

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА С ПОЛИМЕРНЫМ ПОКРЫТИЕМ, РАБОТАЮЩЕГО НА МИКРОПОЛЯРНОМ СМАЗОЧНОМ МАТЕРИАЛЕ

Статья посвящена одной из важных проблем повышения износостойкости трибосистем, которые работают в гидродинамическом режиме, за счет нанесения на поверхность трибоконтакта антифрикционного полимерного композиционного покрытия, содержащего канавку. На основе уравнения течения микрополярной жидкости для «тонкого слоя» и уравнения неразрывности найдено автомодельное решение с учетом канавки и без учета канавки. В результате определены поля скоростей и давления в канавке и на поверхности полимерного антифрикционного композиционного покрытия, а также нагрузочная способность и сила трения, позволяющие обеспечить повышение износостойкости, увеличение продолжительности гидродинамического режима. Также приводятся результаты численного анализа полученных теоретических расчетных моделей и экспериментальной оценки предлагаемой конструкции с целью верификации и подтверждения эффективности полученных теоретических моделей.

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 относятся и смазывание фторопластсодержащим антифрикционным полимерным покрытием контрастных поверхностей, а также применение подшипниковой втулки, содержащей канавку. Применение подобных подшипников требует для их проектирования специальных расчетов, для выполнения которых разрабатываются расчетные модели.

Для подшипников скольжения, смазываемых антифрикционными полимерными покрытиями в гидродинамическом режиме смазывания, имеется значительное число работ [1–8], однако в них не учитывается целый ряд особенностей подобных трибосистем. Это самоподдерживание процесса

трения в гидродинамическом режиме смазывания при постоянной подаче смазочного материала.

Разработке расчетной модели различных подшипников скольжения с учетом изложенных особенностей посвящено приведенное исследование.

Постановка задачи. В статье проводится анализ модели движения микрополярного несжимаемого смазочного материала в рабочем зазоре бесконечного радиального подшипника, имеющего неоднородную поверхность подшипниковой втулки. В рамках эксперимента на опорную поверхность подшипниковой втулки нанесено полимерное покрытие, содержащее канавку.

Вращение вала происходит с установленной скоростью Ω . При этом неоднородная подшипниковая втулка с нанесенным на нее полимерным покрытием, содержащим канавку, остается неподвижной. Предусматривается, что смазочный материал заполняет полностью пространство между эксцентрично расположенным валом и подшипником.

Вязкость смазочного материала зависит от давления, что отражено в выражении:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha p'}, \quad \kappa' = \kappa_0 e^{\alpha p'}, \quad \gamma' = \gamma_0 e^{\alpha p'}, \quad (1)$$

где μ' — коэффициент динамической вязкости смазочного материала;

μ_0 — характерная вязкость неньютоновского смазочного материала;
 p' — гидродинамическое давление в смазочном слое;
 α' — экспериментальная постоянная величина;
 κ', γ' — коэффициенты вязкости микрополярного смазочного материала;
 κ_0, γ_0 — характерная вязкость микрополярного смазочного материала.

Исходные данные и граничные условия. Движение смазочного материала выражается через уравнение течения микрополярной несжимаемой жидкости в приближении для «тонкого слоя», а также уравнение неразрывности:

$$\begin{aligned} (2\mu' + \kappa') \left(\frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial r'} \right) &= \frac{1}{r'} \frac{dp'_i}{d\theta} - \kappa' \frac{\partial v'_{r'_i}}{\partial r'}, \\ \gamma' \left(\frac{\partial^2 v'_{r'_i}}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v'_{r'_i}}{\partial r'} \right) &= \kappa' v'_i + \kappa' \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial r'}, \\ \frac{\partial v'_{r'_i}}{\partial r'} + \frac{v'_{r'_i}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial \theta} &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь $v'_{r'_i}, v_{\theta_i}$ — компоненты вектора скорости смазочной среды; v'_i — скорость частиц в микрополярной среде.

На рис. 1 представлена полярная система координат с полюсом в центре подшипниковой втулки, в которой отражено уравнение контура вала, подшипниковой втулки и поверхности подшипниковой втулки с полимерным покрытием. Данное уравнение приведено в виде

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

где r_0 — радиус вала;

$H = \varepsilon \cos \theta - \frac{1}{2} \varepsilon^2 \sin^2 \theta + \dots, \quad \varepsilon = \frac{e}{r_0}, \quad e$ — эксцентриситет;

ε — относительный эксцентриситет;

r_1 — радиус подшипниковой втулки;

\tilde{h} — высота канавки.

