

ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПО КОЭФФИЦИЕНТУ ТРЕНИЯ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА, СОВЕРШАЮЩЕГО ВИНТОВОЕ ДВИЖЕНИЕ

Ростовцева Д.А., Мукутадзе М.А., Андреева О.Б.

*Ростовский государственный университет путей сообщения,
Ростов-на-Дону, Россия*

Ключевые слова: гидродинамический режим, винтовое движение вала, поступательное движение вала, сжимаемость, радиальный подшипник, поле скоростей, поле давления.

Аннотация. Работа посвящена разработке расчётной модели движения истинно вязкого смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника скольжения с металлическим покрытием поверхности вала. Рассмотрено влияние сжимаемости смазочного материала на износостойкость радиального подшипника. Проанализировано винтовое движение вала, возникающее в ходе недостатка смазочного материала.

EVALUATION OF WEAR RESISTANCE BY THE COEFFICIENT OF FRICTION OF A RADIAL BEARING PERFORMING SCREW MOTION

Rostovtseva D.A., Mukutadze M.A., Andreeva O.B.

Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russia

Keywords: hydrodynamic regime, screw motion of the shaft, translational motion of the shaft, compressibility, radial bearing, velocity field, pressure field.

Abstract. This paper develops a computational model for the motion of a truly viscous lubricant in the operating clearance of a radial plain bearing with a metal-coated shaft surface. The effect of lubricant compressibility on the wear resistance of the radial bearing is examined. The helical motion of the shaft that occurs when the lubricant is insufficient analyzed.

При развитии промышленности возникает необходимость в машинах и механизмах, обладающих высокой эффективностью. Поэтому исследования, направленные на совершенствование работы подшипников, являются приоритетными. Подшипники осуществляют множество функций, среди которых снижение трения, поддержка нагрузок, продление ресурса и снижение энергопотребления промышленных установок. Подшипники позволяют минимизировать потери энергии и повысить КПД системы, а также дают возможность передачи радиальных и осевых нагрузок без разрушения.

Подшипники используются в автомобильной и авиакосмической промышленности, энергетике, строительстве и других сферах, поэтому оценка износостойкости является важным направлением в исследованиях. Оценка износостойкости радиального подшипника требует учета ряда факторов, среди которых можно выделить свойства смазочного материала, условия контакта поверхностей и т.д. На износостойкость влияют модификации в конструкции подшипников, позволяющие трибозу стабильно работать при высоких нагрузках, температурах и скоростях.

Сжимаемость смазочного материала – это свойство смазки изменять плотность под влиянием давления. На сжимаемость оказывает влияние ее химический состав, температура, наличие атмосферных газов и загрязнение воздушной пеной. Согласно исследованиям [1-14] данный параметр оказывает существенное влияние на износостойкость механизма. При оценке износостойкости методами математического моделирования можно получить сведения о распределении давления в смазочном слое.

Винтовое движение – процесс, в ходе которого тело совершает поступательное и вращательное движение. Параметр винтового движения является постоянным. Винтовое движение возникает в случае изменения граничных условий или при несимметричном распределении давления. В исследовании рассматривается случай возникновения такого движения в ходе эксплуатации при недостаточном объеме смазочной жидкости.

Постановка задачи

Рассматривается установившееся движение вязкой сжимаемой жидкости в зазоре радиального подшипника скольжения. Рабочая схема приведена на рисунке 1.

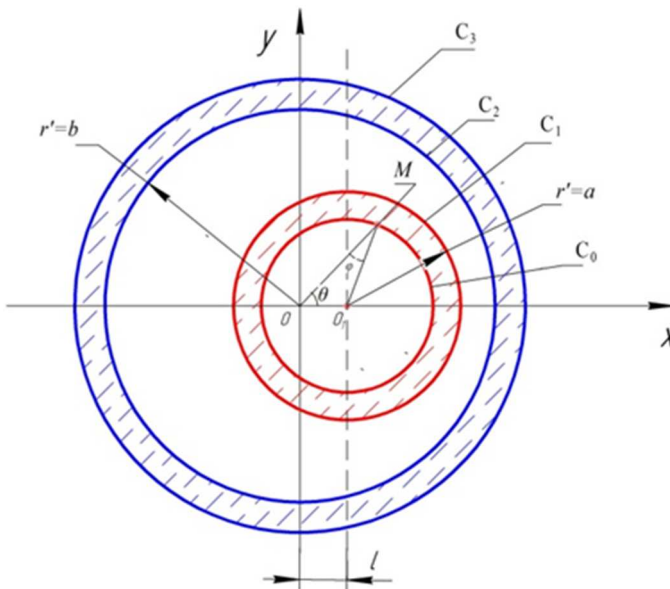


Рис. 1. Рабочая схема

Уравнения контуров C_1 , C_2 и C_3 в выбранной нами системе координат запишутся в виде:

