

УДК 621.822.17

## ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА С НЕСТАНДАРТНЫМ ОПОРНЫМ ПРОФИЛЕМ И ПОЛИМЕРНЫМ ПОКРЫТИЕМ НА ПОВЕРХНОСТИ ВАЛА

В.И. Кирищинева<sup>1</sup>, Е.О. Лагунова<sup>2</sup>, М.А. Мукутадзе<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Milaya\_vika@list.ru, <sup>2</sup>elagunova@yandex.ru, <sup>3</sup>murman1963@yandex.ru

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения» (РГУПС)

*Поступила в редакцию 23.08.2023*

**Аннотация.** Статья посвящена анализу модели движения истинно вязкого смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника скольжения с нестандартным опорным профилем, имеющим на поверхности вала фторопластсодержащее композиционное полимерное покрытие с канавкой.

Предложены новые модели, описывающие движение смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника, обладающего при ламинарном режиме движения истинно вязкими реологическими свойствами, с нестандартным опорным профилем, имеющего на поверхности вала полимерное покрытие с канавкой, в приближении для «тонкого слоя», а также на основе уравнения неразрывности. Выполнен сравнительный анализ полученных результатов с уже имеющимися, подтверждающий приближенность полученной модели к практике.

**Ключевые слова:** радиальный подшипник; повышение износостойкости; антифрикционное полимерное композиционное покрытие; канавка; нестандартный профиль; автотомдельное решение; 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, а также применение нестандартного опорного профиля подшипниковой втулки, содержащего канавку. Применение подобных подшипников требует для их проектирования специальных расчетов, для выполнения которых разрабатываются расчетные модели.

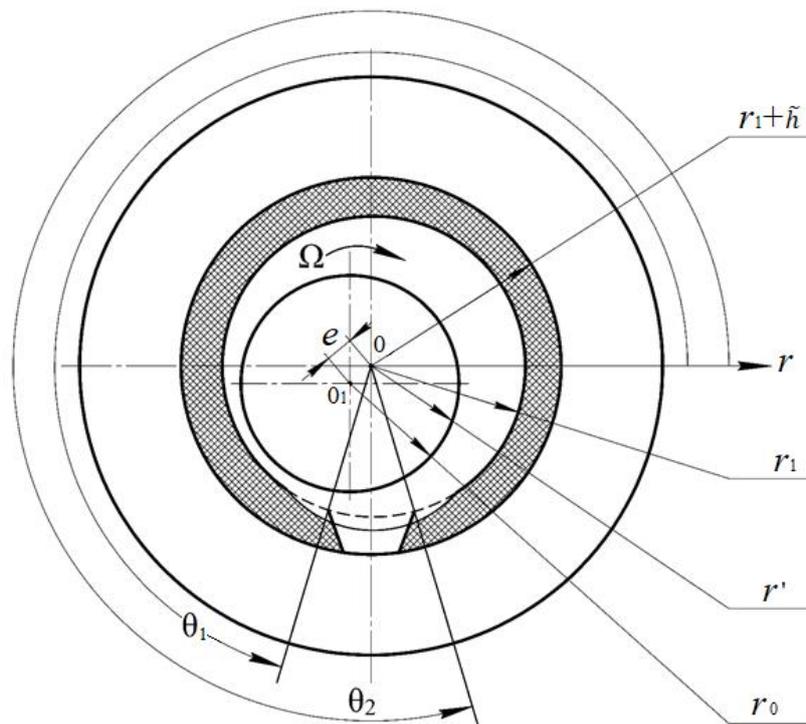
Для подшипников скольжения, смазываемых антифрикционными полимерными покрытиями в гидродинамическом режиме смазывания, имеется значительное число работ [1–8], од

нако в них не учитывается целый ряд особенностей подобных трибосистем. Это самоподдержание 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

Рассматривается установившееся движение в рабочем зазоре радиального подшипника с некруговым опорным профилем и полимерным покрытием поверхности вала. При этом вал вращается со скоростью  $\Omega$ , а втулка неподвижна (рис. 1).



