

Моделирование методики повышения износостойкости радиального подшипника с полимерным покрытием

В.И. Кирицьева

Ростовский государственный университет путей сообщения, Ростов-на-Дону

Аннотация: Цель исследования – установление закономерностей устойчивого гидродинамического режима за счёт нанесения на опорный профиль фторопластсодержащего композиционного полимерного материала. Методы исследования: предложены новые модели, описывающие движение смазочного материала, обладающего при ламинарном режиме движения истинно вязкими реологическими свойствами в приближении для «тонкого слоя», в рабочем зазоре радиального подшипника с опорным профилем, имеющим полимерное покрытие с канавкой, уравнение неразрывности. Проведен сравнительный анализ полученных результатов, подтверждающий приближенность полученной модели к практике. В результате исследования достигнуто существенное расширение возможностей оценки эксплуатационных характеристик подшипника: величины гидродинамического давления, нагрузочной способности и коэффициента трения.

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

Введение

Известно, что фторопластсодержащие антифрикционные композиционные покрытия обладают высокой несущей способностью и широко применяются в авиакосмической 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 фторопластсодержащим антифрикционным полимерным покрытием контрастных поверхностей, содержащим канавку. Применение подобных

подшипников требует для их проектирования специальных расчетов, для выполнения которых разрабатываются расчетные модели.

Смазыванию антифрикционным полимерным покрытием посвящен ряд работ. В работах [1 – 2] проведено исследование и разработка технологии производства проволоки с полимерным покрытием и установки для электромагнитной обработки при формировании композиционных полимерных покрытий. К сожалению, в современной литературе отсутствуют прямые экспериментальные данные о процессах трения и изнашивания полимерных покрытий, имеется лишь небольшое количество работ по экспериментальным исследованиям [3 – 5], доказывающих эффективность применения полимерных покрытий. Исследования [6 – 8] посвящены влиянию олеатов на смешанную и граничную смазку в активных гибридных подшипниках и газодинамических подшипниках.

Для улучшения характеристик полимерных композитов в работах [9 – 10] проведены теоретическое и экспериментальное исследования, которые позволяют эффективно управлять показателями надежности и долговечности изделий для различных условий эксплуатации. Однако для их расширения и конкретизации применительно к трибосопряжениям, возникает необходимость учета ряда особенностей подобных трибосистем.

Это обстоятельство подчеркивает важность разработки новых и повышение точности уже имеющихся расчетных моделей подшипников скольжения.

Постановка задачи

Исследуется установившееся движение смазочного материала в зазоре радиального подшипника с покрытием поверхности втулки полимерным материалом с канавкой в полярной системе координат (r', θ) с полюсом в центре подшипника (рис.1). Поверхность втулки с покрытием неподвижна, а цапфа вращается со скоростью Ω . Контуры поверхностей трибосистемы:

вала, втулки подшипника и втулки с полимерным покрытием – описаны следующим образом:

$$C_0 : r' = r_0(1+H), \quad C_2 : r' = r_1, \quad C_1 : r' = r_1 - \tilde{h}, \quad (1)$$

где \tilde{h} – высота канавки; r_1 – радиус подшипника без покрытия; 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.

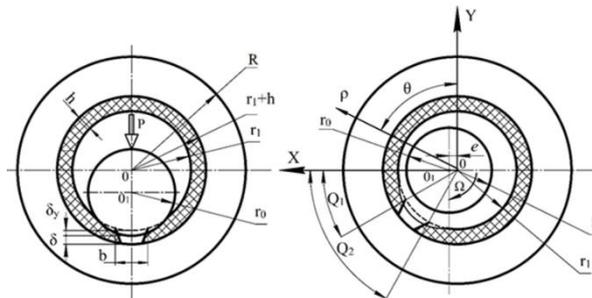


Рис. 1. – Расчетная схема

В решении данной задачи используются общепринятые уравнения: «для тонкого слоя» движения смазочного материала, обладающего истинно вязкими свойствами, и уравнение неразрывности

$$\frac{\partial p_i}{\partial r'} = 0; \quad \mu' \frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} = \frac{dp_i'}{d\theta};$$

$$\frac{\partial v_{r'_i}}{\partial r'} + \frac{v_{r'_i}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial \theta} = 0; \quad (i = 1, 2, 3), \quad (2)$$

где p_i – гидродинамическое давление; μ' – динамический коэффициент вязкости; $v_{\theta_i}, v_{r'_i}$ – компоненты вектора скорости.

Согласно общепринятым упрощениям, граничные условия в смазочном слое между валом и подшипниковой втулкой запишутся в виде:

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

$$v_{\theta} = v^*(\theta), \quad v_{r'} = u^*(\theta) \quad \text{при} \quad r' = r_1 - \tilde{h};$$

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

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

где p_g – давление на торцах интервала.