$$\begin{aligned} L'\omega(r_0 - \beta'\varphi(\theta)) &= d(r_0 - \beta'\varphi(\theta)), \\ C_2 \div r' &= r_1(1 + \varepsilon \cos \theta) + O(\varepsilon^2), \\ C_1 \div r' &= r_0, \quad C_0 \div r' = r_0 - \beta'\varphi(\theta), \end{aligned} \quad (1)$$

где $OO_1 = \varepsilon$ – эксцентриситет, θ – полярный угол произвольной точки смазочного слоя, r_0 – радиус вала до расплава, $r_0 - \beta'\varphi(\theta)$ – радиус вала после

расплава, r_1 – радиус подшипника, $\beta' \varphi(\theta) = h^*$ – функция, обусловленная расплавом покрытия, L' – удельная теплота плавления на единицу объема, ω – угловая скорость, β' – коэффициент, характеризующий расплав, r' – радиус подшипника в общем виде, φ – угол между центром вала и центром втулки.

При создании расчетной модели использовались безразмерные уравнения движения вязкой сжимаемой жидкости, уравнения состояния, а также уравнение, описывающее расплавленный контур шипа. В цилиндрической системе координат r', θ, Z' с началом в центре шипа вышеперечисленные уравнения запишутся в виде:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = \frac{1}{\Lambda} \frac{dp}{d\theta}; \quad \frac{\partial(\rho u)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial \theta}; \quad \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} = 0; \quad p = \rho; \quad (2)$$

$$u = 0, \quad v = 0, \quad w = 0 \quad \text{при } r = 1 + \eta \cos \theta;$$

$$u = 0, \quad v = 1, \quad w = 0 \quad \text{при } r = -\frac{h_o^*}{\delta}, \quad (3)$$

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

профилем, $\eta_1 = \frac{a'}{\delta}$ – конструктивный параметр подшипника с адаптированным

опорным профилем; $\eta_2 = \frac{\tilde{h}}{\delta}$ – конструктивный 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, w – скорость, направленная по оси z , e – эксцентриситет, μ – коэффициент динамической вязкости смазочного материала.

Точное автомодельное решение задачи (2)-(3) будем искать в виде:

$$\rho v = \frac{\partial \psi}{\partial r} + V(r_1 \theta); \quad \rho u = -\frac{\partial \psi}{\partial \theta} + U(r_1 \theta); \quad w = \tilde{w}(r_1 \theta),$$

$$p \frac{1}{\Lambda} \frac{dp}{d\theta} = \frac{\tilde{C}_1 p}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{C}_2}{h^3(\theta)}; \quad \psi = \tilde{\psi}(\xi), \quad \xi = \frac{r_\theta + \frac{h_o^*}{\delta}}{1 + \eta \cos \theta + \frac{h_o^*}{\delta}};$$

$$V = p \tilde{v}(\xi; \theta); \quad U = p \tilde{u}(\xi; \theta) h'; \quad h = 1 + \eta \cos \theta + \frac{h_o^*}{\delta}. \quad (4)$$