**Рис. 1.** Расчетная схема:  $r_0, r_1, r_2$  – радиусы соответственно вала, втулки, подшипника;  $r'$  – радиусы вала, втулки и подшипника, выраженные через полюс в центре вала

В полярной системе координат  $r', \theta$  с полюсом в центре вала уравнения контуров вала с полимерным покрытием  $C_1$ , вала без покрытия (с канавкой)  $C_0$ , подшипниковой втулки с адаптированным профилем опорной поверхности  $C_2$  и подшипниковой втулки запишутся в виде

$$C_1 : r' = r_0, \quad C_0 : r' = r_0 - \tilde{h}, \quad C_2 : r' = r_1(1+H) - a' \sin \omega \theta, \quad C_3 : r' = r_1(1+H), \quad (1)$$

где

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

$r_0$  – радиус вала с полимерным покрытием;

$r_1$  – радиус подшипниковой втулки;

$\tilde{h}$  – высота канавки;

$e$  – эксцентриситет;

$\varepsilon$  – относительный эксцентриситет;

$a'$  и  $\omega$  – амплитуда возмущения и параметр адаптированного профиля втулки соответственно.

Исходными базовыми уравнениями являются уравнение движения несжимаемой жидкости для «тонкого слоя» и уравнение неразрывности:

$$\frac{\partial p'_i}{\partial r'} = 0; \quad \mu' \frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} = \frac{dp'_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_{r'_i}}{\partial r'} + \frac{v_{r'_i}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial \theta} = 0, \quad (2)$$

где  $v_{\theta_i}, v_{r'_i}$  – компоненты вектора скорости смазочной среды;  $p'_i$  – гидродинамическое давление;  $\mu'$  – коэффициент динамической вязкости.

Система уравнений (2) решается при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned} v_{\theta} = 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_1(1+H) - a' \sin \omega\theta = h'(\theta); \\ v_{r'} = 0 \quad v_{\theta} = \Omega r_0 \quad \text{при} \quad r' = r_0; \\ v_{r'} = 0 \quad v_{\theta} = \Omega(r_0 - \tilde{h}) \quad \text{при} \quad r' = r_1 - \tilde{h}; \\ p'(0) = p'(\theta) = p_g, \quad r_0 - \tilde{h} = h_0^* \quad \text{при} \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2 \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\theta_2 - \theta_1$  – угловые координаты (ширина) канавки.

Переход к безразмерным величинам реализуем на основе следующих формул:

$$\begin{aligned} v_{\theta_i} = \Omega v_i(r_0 - \tilde{h}), \quad v_{r'_i} = \Omega \delta u_i, \quad p' = p^* p, \quad p^* = \frac{\mu \Omega (r_0 - \tilde{h})^2}{\delta^2}, \\ \mu' = \mu, \quad r' = (r_0 - \tilde{h}) + \delta r, \quad \delta = r_1(r_0 - \tilde{h}), \\ p^* = \mu_0 \Omega r_0^2, \quad r' = r_0 + \delta r, \quad \delta = r_1 - r_0. \end{aligned} \quad (4)$$

Выполняя подстановку (4) в систему дифференциальных уравнений (2) с учетом граничных условий (3), получим:

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

и граничные условия

$$\begin{aligned} u = 0, \quad v = 1 \quad \text{при} \quad r = r_0 - \tilde{h}; \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\ u = 0, \quad v = 1 \quad \text{при} \quad r = r_0; \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и} \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\ u = 0, \quad v = 0 \quad \text{при} \quad r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega\theta = h(\theta); \\ p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*}, \end{aligned} \quad (6)$$

где  $\eta = \frac{e}{\delta}$ ,  $\eta_1 = \frac{a'}{\delta}$ .

К граничным условиям (6) следует добавить условие постоянства расхода смазочного материала в любом сечении, т. е.  $Q = \text{const}$ , и условие непрерывности гидродинамического давления в окрестности канавки

$$p_3(\theta_2) = p_2(\theta_2), \quad p_1(\theta_1) = p_2(\theta_1).$$

Автомодельное решение задачи (5) с учетом (6) и дополнительного граничного условия

ищем по известному методу [9–10] в виде

$$\begin{aligned}
 v_i &= \frac{\partial \Psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta); \quad u_i = -\frac{\partial \Psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta); \quad \Psi_i(r, \theta) = \tilde{\Psi}_i(\xi_i); \\
 V_i(r, \theta) &= \tilde{v}_i(\xi_i); \quad U_i(r, \theta) = -\tilde{u}_i(\xi_i) \cdot h'(\theta); \\
 \xi_i &= \frac{r}{h(\theta)} \quad \text{при } 0 \leq \theta \leq \theta_1 \quad \text{и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi; \\
 \xi_i &= \frac{r + \tilde{h}}{h(\theta) + \tilde{h}} \quad \text{при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2.
 \end{aligned} \tag{7}$$