Переход к безразмерным величинам осуществляется по стандартной методике:

$$\begin{aligned}r' &= r_1 - \delta r, \quad \delta = r_1 - r_0, \quad v_{\theta_1} = \Omega r_0 v_i; \quad v_{r'} = \Omega \delta u_i; \\p_i &= p^* p_i, \quad p^* = \frac{\mu \Omega r_0^2}{\delta^2}, \quad \mu' = \mu.\end{aligned}\tag{4}$$

С учетом (4), из (2) и (3) складывается система уравнений с граничными условиями:

$$\frac{\partial p_i}{\partial r} = 0; \quad \mu \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = \frac{dp_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} = 0;\tag{5}$$

$$\begin{aligned}v &= 1, \quad u = -\eta \sin \theta \text{ при } r = 1 - \eta \cos \theta = h(\theta); \\v &= v^*(\theta), \quad u = u^*(\theta) \text{ при } r = \eta_2; \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \text{ и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\v &= 0, \quad u = 0 \text{ при } r = 0; \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2;\end{aligned}$$

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

где $\eta = \frac{e}{\delta}$ – конструктивный параметр; $\eta_2 = \frac{\tilde{h}}{\delta}$; θ_1 и θ_2 – соответственно угловые координаты канавки; $u^*(\theta)$ и $v^*(\theta)$ – известные функции, обусловленные наличием полимерного покрытия на поверхности подшипниковой втулки.

К граничным условиям (6) следует добавить условие постоянства расхода смазочного материала в любом сечении:

$$Q = \text{const},$$

а также условие непрерывности гидродинамического давления в окрестности канавки:

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

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

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

Применяя известный метод [11], точное решение задачи (5) – (7) для поля скоростей и давления найдено в виде:

$$\begin{aligned}\tilde{\Psi}'_1(\xi_1) &= a_1 \frac{\xi_1^2}{2} - a_1 \frac{\xi_1}{2}, \\ \tilde{v}_1(\xi_1) &= b_1 \frac{\xi_1^2}{2} + \left(1 - \frac{b_1}{2}\right) \xi_1 + 1, \\ u_1 &= \int_0^{\xi_1} \xi_1 \tilde{v}'_1(\xi_1) d\xi_1;\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 p_1 &= \frac{6 \left(\theta + 2\tilde{\eta} \sin \theta - 2 \frac{\sqrt{1-\tilde{\eta}^2}}{2+\tilde{\eta}^2} (\theta + 3\tilde{\eta} \sin \theta) \right)}{(1-\eta_2)^2} + \frac{p_g}{p^*}; \\
 \tilde{\Psi}'_2 &= a_2 \frac{\xi_2^2}{2} - a_2 \frac{\xi_2}{2}, \\
 \tilde{v}_2 &= b_2 \frac{\xi_2^2}{2} + \left(1 - \frac{b_2}{2} \right) \xi_2 + 1, \\
 u_2 &= \int_0^{\xi_2} \xi_2 \tilde{v}'_2(\xi_2) d\xi_2; \\
 p_2 &= 6[\theta - \theta_1] \left[1 + \frac{2\eta}{\theta - \theta_1} (\sin \theta - \sin \theta_1) - \left(1 - \frac{\eta}{\theta_1} \sin \theta_1 \right) \times \right. \\
 &\quad \left. \times \left(1 + \frac{3\eta}{\theta - \theta_1} (\sin \theta - \sin \theta_1) \right) \right] + \frac{p_g}{p^*}; \\
 \tilde{\Psi}'_3 &= a_3 \frac{\xi_3^2}{2} - a_3 \frac{\xi_3}{2}, \\
 \tilde{v}_3 &= b_3 \frac{\xi_3^2}{2} + \left(1 - \frac{b_3}{2} \right) \xi_3 + 1, \\
 u_3 &= \int_0^{\xi_3} \xi_3 \tilde{v}'_3(\xi_3) d\xi_3; \\
 p_3 &= \frac{6(\theta - \theta_2)}{(1-\eta_2)^2} \left[1 + \frac{2\tilde{\eta}}{\theta - \theta_2} (\sin \theta - \sin \theta_2) - \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 \right) \times \right. \\
 &\quad \left. \times \left(1 + \frac{3\tilde{\eta}}{\theta - \theta_2} (\sin \theta - \sin \theta_2) \right) \right] + \frac{p_g}{p^*}.
 \end{aligned} \tag{9}$$