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

Подставляя (4) в (2)-(3), получим:

$$\frac{d^3\psi}{d\xi^3} = \tilde{C}_2; \quad \frac{d^2\tilde{v}}{d\xi^2} = \tilde{C}_1; \quad \frac{\partial^2\tilde{w}}{\partial\xi^2} = 0,$$

$$\frac{\partial\tilde{u}}{\partial\xi} + \frac{h}{h'} \frac{dp}{d\theta} \tilde{v}(\xi) - \varepsilon \frac{d\tilde{v}}{d\xi} = 0. \quad (5)$$

$$\frac{d\tilde{\psi}}{d\xi} = 0 \text{ при } \varepsilon = 0, \varepsilon = 1;$$

$$\tilde{v} = 1; \tilde{u} = 0 \text{ при } \varepsilon = 0,$$

$$\tilde{u} = 0, \tilde{v} = 0 \text{ при } \varepsilon = 1; \quad \int_0^1 \tilde{v}(\xi) d\xi = 0, \quad \tilde{w} = 0 \text{ при } \varepsilon = 1,$$

$$p(0) = p(2\pi); \quad \tilde{w} = \frac{u^*}{\Omega(r_0 - h_0^*)} \text{ при } \varepsilon = 0. \quad (6)$$

Решение задач (5)-(6) найдём непосредственным интегрированием. В результате имеем:

$$\tilde{\psi}' = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\varepsilon^2 - \varepsilon); \quad \tilde{v}(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\varepsilon^2}{2} - \left(1 + \frac{\tilde{C}_1}{2}\right) \varepsilon + 1; \quad \tilde{C}_1 = 6;$$

$$\tilde{w} = \frac{u^*}{\Omega(r_0 - h_0^*)} (1 - \varepsilon).$$

$$p_1 = 1; \quad p_2 = \frac{6\Lambda}{\left(1 + \frac{h_0^*}{\delta}\right)^2} \left(\tilde{\eta} \sin \theta - \frac{3}{4} \tilde{\eta}^2 \sin 2\theta \right) + 1. \quad (7)$$

С учётом (7) для несущей способности подшипника и силы трения получим аналитическое выражение такого вида:

$$R_x = 0; \quad R_y = p_g (r_0 - h_0^*) \int_0^{2\pi} p_2 \sin \theta d\theta = p_g (r_0 - h_0^*) \frac{6\Lambda \tilde{\eta} \pi}{\left(1 + \frac{h_0^*}{\delta}\right)^2},$$

$$L_{\text{тр}} = \frac{\Omega(r_0 - h_0^*)}{\delta} \int_0^{2\pi} \left[\frac{\tilde{\psi}''(0)}{\left(1 + \frac{h_0^*}{\delta}\right)^2} (1 - 2\tilde{\eta} \cos \theta + 3\tilde{\eta}^2 \cos^2 \theta) + \right.$$

$$\left. \frac{\tilde{v}'(0)}{\left(1 + \frac{h_0^*}{\delta}\right)} (1 - \tilde{\eta} \cos \theta + \tilde{\eta}^2 \cos^2 \theta) \right] d\theta = \frac{4\pi}{\left(1 + \frac{h_0^*}{\delta}\right)} (1 - \tilde{\eta}^2). \quad (8)$$

Для проверки модели использовались: $d = 40$ мм, $V = 1-3$ м/с, $\sigma = 2,12-10,60$ МПа, $\mu_0 = 0,0707-0,0076$ Нс/м². Проведенный на машине трения ИИ 5018 эксперимент подтвердил точность и эффективность разработанных расчетных моделей. Результаты исследования приведены в таблице 1.

Табл. 1. Сравнительный анализ результатов исследования вала с металлическим покрытием и без покрытия радиального подшипника

№	Режим		Теоретическое исследование		Экспериментальное исследование	
	σ , МПа	V, м/с	Без покрытия	С покрытием	Без покрытия	С покрытием
1	2,12	1	0,0301	0,0108	0,0360	0,0140
2	4,24	1	0,0284	0,0049	0,0290	0,0068
3	6,36	1	0,0256	0,0027	0,0265	0,0079
4	8,48	1	0,0271	0,0057	0,0193	0,0078
5	10,60	1	0,0311	0,0090	0,0323	0,0094

В ходе исследования было получено, что учет вышеописанных факторов повышает несущую способность на 10-12%. При этом коэффициент трения снижается на 9-10%.