Подставим (7) в (5) с учетом граничных условий (6), в результате получим следующее выражение:

$$\begin{aligned}
 \tilde{\Psi}'_1(\xi_1) &= a_1 \frac{\xi_1}{2} (\xi_1 - 1), \quad \tilde{v}_1(\xi_1) = b_1 \frac{\xi_1^2}{2} - \left(1 + \frac{b_1}{2}\right) \xi_1 + 1; \\
 \tilde{\Psi}'_2(\xi_2) &= a_2 \frac{\xi_2}{2} (\xi_2 - 1), \quad \tilde{v}_2(\xi_2) = b_2 \frac{\xi_2^2}{2} - \left(1 + \frac{b_2}{2}\right) \xi_2 + 1; \\
 \tilde{\Psi}'_3(\xi_3) &= a_3 \frac{\xi_3}{2} (\xi_3 - 1), \quad \tilde{v}_3(\xi_3) = b_3 \frac{\xi_3^2}{2} - \left(1 + \frac{b_3}{2}\right) \xi_3 + 1;
 \end{aligned}$$

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

$$\begin{aligned}
 p_1 &= 6 \left( \eta \sin \theta + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta - 1) - \frac{\eta_1 \theta}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega \theta - 1) \right) + \frac{P_g}{P^*}; \\
 p_2 &= \frac{6}{(1 + \tilde{h})^2} \left[ (\theta - \theta_1) \left( \frac{\theta_1^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_1}{2\pi}\right) \left( \frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_1) - \frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_1 \right) \right) \right. \\
 &\quad \left. + \left(1 - \frac{3\theta_1^2}{4\pi^2}\right) \left( \tilde{\eta} (\sin \theta - \sin \theta_1) + \frac{\tilde{\eta}_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_1) \right) \right] + \frac{P_g}{P^*}; \\
 p_3 &= 6 \left[ (\theta - \theta_2) \left( \frac{\theta_2^2}{4\pi^2} + \left(1 - \frac{5\theta_2}{2\pi}\right) \left( \frac{\eta_1}{2\pi \omega} (\cos 2\pi \omega - \cos \omega \theta_2) - \frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_2 \right) \right) \right. \\
 &\quad \left. + \left(1 - \frac{3\theta_2^2}{4\pi^2}\right) \left( \eta (\sin \theta - \sin \theta_2) + \frac{\eta_1}{\omega} (\cos \omega \theta - \cos \omega \theta_2) \right) \right] + \frac{P_g}{P^*}.
 \end{aligned} \tag{8}$$

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

$$R_x = \frac{3\mu r_0 \Omega}{\delta^2} \left[ \int_0^{\theta_1} \left( p_1 - \frac{p_g}{p^*} \right) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left( p_2 - \frac{p_g}{p^*} \right) \cos \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left( p_3 - \frac{p_g}{p^*} \right) \cos \theta d\theta \right]$$

$$R_y = \frac{3\mu \omega r_0}{\delta^2} \left[ \int_0^{\theta_1} \left( p_1 - \frac{p_g}{p^*} \right) \sin \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left( p_2 - \frac{p_g}{p^*} \right) \sin \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left( p_3 - \frac{p_g}{p^*} \right) \sin \theta d\theta \right] \quad (9)$$

$$L_{тр} = \mu \left[ \int_0^{\theta_1} \left( \frac{\tilde{\psi}_1''(0)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}_1'(0)}{h(\theta)} \right) d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left( \frac{\tilde{\psi}_2''(0)}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{\tilde{v}_2'(0)}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} \right) d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left( \frac{\tilde{\psi}_3''(0)}{h(\theta)} + \frac{\tilde{v}_3'(0)}{h(\theta)} \right) d\theta \right]$$

Проверочные расчеты полученной теоретической модели проведены с использованием параметров в следующих диапазонах их численных значений: ширина канавки  $(\theta_2 - \theta_1) = 5,74^\circ - 22,92^\circ$  (соответствует ширине канавки 2–10 мм);  $r = 20$  мм;  $V = 0,3 - 3$  м/с;  $\sigma = 14,7 - 73,5$  МПа;  $\mu_0 = 0,024987 - 0,0067$  Н·с/м<sup>2</sup>. Результаты численного анализа полученных расчетных моделей приведены в виде графика (рис. 2).

