 \right) \right) + \\
&\quad + \left. \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2} \right) \left(\frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_2) - \tilde{\eta} (\sin \theta - \sin \theta_2) \right) \right). \tag{8}
\end{aligned}$$

Выполненные исследования продемонстрировали устойчивость разработанной теоретической конструкции в обозначенных границах характеристик. Конкретнее, диапазон показателя компрессии Λ варьировался от 0,1 до 0,9, уровень напряженности σ находился в пределах от 11 до 55 мегапаскалей. Эти условия подверглись верификации, подтвердив адекватность и универсальность представленной модели для множества практических ситуаций.

Исследования позволили внести дополнения в существующие сведения относительно эксплуатационных качеств подшипников, оснащённых полимерами. Установлено повышение нагрузочной способности в пределах 11-13% и снижение коэффициента трения на величину порядка 9-12% (табл. 1).

Табл. 1. Результаты теоретического исследования

№	σ , МПа	Параметр сжимаемости				
		0,9	0,7	0,5	0,3	0,1
		Коэффициент трения				
1	11	0,00579	0,008113	0,0041	0,002	0,00033
2	22	0,00249	0,002491	0,002653	0,000185	0,0005935
3	33	0,000273	0,000192	0,000106	0,0001505	0,000037
4	44	0,000175	0,0002413	0,000104	0,0001116	0,00000893
5	55	0,000011	0,0000207	0,000011	0,000127	0,00000787

Таблица 2 демонстрирует сопоставление результатов теоретического моделирования с фактическими данными экспериментов. Это сравнение позволяет выявить степень соответствия теории практике и оценить точность построенных

моделей в условиях реальных испытаний, включая максимальные уровни нагрузки в 55 МПа, что обеспечивает пятикратный прирост нагрузки относительно исходного состояния.

Табл. 2. Сравнение результатов

№	Режим		Коэффициент трения			
			Теоретический результат		Экспериментальное исследование	
	σ , МПа	V , м/с	Покрытие	С учетом сжимаемости	Покрытие	С учетом сжимаемости
1	11	0,1	0,0205	0,0203	0,0219	0,0204
2	22	0,1	0,0050	0,0033	0,0064	0,0042
3	33	0,1	0,0030	0,0002	0,0043	0,0033
4	44	0,1	0,0055	0,0031	0,0077	0,0052
5	55	0,1	0,0006	0,0064	0,0027	0,0078

Выводы

Результаты исследований показывают, что несущая способность подшипников уточняется на 11-13%, а коэффициент трения – на 9-12%.

Список литературы

1. Ахвердиев К.С., Лагунова Е.О., Мукутадзе М.А. Гидродинамический расчет радиального подшипника при наличии электромагнитного поля с учетом зависимости вязкости и электропроводимости от температуры // Вестник Донского государственного технического университета. – 2009. – Т. 9, № 3(42). – С. 529-536.
2. 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.
3. Болгова Е.А. Оценка влияния нелинейных факторов на характеристики упорного подшипника скольжения с упругодеформированным, адаптированным профилем опорной поверхности // Инженерный вестник Дона. – 2024. – №5(113). – С. 778-788.
4. Mukutadze M.A., Morozova A.V., Kirishchieva V.I. Calculation model of a micropolar lubricant, taking into account the dependence of viscosity on pressure // Practice Oriented Science: UAE - RUSSIA - INDIA: Proceedings of the International University Scientific Forum, Dubai, Vol. Part 1. – Dubai, 2022. – P. 194-202.
5. Киришчиева В.И., Мукутадзе А.М., Мукутадзе М.А. Математическая модель течения смазочного материала и расплава покрытия в рабочем зазоре радиального подшипника. // Научный потенциал молодежи и технический прогресс: материалы V Всероссийской научно-практической конференции. – СПб.: НИЦ МС, 2022. – С. 19-23.
6. Kirishchieva V.I., Mukutadze A.M., Mukutadze M.A. Calculation model of a micropolar lubricant // Practice Oriented Science: UAE - RUSSIA - INDIA: Proceedings of the International University Scientific Forum, UAE, Vol. Part 2. – UAE, 2022. – P. 130-139.
7. Mukutadze M.A., Opatskikh A.N Study of the Wear Resistance of a Friction unit with a Non-Standard Support Profile and a Metal Coating // Transportation Research Procedia: Collection of materials XIII International Conference on Transport Infrastructure: Territory Development and Sustainability, Irkutsk-Krasnoyarsk, Vol. 68. – Krasnoyarsk: Elsevier B.V., 2023. – P. 726-733.
8. Lagunova E., Mukutadze M., Badakhov G., Zinoviev N., Shvedova V. Increase of wear resistance of tribocontact with low-melting metal and porous coating // E3S Web of Conferences. 2023, vol. 383, p. 04033.

9. 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.
10. Badakhov G., Zinoviev N., Mukutadze M., Shvedova V. Calculation model for lubrication of bearings with unconventional support surface profile and fusible shaft surface coating // E3S Web of Conferences. 2023, vol. 376, p. 01084.

Сведения об авторах:

Болгова Екатерина Александровна – аспирант;

Мукутадзе Мурман Александрович – д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Высшая математика».