Список литературы

1. Мукутадзе М.А., Хасьянова Д.У. Радиальный подшипник скольжения в турбулентном режиме трения с легкоплавким покрытием // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2019. – №5. – С. 48-58. – DOI: 10.1134/S0235711919050067.
2. Ахвердиев К.С., Александрова Е.Е., Мукутадзе М.А., Копотун Б.Е. Стратифицированное течение двухслойной смазки в зазоре радиального подшипника, обладающего повышенной несущей способностью и демпфирующими свойствами // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2009. – № 4 (36). – С. 133-139.
3. Mukutadze M.A., Vasilenko V.V., Mukutadze A.M., Opatskikh A.N. Mathematical model of a plain bearer lubricated with molten metal // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019, vol. 378, p. 012021. DOI: 10.1088/1755-1315/378/1/012021.
4. Ахвердиев К.С., Мукутадзе М.А., Лагунова Е.О., Солоп К.С. Расчетная модель радиального подшипника скольжения с повышенной несущей способностью, работающего на микрополярной смазке с учетом ее вязкостных характеристик от давления // Инженерный вестник Дона. – 2013. – №4(27). – С. 22.
5. Ахвердиев К.С.О., Мукутадзе М.А., Замшин В.А., Семенко И.С. Гидродинамический расчет радиального подшипника скольжения, работающего в турбулентном режиме трения при неполном заполнении зазора вязкоупругой смазкой // Вестник машиностроения. – 2009. – №7. – С. 11-17.
6. Ахвердиев К.С., Мукутадзе М.А., Савенкова М.А., Вовк А.Ю. Математическая модель гидродинамической смазки радиального подшипника, работающего в нестационарном режиме на микрополярной смазке // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2008. – № 1(29). – С. 147-151.
7. Ахвердиев К.С., Вовк А.Ю., Мукутадзе М.А., Савенкова М.А. Математическая модель гидродинамической смазки бесконечно широких опор, работающих в турбулентном режиме на микрополярной смазке // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2007. – №9. – С. 12-15.
8. Ахвердиев К.С.О., Мукутадзе М.А., Семенко И.С. Гидродинамический расчет упорного подшипника скольжения, работающего на вязкоупругой смазке в

турбулентном режиме трения // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2011. – №4. – С. 69-77.

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. Akhverdiev K.S., Bolgova E.A., Mukutadze M.A., Vasilenko V.V. Mathematical model of a radial sliding bearing with a porous layer on its operating surface with a low-melting metal coating on shaft surface // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021, vol. 1064, p. 012005. DOI: 10.1088/1757-899X/1064/1/012005.
11. Мукутадзе М.А., Александрова Е.Е., Константинов А.А., Шевченко А.И. Гидродинамический расчет радиального пористого подшипника бесконечной длины с повышенной несущей способностью с учетом сил инерции // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2012. – №2(46). – С. 194-198.
12. Хасьянова Д.У., Мукутадзе М.А., Мукутадзе А.М., Задорожная Н.С. Математическая модель смазочного материала в опоре скольжения с плавким покрытием и учетом зависимости вязкости от давления при неполном заполнении рабочего зазора // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2021. – №5. – С. 33-40. – DOI: 10.31857/S0235711921050084.
13. Василенко В.В., Кирищиева В.И., Мукутадзе М.А., Шведова В.Е. Исследование износостойкости подшипника скольжения с полимерным покрытием опорного кольца, имеющего канавку // Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don). – 2022. – Т. 22, №4. – С. 365-372. – DOI: 10.23947/2687-1653-2022-22-4-365-372.
14. Кирищиева В.И., Колобов И.А., Мукутадзе М.А., Шведова В.Е. Повышение износостойкости радиального подшипника с нестандартным опорным профилем и полимерным покрытием // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – №3(87). – С. 18-25. – DOI: 10.31857/S0235711922020067.

Reference

1. Mukutadze M.A., Khasyanova D.U. Radial plain bearing in turbulent friction mode with a low-melting coating // Problems of Mechanical Engineering and Machine Reliability. 2019, no. 5, pp. 48-58. DOI: 10.1134/S0235711919050067.
2. Akhverdiev K. S., Aleksandrova E. E., Mukutadze M. A., Kopotun B. E. Stratified flow of a two-layer lubricant in the gap of a radial bearing with increased load-bearing capacity and damping properties // Bulletin of the Rostov State Transport University. 2009, no. 4(36), pp. 133-139.
3. Mukutadze M.A., Vasilenko V.V., Mukutadze A.M., Opatskikh A.N. Mathematical model of a plain bearer lubricated with molten metal // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019, vol. 378, p. 012021. DOI: 10.1088/1755-1315/378/1/012021.
4. Akhverdiev K.S., Mukutadze M.A., Lagunova E. O., Solop K. S. Calculation model of a radial plain bearing with increased load-bearing capacity, operating on a micropolar lubricant, taking into account its viscous characteristics from pressure // Engineering Bulletin of the Don. 2013, no. 4(27), p. 22.
5. Akhverdiev K.S.O., Mukutadze M.A., Zamshin V.A., Semenko I.S. Hydrodynamic Calculation of a Radial Plain Bearing Operating in a Turbulent Friction Mode with Incomplete Filling of the Gap with Viscoelastic Lubricant // Bulletin of Mechanical Engineering. 2009, no. 7, pp. 11-17.