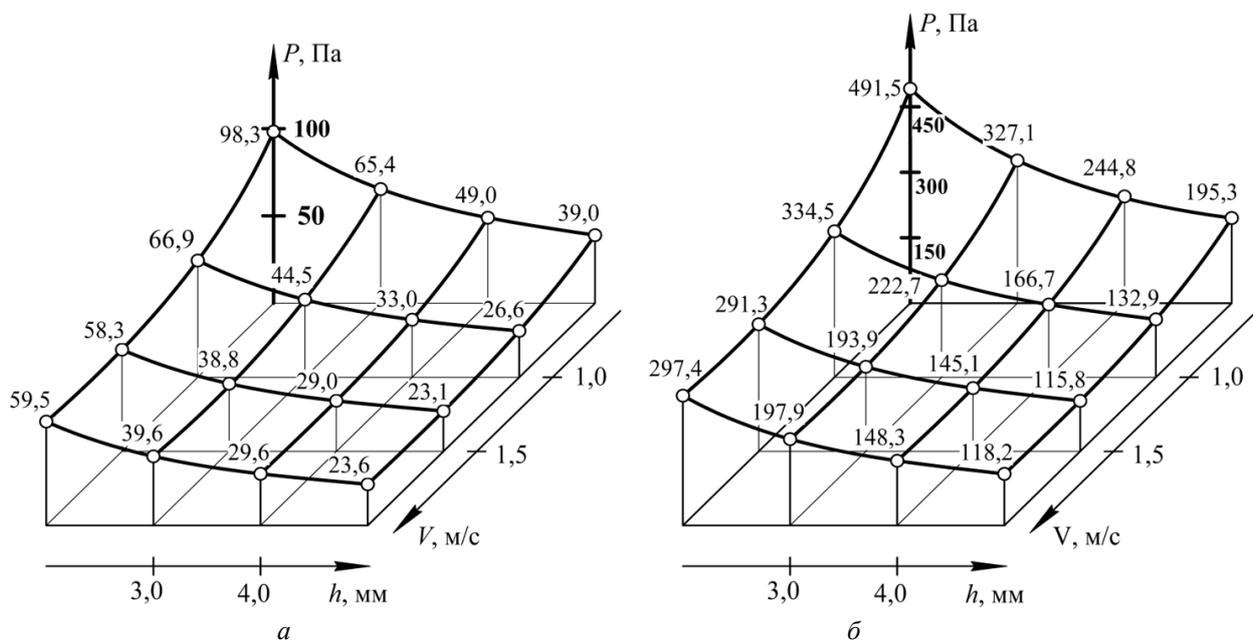


Рис. 2. Влияние параметров канавки на гидродинамическое давление: а – для скорости 0,2 м/с; б – 1,0 м/с

**Проведение эксперимента.** Экспериментальное исследование состоит из: 1) верификации разработанной расчетной модели радиального подшипника скольжения с оптимальным сечением маслоподдерживающей канавки и определения величины погрешности; 2) комплекса экспериментальных исследований подшипника с новой разработанной конструкцией – это поверхность цапфы с антифрикционным полимерным композиционным покрытием, имеющим маслоподдерживающую канавку, а также профиль опорной поверхности, контур которого адаптирован к конкретным условиям трения.

В процессе исследований установлена область рационального применения полученных моделей подшипников. Исследуемые антифрикционные покрытия представляют собой гибридный композиционный материал, состоящий из трех типов полимеров различной физической природы. Это тканый каркас из фторопластовых нитей «полифен» (ТУ 6-06-9-7-81) и полиимидных нитей «аримид Т» (ТУ 6-06-9-11-80), пропитанный матричным связующим на основе фенольной смолы, модифицированной термостойким каучуком.

Триботехнические экспериментальные исследования радиальных подшипников скольжения проводились на модернизированной машине трения ИИ 5018 на образцах в виде частичных вкладышей. Колодки вырезались из кольцевой заготовки по центральному углу, равному  $60^\circ$ . На поверхность вала наносились полимерные композиционные покрытия и канавки вдоль оси трибосопряжения на глубину покрытия. Кроме того, колодки имели отверстия для термопар.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В результате теоретического исследования установлено, что несущая способность радиального подшипника скольжения с антифрикционным полимерным покрытием поверхности вала, содержащим канавку, а также адаптированным к условиям трения профилем опорной поверхности, повышается примерно на 8–10 %, а коэффициент трения снижается на 7–9 % в диапазоне исследованных режимов (табл. 1).