Пороговые условия в статье приведены с точностью до членов $O(\varepsilon^2)$ и могут быть записаны в виде

$$\begin{aligned} v_0 = 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_1; \\ v_0 = v'(\theta), \quad v_{r'} = u'(\theta) \quad \text{при} \quad r' = r_1 - \tilde{h}; \\ v_0 = r_0 \Omega, \\ v'_{r'} = -\Omega e \sin \theta \quad \text{при} \quad r' = r_0 + e \cos \theta; \\ p'(0) = p'(\theta) = p_g, \end{aligned} \quad (4)$$

где p_g — давление на торцах интервала.

Для наглядности и удобства расчета применяется стандартная методика перехода к безразмерным величинам:

$$\begin{aligned} r' = r_1 - \delta r, \quad \delta = r_1 - r_0, \quad r' = (r_1 - \tilde{h}) - \delta r, \\ \delta = (r_1 - \tilde{h}) - r_0, \quad v_{\theta_i} = \Omega r_0 v_i; \quad v'_{r'_i} = \Omega \delta u_i; \\ p' = p' p, \quad p' = \frac{(2\mu_0 + \kappa_0) \Omega r_0^2}{2\delta^2}, \\ v' = v, \quad \mu' = \mu_0 \mu, \quad \kappa' = \kappa_0 \kappa, \quad \gamma' = \gamma_0 \gamma, \\ N^2 = \frac{\kappa_0}{2\mu_0 + \kappa_0}, \quad N_1 = \frac{2\mu_0 l^2}{\delta^2 \kappa_0}; \quad l^2 = \frac{\gamma_0}{4\mu_0}. \end{aligned} \quad (5)$$

На основании условий (5) из (2) и (4) получим систему безразмерных уравнений с соответствующими граничными условиями:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + N^2 \frac{\partial v_i}{\partial r} &= e^{-\alpha p} \frac{dp_i}{d\theta}; \\ \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} &= \frac{v_i}{N_1} + \frac{1}{N_1} \frac{du_i}{dr}; \quad \frac{\partial u_i}{\partial \theta} + \frac{\partial v_i}{\partial r} = 0; \\ v = 1, \quad u &= -\eta \sin \theta, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = h(\theta); \\ v = 0, \quad u &= 0, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = 0, \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ v = v'(\theta), \quad u &= u'(\theta), \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = \eta_2, \\ 0 &\leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\ p(0) = p(\theta_1) &= p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p}, \end{aligned} \quad (6)$$

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

$\eta_2 = \frac{\tilde{h}}{\delta}$ — конструктивный параметр, характери-

зующий канавку;

θ_1 и θ_2 — соответственно угловые координаты канавки;

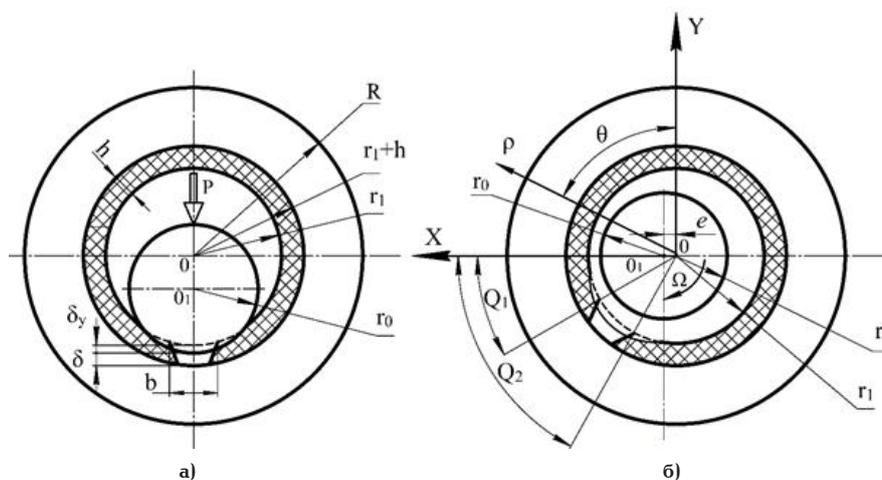


Рис. 1. Схема трибоконтакта в радиальном подшипнике скольжения с полимерным композиционным фторопластсодержащим покрытием: а) — в покое; б) — при движении

$u^*(\theta)$ и $v^*(\theta)$ — известные функции, обусловленные наличием полимерного покрытия на поверхности подшипниковой втулки.