Зная значения гидродинамического давления и скорости, определим значения несущей способности и силы трения:

$$\begin{aligned}
 R_x &= \frac{6\mu\omega r_0^3}{\delta^2} \left[\int_0^{\theta_1} p_1 \cos \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_2 \cos \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} p_3 \cos \theta d\theta \right], \\
 R_y &= \frac{6\mu\omega r_0^3}{\delta^2} \left[\int_0^{\theta_1} p_1 \sin \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_2 \sin \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} p_3 \sin \theta d\theta \right], \\
 L_{тр} &= \mu \left[\int_0^{\theta_1} \left(\frac{\tilde{\Psi}''_1(0)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'_1(0)}{h(\theta)} \right) d\theta + \right. \\
 &\quad \left. + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\frac{\tilde{\Psi}''_2(0)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'_2(0)}{h(\theta)} \right) d\theta + \right. \\
 &\quad \left. + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(\frac{\tilde{\Psi}''_3(0)}{h(\theta)^2} + \frac{\tilde{v}'_3(0)}{h(\theta)} \right) d\theta \right].
 \end{aligned}$$

Заключительным этапом теоретических исследований является численный анализ полученных расчетных моделей (нагрузочная способность и сила трения).

Проверочные расчеты полученной теоретической модели проведены с использованием параметров в следующих диапазонах их численных значений: $(\theta_2 - \theta_1) = 5,74^\circ - 22,92^\circ$ (ширина канавки), $r = 20$ мм; $V = 0,3 - 3$ м/с; $\sigma = 14,7 - 73,5$ МПа; $\mu_0 = 0,0707 - 0,0076$ Н·с/м². В результате исследований установлено, что несущая способность повышается примерно на 7–9 %, а коэффициент трения снижается на 5–6 % в диапазоне исследованных режимов (табл. 1).

Таблица № 1

Результаты теоретического исследования поверхности подшипниковой втулки с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием

| $(\theta_2 - \theta_1), ^\circ$ σ, МПа | Коэффициент трения | | | | |
|---|--------------------|-----------|----------|-----------|------------|
| | 5,74 | 10,03 | 14,32 | 18,61 | 22,92 |
| 14,7 | 0,00989 | 0,01213 | 0,0102 | 0,007 | 0,00433 |
| 29,4 | 0,00659 | 0,006591 | 0,006753 | 0,005085 | 0,0036935 |
| 44,1 | 0,003293 | 0,003392 | 0,003306 | 0,0031705 | 0,003057 |
| 58,8 | 0,003195 | 0,0032613 | 0,003204 | 0,0031136 | 0,00303793 |
| 73,5 | 0,003097 | 0,0031307 | 0,003102 | 0,003057 | 0,00301887 |

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

Для подтверждения эффективности теоретических моделей, нами проведено экспериментальное исследование для подшипников с полимерным

покрытием с канавкой и без канавки, а также проведена верификация (табл. 2).

Результаты экспериментального исследования подтвердили эффективность теоретических исследований, в результате чего получен устойчивый режим гидродинамического трения. При этом нагрузка увеличивалась ступенчато в 5 раз до 73,5 МПа.

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

Таблица № 2

Сравнительный анализ результатов исследований некруговой подшипниковой втулки с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием

| № п/п | Режим | | Теоретический результат | | Экспериментальный результат | | Погрешность, % | |
|-------|----------------|-----------|-------------------------|---------------------|-----------------------------|---------------------|----------------|------|
| | σ , МПа | V , м/с | Покрытие полимерное | Покрытие с канавкой | Покрытие | Покрытие с канавкой | | |
| 1 | 14,7 | 0,3 | 0,0155 | 0,0132 | 0,0179 | 0,0154 | 5–12 | 6–13 |
| 2 | 29,4 | 0,3 | 0,0098 | 0,0073 | 0,0114 | 0,0082 | | |
| 3 | 44,1 | 0,3 | 0,008 | 0,0061 | 0,0091 | 0,0073 | | |
| 4 | 58,8 | 0,3 | 0,0095 | 0,0071 | 0,0117 | 0,0082 | | |
| 5 | 73,5 | 0,3 | 0,0135 | 0,0104 | 0,0147 | 0,0118 | | |

Заключение

1. В результате исследования достигнуто существенное расширение возможностей применения на практике расчетных моделей радиального подшипника скольжения с полимерным покрытием с канавкой, работающего в гидродинамическом режиме смазывания, позволяющих провести оценку

эксплуатационных характеристик: величины гидродинамического давления, нагрузочной способности и коэффициента трения.

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

3. Применение исследованных радиальных подшипников скольжения значительно повышает несущую способность (7–9 %), а коэффициент трения снижается на 5–6 % при ширине канавки, равной 3 мм.