6. Akhverdiev K.S., Mukutadze M.A., Savenkova M.A., Vovk A.Yu. Mathematical model of hydrodynamic lubrication of a radial bearing operating in a non-stationary mode on micropolar lubricant // Bulletin of the Rostov State University of Railway Engineering. 2008, no. 1(29), pp. 147-151.
7. Akhverdiev K.S., Vovk A.Yu., Mukutadze M.A., Savenkova M.A. Mathematical model of hydrodynamic lubrication of infinitely wide supports operating in turbulent mode on micropolar lubricant // Friction and lubrication in machines and mechanisms. 2007, no. 9, pp. 12-15.
8. Akhverdiev K.S.O, Mukutadze M.A., Semenko I.S. Hydrodynamic Calculation of a Thrusting Plain Bearing Operating on Viscoelastic Lubricant in Turbulent Friction Mode // Problems of Mechanical Engineering and Machine Reliability. 2011, no. 4, pp. 69-77.
9. Khasyanova D.U., Mukutadze M.A. Increase in the wear resistance of a radial plain bearing lubricated with micropolar lubricants and metal coating melts // Problems of Mechanical Engineering and Machine Reliability. 2022, no. 4, pp. 46-53. DOI: 10.31857/S0235711922040101.
10. Akhverdiev K.S., Bolgova E.A., Mukutadze M.A., Vasilenko V.V. Mathematical model of a radial sliding bearing with a porous layer on its operating surface with a low-melting metal coating on shaft surface // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2021, vol. 1064, p. 012005. DOI: 10.1088/1757-899X/1064/1/012005.
11. Mukutadze M.A., Aleksandrova E.E., Konstantinov A.A., Shevchenko A.I. Hydrodynamic Calculation of an Infinite-Length Radial Porous Bearing with Increased Load-Bearing Capacity, Taking into Account Inertial Forces // Bulletin of the Rostov State University of Railway Engineering. 2012, no. 2(46), pp. 194-198.
12. Khasyanova D.U., Mukutadze M.A., Mukutadze A.M. and Zadorozhnaya N.S. Mathematical Model of Lubricant in a Sliding Bearing with a Meltable Coating and Consideration of Viscosity Dependence on Pressure in the Case of Incomplete Filling of the Working Gap. Problems of Mechanical Engineering and Machine Reliability. 2021, no. 5, pp. 33-40. DOI: 10.31857/S0235711921050084.
13. Vasilenko V.V., Kirishcheva V. I., Mukutadze M. A., Shvedova V. E. Study of the Wear Resistance of a Polymer-Coated Bearing Ring with a Groove // Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don). 2022, vol. 22, no. 4, pp. 365-372. DOI: 10.23947/2687-1653-2022-22-4-365-372.
14. Kirishcheva V.I., Kolobov I.A., Mukutadze M.A., Shvedova V.E. Increasing the Wear Resistance of a Radial Bearing with a Non-Standard Support Profile and a Polymer Coating // Bulletin of the Rostov State University of Railway Engineering. 2022, no. 3(87), pp. 18-25. DOI: 10.31857/S0235711922020067.

Ростовцева Диана Андреевна – магистрант	Rostovtseva Diana Andreevna – master's student
Мукутадзе Мурман Александрович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Высшая математика»	Mukutadze Murman Aleksandrovich – doctor of technical sciences, professor, head of the Department of higher mathematics
Андреева Ольга Борисовна – кандидат технических наук, доцент кафедры «Высшая математика»	Andreeva Olga Borisovna – candidate of technical sciences, associate professor of the Department of higher mathematics
murman1963@yandex.ru	

Received 26.06.2026