Граничные условия (6) следует расширить условиями постоянства расхода смазочного материала в любом сечении

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

а также условием непрерывности гидродинамического давления в окрестности канавки

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

Учитывая малость зазора, осредняем второе уравнение системы (6) по толщине смазочного слоя:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + \frac{N_i^2}{2N_1 h} (2r - h) &= e^{-\alpha p} \frac{dp_i}{d\theta}, \\ v_i &= \frac{1}{2N_1 h} (r^2 - rh), \quad \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Введем обозначения $z = e^{-\alpha p}$, и в результате ряда преобразований система уравнений (7) примет вид

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + \frac{N_i^2}{2N_1 h} (2r - h) &= -\frac{1}{\alpha} \frac{dz_i}{d\theta}; \\ \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} &= 0; \quad v_i = \frac{1}{2N_1 h} (r^2 - rh) \end{aligned} \quad (8)$$

с соответствующими граничными условиями

$$\begin{aligned} v &= 1, \quad u = -\eta \sin \theta \quad \text{при} \quad r = h(\theta); \\ v &= v'(0), \quad u = u'(0) \quad \text{при} \quad r = \eta_2, \\ 0 &\leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\ v &= 0; \quad u = 0 \quad \text{при} \quad r = 0, \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ z(0) &= z(\theta_1) = z(\theta_2) = z(2\pi) = e^{-\alpha \frac{p_g}{p}} \end{aligned} \quad (9)$$

Автомодельное решение задачи (9) с учетом граничных условий (10) ищем по известному методу [9, 10], в результате получим следующую систему уравнений:

$$\begin{aligned} \tilde{\psi}_i''' &= a_i; \quad \tilde{u}_i'' = b_i - \frac{N_i^2}{2N_1} (2\xi_i - 1); \\ \tilde{u}_i(\xi_i) + \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) &= 0; \\ \frac{dz_i}{d\theta} &= -\alpha \left(\frac{b_i}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3} \right) \quad i = 1, 3; \\ \frac{dz_2}{d\theta} &= -\alpha \left(\frac{b_2}{h^2(\theta)} + \frac{a_2}{h^3(\theta)} \right). \end{aligned} \quad (10)$$

Система уравнений (10) решается при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned} v_i(0) &= 0; \quad \tilde{\psi}_i'(0) = 0, \quad \tilde{\psi}_i'(1) = 0, \\ \tilde{u}_i'(1) &= -\eta \sin \theta; \quad \tilde{v}_i'(1) = 0; \\ v_i(1) &= 0; \quad \tilde{u}_i(0) = 0; \\ \tilde{v}_i(0) &= 1; \quad \dots \int_0^1 \tilde{u}_i(\xi_i) d\xi_i = 0; \\ \int_0^{\xi_i} \tilde{u}_i(\xi_i) d\xi_i &= 0; \\ z(\theta) &= z(\theta_1) = z(\theta_2) = z(2\pi) = e^{-\alpha \frac{p_g}{p}}. \end{aligned} \quad (11)$$

Интегрируя уравнение (10) с учетом граничных условий (11), в результате получим следующее выражение:

$$\begin{aligned} \tilde{\psi}_i'(\xi_i) &= a_1 \frac{\xi_i}{2} (\xi_i - 1), \\ \tilde{u}_i(\xi_i) &= b_1 \frac{\xi_i^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi_i^3}{3} - \frac{\xi_i^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{b_1}{2} + 1 \right) \xi_i; \\ \tilde{\psi}_2'(\xi_2) &= a_2 \frac{\xi_2}{2} (\xi_2 - 1), \\ \tilde{u}_2(\xi_2) &= b_2 \frac{\xi_2^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi_2^3}{3} - \frac{\xi_2^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{b_2}{2} + 1 \right) \xi_2 + 1; \\ \tilde{\psi}_3'(\xi_3) &= a_3 \frac{\xi_3}{2} (\xi_3 - 1), \\ \tilde{u}_3(\xi_3) &= b_3 \frac{\xi_3^2}{2} - \frac{N^2}{2N_1} \left(\frac{\xi_3^3}{3} - \frac{\xi_3^2}{2} \right) - \left(\frac{N^2}{12N_1} + \frac{b_3}{2} + 1 \right) \xi_3 + 1; \\ p_1 &= \frac{p_g}{p} + \frac{6}{(1 - \eta_2)^2} \left[-2 \frac{\sqrt{1 - \tilde{\eta}^2}}{2 + \tilde{\eta}^2} (\theta + 3\eta \sin \theta) \right] \times \\ &\quad \times \left[1 + \alpha \frac{p_g}{p} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p} \right)^2 \right]; \\ p_2 &= \frac{p_g}{p} + 6(\theta - \theta_1) \left[1 + \alpha \frac{p_g}{p} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p} \right)^2 \right] \times \\ &\quad \times \left[1 + \frac{2\tilde{\eta}}{\theta - \theta_1} (\sin \theta - \sin \theta_1) - \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{\theta_1} \sin \theta_1 \right) \left(1 + \frac{3\tilde{\eta}}{\theta - \theta_1} (\sin \theta - \sin \theta_1) \right) \right]; \\ p_3 &= \frac{p_g}{p} + \frac{6(\theta - \theta_2)}{(1 - \eta_2)^2} \left[1 + \alpha \frac{p_g}{p} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p} \right)^2 \right] \times \\ &\quad \times \left[1 + \frac{2\tilde{\eta}}{\theta - \theta_2} (\sin \theta - \sin \theta_2) - \left(1 - \frac{\tilde{\eta}}{\theta_2} \sin \theta_2 \right) \left(1 + \frac{3\tilde{\eta}}{\theta - \theta_2} (\sin \theta - \sin \theta_2) \right) \right]. \end{aligned} \quad (12)$$

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

$$\begin{aligned} R_x &= \frac{6(2\mu_0 + \kappa_0)\Omega r_0^3}{2\delta^2} \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p} \right)^2 \right) \times \\ &\quad \times \left[\int_0^{\theta_1} \left(p_1 - \frac{p_g}{p} \right) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(p_2 - \frac{p_g}{p} \right) \cos \theta d\theta + \right. \\ &\quad \left. + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(p_3 - \frac{p_g}{p} \right) \cos \theta d\theta \right]; \\ R_y &= \frac{6(2\mu_0 + \kappa_0)\Omega r_0^3}{2\delta^2} \left(1 + \alpha \frac{p_g}{p} - \frac{\alpha^2}{2} \left(\frac{p_g}{p} \right)^2 \right) \times \\ &\quad \times \left[\int_0^{\theta_1} \left(p_1 - \frac{p_g}{p} \right) \sin \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(p_2 - \frac{p_g}{p} \right) \sin \theta d\theta + \right. \\ &\quad \left. + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(p_3 - \frac{p_g}{p} \right) \sin \theta d\theta \right]; \\ L_{\text{тр}} &= \mu_0 \left(1 - \alpha p + \frac{\alpha^2 p^2}{2} \right) \times \end{aligned}$$

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

№ 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	0,0158	0,0132	0,0179	0,0154	5–12	6–13
2	29,4	0,3	0,0101	0,0073	0,0104	0,0082		
3	44,1	0,3	0,008	0,0061	0,0091	0,0073		
4	58,8	0,3	0,0101	0,0071	0,0117	0,0082		
5	73,5	0,3	0,0128	0,0104	0,0147	0,0118		

$$\times \int_0^{\theta_1} \left(\frac{\tilde{\psi}_1''(\theta)}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{v}_1'(\theta)}{(h(\theta) - \eta_2)} \right) d\theta + \left. \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\frac{\tilde{\psi}_2''(\theta)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}_2'(\theta)}{h(\theta)} \right) d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(\frac{\tilde{\psi}_3''(\theta)}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{u}_3'(\theta)}{(h(\theta) - \eta_2)} \right) d\theta \right]$$

Заключительным этапом теоретических исследований является численный анализ полученных расчетных моделей. Анализ его результатов показал, что несущая способность подшипников может быть повышена в диапазоне исследованных нагрузочно-скоростных режимов на 12–17 %. При этом коэффициент трения снижается на 10–15 %.