Таблица 1

**Результаты теоретического исследования поверхности вала с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием**

№	$\sigma$ , МПа	Угловые координаты ( $\theta_2 - \theta_1$ ), °				
		5,74	10,03	14,32	18,61	22,92
		Коэффициент трения				
1	14,7	0,007890	0,0093130	0,008200	0,0050000	0,00233000
2	29,4	0,004590	0,0037910	0,004753	0,0030850	0,00169350
3	44,1	0,000593	0,0004920	0,001306	0,0011705	0,00105700
4	58,8	0,000295	0,0003613	0,001204	0,0011136	0,00103793
5	73,5	0,000197	0,0002307	0,001102	0,0001570	0,00101887

По результатам экспериментального исследования получен устойчивый гидродинамический режим трения после 2-минутной приработки с колебаниями коэффициента трения, при этом нагрузка увеличивалась ступенчато в 5 раз до 73,5 МПа (табл. 2).

Таблица 2

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

№ п/п	Режим		Теоретический результат		Экспериментальное исследование		Погрешность, %	
	$\sigma$ , МПа	$V$ , м/с	Покрытие полимерное	Покрытие и канавка	Покрытие	Покрытие с канавкой		
1	14,7	0,3	0,0145	0,0132	0,0169	0,0144	5–12	6–13
2	29,4	0,3	0,0090	0,0073	0,0104	0,0072		
3	44,1	0,3	0,0070	0,0051	0,0083	0,0063		
4	58,8	0,3	0,0085	0,0061	0,0107	0,0082		
5	73,5	0,3	0,0125	0,0094	0,0137	0,0108		

Результаты исследования подтверждают эффективность разработанных теоретических моделей и доказывают преимущество исследованных подшипников скольжения перед существующими за счет повышения нагрузочной способности и снижения коэффициента трения.

Конструкция радиального подшипника с нестандартным опорным профилем, имеющим на поверхности вала фторопластсодержащее антифрикционное композиционное покрытие с канавкой шириной 3 мм, обеспечила стабильное всплытие вала на гидродинамическом клине, что экспериментально подтвердило правильность результатов теоретических исследований подшипников скольжения диаметром 40 мм при скорости скольжения 0,3–3 м/с и нагрузке 14,7–73,5 МПа.

## ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Теоретическим исследованием определено необходимое сечение маслоподдерживающих канавок и их количество для выхода радиального подшипника скольжения с полимерным покрытием в режим гидродинамического смазывания при заданной нагрузке. Затем, после установления параметров канавок, разработана расчетная модель, описывающая работу подшипника в гидродинамическом режиме для истинно вязкого смазочного материала. При разработке расчетной модели учтен адаптированный к условиям трения опорный профиль. Полученные расчетные модели позволяют установить при проектировании подшипника с антифрикционным покрытием величины основных эксплуатационных характеристик.

В исследуемой конструкции при вращении вала в канавке возникает циркуляционное движение смазочного материала. Возникающая при этом сила приподнимает вал, и в появившемся зазоре образуется гидродинамический клин.

Использованный при исследованиях комплекс экспериментального оборудования позволил получить достаточно точную необходимую информацию о поведении подшипников скольжения, работающих в условиях гидродинамического смазывания в установленном диапазоне нагрузочно-скоростных режимов.

По результатам экспериментального исследования получен устойчивый гидродинамический режим трения после 3-минутной приработки с колебаниями коэффициента трения, при этом нагрузка увеличивалась ступенчато в 5 раз до 73,5 МПа. При этом величина износа не превышала 0,0090 мм, что, по нашему мнению, можно считать не износом, а суммой деформации ползучести вследствие уменьшения толщины покрытия в результате вытекания из него масла.

В соответствии с поставленной целью обоснована общая методика экспериментальных исследований как по классическим однофакторным, так и по полнофакторным планам.

Разработанная теоретически и подтвержденная экспериментально новая методология формирования расчетных моделей радиальных подшипников, значительно расширяющая область применения моделей и уточняющая получение результатов, которые могут быть использованы в машиностроении, авиастроении, приборостроении и т. д. там, где необходимо обеспечение гидродинамического режима смазывания.

### Основные результаты

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 цапфы.

3. Применение исследованных радиальных подшипников скольжения с канавкой шириной 3 мм значительно повышает их несущую способность (на 8–10 %), а коэффициент трения снижается на 7–9 %.