Конструкция радиального подшипника с фторопластсодержащим антифрикционным композиционным полимерным покрытием и канавкой шириной 3 мм. обеспечила стабильное всплытие вала на гидродинамическом клине, что экспериментально подтвердило правильность результатов теоретических исследований. Полученные результаты могут быть использованы в машиностроении, авиастроении, приборостроении и т. д. – там, где необходимо обеспечение гидродинамического режима смазывания.

Литература

1. Baryshnikova A.M., Baryshnikov M.P., Nosov L.V. Development of production technology for polymer coated wire based on the study of the stress state scheme in the progress of drawing // The theory and progress engineering of metallurgical production. 2020. Vol. 3(34). P. 21–25.

2. Nurullo I., Dilshod R. Technique and installations for electromagnetic treatment in the formation of composite polymer coatings // Universum: Технические науки. 2021. Vol. 1, No. 7-3(88). P. 52–55.

3. Кохановский В.А., Камерова Э.А. Фторопластсодержащие композиционные покрытия в смазочных средах // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 1. С. 34–37.

4. Кохановский В.А., Камерова Э.А. Вязкоупругие свойства полимерных покрытий в жидких смазочных средах // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 2. С. 44–48.

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

6. Levanov I.G., Zadorozhnaya E.A., Mukhortov I.V, Eschiganov M.O. Study of effect of metal oleates on mixed and boundary lubrication // Tribology in Industry. 2020. Vol. 42(3). P. 461–467. DOI: 10.24874/ti.708.06.19.08.

7. Shutin D.V., Polyakov R.N. Adaptive non-linear controller of rotor position in active hybrid bearings // 2016 2nd International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM). DOI: 10.1109/ICIEAM.2016.7910935.

8. Gorin A.V., Poliakov R.N., Sytin A.V. Test bench for analyzing adaptability of foil gas-dynamic bearings to external changes // Lecture Notes in Mechanical Engineering ICIE 2019: Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). P. 941–949. DOI: 10.1007/978-3-030-22041-9_100.

9. Дерлугян Ф.П., Щербаков И.Н. Обоснование процесса получения композиционных антифрикционных самосмазывающихся материалов с заданными техническими характеристиками методом химического наноконструирования // Инженерный вестник Дона. 2010. № 4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2010/287.

10. Данюшина Г.А., Дерлугян П.Д., Стрельников В.В., Шишка Н.В. Композиционный антифрикционный полимерный материал // Инженерный вестник Дона. 2017. № 1. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2017/4053.



11. Мукутадзе М.А., Хасьянова Д.У., Мукутадзе А.М. Гидродинамическая модель клиновидной опоры скольжения с легкоплавким металлическим покрытием // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2020. № 4. С. 51–58. DOI: 10.31857/S0235711920040100.

References

1. Baryshnikova A.M., Baryshnikov M.P., Nosov L.V. The theory and progress engineering of metallurgical production. 2020. Vol. 3(34). Pp. 21–25.
2. Nurullo I., Dilshod R. Universum: Tehnicheskie nauki. 2021. Vol. 1, No. 7-3(88). Pp. 52–55.
3. Kohanovskij V.A., Kamerova Je.A. Trenie i smazka v mashinah i mehanizmah. 2014. № 1. Pp. 34–37.
4. Kohanovskij V.A., Kamerova Je.A. Trenie i smazka v mashinah i mehanizmah. 2014. № 2. Pp. 44–48.
5. Negmatov S.S., Abed N.S., Saidahmedov R.H. [i dr.]. Plasticheskie massy. 2020. № 7–8. Pp. 32–36.
6. Levanov I.G., Zadorozhnaya E.A., Mukhortov I.V, Eschiganov M.O. Tribology in Industry. 2020. Vol. 42(3). Pp. 461–467. DOI: 10.24874/ti.708.06.19.08.
7. Shutin D.V., Polyakov R.N. 2016 2nd International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM). DOI: 10.1109/ICIEAM.2016.7910935.
8. Gorin A.V., Poliakov R.N., Sytin A.V. Lecture Notes in Mechanical Engineering ICIE 2019: Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). Pp. 941–949. DOI: 10.1007/978-3-030-22041-9_100.
9. Derlugjan F.P., Shherbakov I.N. Inzhenernyj vestnik Dona. 2010. № 4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2010/287.



10. Danjushina G.A., Derlugjan P.D., Strel'nikov V.V., Shishka N.V. Inzhenernyj vestnik Dona. 2017. № 1. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n1y2017/4053.

11. Mukutadze M.A., Has'janova D.U., Mukutadze A.M. Problemy mashinostroenija i nadezhnosti mashin. 2020. № 4. Pp. 51–58. DOI: 10.31857/S0235711920040100.