Экспериментальные исследования проводились с целью верификации и подтверждения эффективности полученных теоретических моделей. В первом случае исследовалось полимерное покрытие, во втором — дополнительно модифицированная подшипниковая втулка (канавка). Результаты исследования — в табл. 1.

Полученный устойчивый гидродинамический режим по результатам экспериментального исследования характеризуется после трехминутной приработки колебаниями коэффициента трения в пределах 0,05–0,016 независимо от ступенчатого увеличения нагрузки в пять раз до 73,5 МПа, при этом величина износа не превышает 0,0085 мм, что является, на наш взгляд, не износом, а суммой деформации ползучести за счет уменьшения толщины покрытия в результате отжатия из него масла.

Анализ полученных результатов подтверждает эффективность теоретических расчетных моделей и доказывает преимущество исследованных подшипников скольжения, обеспечивающих повышение несущей способности и снижение коэффициента трения.

Заключение

1. Разработаны новые многопараметрические модели для инженерных расчетов основных рабочих характеристик (несущая способность и коэффициент трения) радиальных подшипников скольжения.

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

3. Применение исследованных радикальных подшипников скольжения значительно повышает несущую способность (12–17 %), а коэффициент трения снижается на 10–15 %.

4. Таким образом, конструкция радикального подшипника с фторопластсодержащим антифрик-

ционным композиционным полимерным покрытием и канавкой шириной 3 мм обеспечила стабильное всплытие вала на гидродинамическом клине, что экспериментально подтвердило правильность результатов теоретических исследований.

Библиографический список

- 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. № 3 (34). P. 21–25.
- Кохановский В. А., Камерова Э. А. Фторопластсодержащие композиционные покрытия в смазочных средах // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 1. С. 34–37.
- 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.
- Nurullo I., Dilshod R. Technique and installations for electromagnetic treatment in the formation of composite polymer coatings // UNIVERSUM: Технические науки. 2021. № 7-3(88). С. 52–55.
- 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. DOI: 10.35164/0554-2901-2020-7-8-32-36.
- Polyakov R., Majorov S., Kudryavcev I., Krupenin N. Predictive analysis of rotor machines fluid-film bearings operability // Vibroengineering procedia. 2020. Vol. 30 (3). P. 61–67. DOI: 10.21595/vp.2020.21379.
- 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. 032098. DOI: 10/1088/1757-899X/862/3/032098.
- Kornaeva E. P., Kornaev A. V., Kazakov Y. N., Polyakov R. N. Application of artificial neural networks to diagnostics of fluid-film bearing lubrication // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 734. 012154. DOI: 10.1088/1757-899X/734/1/012154.
- 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 // Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). 2022. P. 834–840. DOI: 10.1007/978-3-030-85233-7_97.
- Khasyanova D. U., Mukutadze M. A., Mukutadze A. M., Zadorozhnaya N. S. 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. P. 405 – 411. DOI: 10.3103/S1052618821050083.

КИРИЦИЕВА Виктория Игоревна, старший преподаватель кафедры «Экономика, учет и анализ» Ростовского государственного университета путей сообщения (РГУПС), г. Ростов-на-Дону.

SPIN-код: 2052-9937

AuthorID (РИНЦ): 985740

ResearcherID: AAJ-4259-2021

Адрес для переписки: Milaya_vika@list.ru

МУКУТАДЗЕ Мурман Александрович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Высшая математика» РГУПС, г. Ростов-на-Дону.

SPIN-код: 9636-3223

AuthorID (РИНЦ): 389305

AuthorID (SCOPUS): 57190075456

ORCID: 0000-0003-2810-3047

ResearcherID: AAI-2420-2021

Адрес для переписки: vm_2@rgups.ru

Для цитирования

Кирицьева В. И., Мукутадзе М. А. Исследование износостойкости радиального подшипника с полимерным покрытием, работающего на микрополярном смазочном материале // Омский научный вестник. 2022. № 4 (184). С. 41 – 45. DOI: 10.25206/1813-8225-2022-184-41-45.

Статья поступила в редакцию 04.07.2022 г.

© В. И. Кирицьева, М. А. Мукутадзе