4. 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.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Polyakov R., Savin L. The method of long-life calculation for a friction couple «rotor – hybrid bearing» // Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference on Coupled Problems in Science and Engineering, COUPLED PROBLEMS 2017, Rhodes Island, June 12–14 2017. P. 433–440. [R. Polyakov, L. Savin. The method of long-life calculation for a friction couple «rotor– hybrid bearing». Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Conference on Coupled Problems in Science and Engineering, COUPLED PROBLEMS 2017, Rhodes Island, June 12–14 2017. P. 433-440.]
2. Кохановский В. А., Камерова Э. А. Фторопластсодержащие композиционные покрытия в смазочных средах // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 1. С. 34–37. [V. A. Kohanovskij, E. A. Kamerova. Fluoroplastic-containing composite coatings in lubricating media. *Trenie i smazka v mashinah i mekhanizmah*. 2014. № 1. P. 34-37.]
3. 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. [V. A. Kohanovskij, E. A. Kamerova. Viscoelastic properties of polymer coatings in liquid lubricants. *Trenie i smazka v mashinah i mekhanizmah*. 2014. № 2. P. 44-48.]
4. 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. [R. N. Polyakov, L. A. Savin, A. V. Vnukov. Mathematical model of non-contact finger seal with active gap control. *Fundamental'nye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii*. 2018. № 1(327). P. 66-71.]
5. 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. [S. S. Negmatov [et al.]. 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. № 7–8. P. 32-36.]
6. Predictive analysis of rotor machines fluid-film bearings operability / R. Polyakov [et al.] // *Vibroengineering procedia*. 2020. Vol. 30. P. 61–67. DOI 10.21595/vp.2020.21379. [R. Polyakov [et al.]. Predictive analysis of rotor machines fluid-film bearings operability. *Vibroengineering procedia*. 2020. Vol. 30. P. 61-67. DOI 10.21595/vp.2020.21379.]
7. Application of artificial neural networks to diagnostics of fluid-film bearing lubrication / E. P. Kornaeva [et al.] // IOP Conference Series : Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 734. No. 012154. DOI 10.1088/1757-899X/734/1/012154. [E. P. Kornaeva [et al.]. 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.]
8. 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. [D. V. Shutin, R. N. Polyakov. 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.]
9. 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 / D. U. Khasyanova [et al.] // *Journal of machinery manufacture and reliability*. 2021. Vol. 50. No. 5. P. 405–411. DOI 10.3103/S1052618821050083. [D. U. Khasyanova [et al.]. 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.]
10. 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 7<sup>th</sup> International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). 2022. P. 834–840. [M. A. Mukutadze, E. O. Lagunova. 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.]

## ОБ АВТОРАХ

**КИРИШЧИЕВА Виктория Игоревна**, аспирант кафедры «Высшая математика», ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения».

**ЛАГУНОВА Елена Олеговна**, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Высшая математика», ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения».

**МУКУТАДЗЕ Мурман Александрович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Высшая математика» ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения».

## METADATA

**Title:** Increasing the wear resistance of the radial bearing with a non-standard support profile and polymer coating on the shaft surface.

**Authors:** V.I. Kirishchieva<sup>1</sup>, E.O. Lagunova<sup>2</sup>, M.A. Mukutadze<sup>3</sup>.

**Affiliation:**

Rostov State Transport University (RSTU), Russia.

**E-mail:** <sup>1</sup> Milaya\_vika@list.ru, <sup>2</sup> elagunova@yandex.ru, <sup>3</sup> murman1963@yandex.ru.

**Language:** Russian.

**Source:** Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa University of Science and Technology), vol. 27, no. 2 (100), pp. 15-23, 2023. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

**Abstract.** The article is devoted to the analysis of the motion model of a truly viscous lubricant in the working gap of a radial sliding bearing with a non-standard support profile having a fluoroplastic composite polymer coating with a groove on the shaft surface. New models are proposed that describe the movement of a lubricant in the working gap of a radial bearing having truly viscous rheological properties in the laminar mode of motion, with a non-standard support profile having a polymer coating with a groove on the shaft surface, in the approximation for a "thin layer", and also based on the continuity equation. A comparative analysis of the obtained results with the existing ones is performed, confirming the approximation of the obtained model to practice.

**Keywords:** radial bearing, increased wear resistance, antifriction polymer composite coating, groove, non-standard profile, self-similar solution, hydrodynamic mode, verification.

**About authors:**

**KIRISHCHIEVA, Victoria Igorevna**, Postgraduate of the Department of Higher Mathematics, ORCID 0000-0001-7275-2576

**LAGUNOVA, Elena Olegovna**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Higher Mathematics, Rostov State Transport University.

**MUKUTADZE, Murman Aleksandrovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Higher Mathematics, Rostov State Transport University.