

Оценка износостойкости модифицированной конструкции радиального подшипника, совершающего винтовое движение

Е.А. Болгова^а, М.А. Мукутадзе^б, В.М. Приходько^в

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС), г. Ростов-на-Дону, Россия

Аннотация. В работе приводится расчётная модель движения в рабочем зазоре модифицированной конструкции радиального подшипника скольжения с металлическим покрытием поверхности вала истинно вязкого смазочного материала с учетом сжимаемости. Рассмотрен случай, когда вал с металлическим покрытием, компенсирующий аварийный недостаток смазочного материала, совершает вращательное или винтовое движение. На основе безразмерного уравнения движения истинно вязкой жидкости для случая «тонкого слоя», уравнения неразрывности с учётом сжимаемости смазочного материала, уравнения состояния, а также уравнения, описывающего расплавленный контур поверхности вала, найдено поле скоростей и давлений в смазочном слое. Получены аналитические зависимости для основных рабочих характеристик подшипника. Дана оценка влияния параметра сжимаемости и параметра, обусловленного наличием расплава покрытия на поверхности вала, на рабочие характеристики подшипника.

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

^аbolgova_katya6@mail.ru, ^бmurman1963@yandex.ru, ^вv.m.prikhodko@yandex.ru

Введение

Для того чтобы промышленность успешно развивалась, необходимо использовать надёжную технику с высокой производительностью. Для этого требуется создавать машины и механизмы с высокой износостойкостью и другими эксплуатационными параметрами. Поэтому исследования в данном направлении являются востребованными.

В настоящее время смазочный материал, который отделяет поверхности подшипника, и смазочный материал, получаемый в результате расплава одной из рабочих поверхностей, одновременно используются как модели гидродинамического смазывания в подшипниках скольжения.

Анализ работ [1–8], которые посвящены гидродинамическому расчёту подшипников скольжения, работающих на ньютоновских и неньютоновских смазочных материалах, при учёте зависимости реологических свойств смазочного материала от давления и температуры в условиях ламинарного и турбулентного режима течения, показывает необходимость учёта дополнительных факторов для увеличения гидродинамического режима трения.

Анализ работ [9–14], которые посвящены изучению покрытий на поверхности подшипниковой втулки из разных матричных антифрикционных композитов и стратифицированного течения смазочного материала, а также исследований [15–18], посвящённых подшипникам скольжения с податливым или адаптированным к условиям трения опорным профилем, выявил, что учёт вышеперечисленных факторов улучшает вибропоглощающие свойства подшипников скольжения и снижает их температуру. С учётом варьирования вида конструкции подшипника и антифрикционного покрытия и соотношения реологических свойств стратифицированного течения смазочного материала можно разработать эффективные конструкции для применения в трибоузлах машин и механизмов.

Для уменьшения износа в работах [19–24] проведено исследование радиальных и упорных подшипников скольжения с легкоплавким металлическим покрытием поверхности подшипниковой втулки с учётом реологических свойств применяемого смазочного материала.

ла и расплава покрытия, обладающих при ламинарном и турбулентном течении ньютоновскими и неньютоновскими свойствами, результаты исследования позволяют эффективно управлять показателями надёжности и долговечности трибоузлов для различных условий эксплуатации.

Представляет теоретический и практический интерес случай, когда вал одновременно совершает вращательное и поступательное движение (винтовое движение). Случай такого характера имеет место в процессе бурения скважин, а также в промышленных металлорежущих станках. Возникает необходимость исследования влияния наличия металлического покрытия на величину гидродинамического давления при винтовом движении вала в подшипниках скольжения, работающих на сжимаемом смазочном материале. Основное содержание данной статьи находится в русле этого актуального направления.

Постановка задачи

Рассматривается установившееся движение вязкой сжимаемой жидкости в зазоре радиального подшипника скольжения. Предполагается, что подшипник неподвижен, а шип при наличии смазки с расплавом на его поверхности совершает поступательное движение со скоростью V_0 вдоль своей оси, вращаясь при этом с угловой скоростью Ω . При этом движение шипа в осевом направлении предполагается безграничным, т.е. когда осевая составляющая скорости и гидродинамического давления не зависит от осевой координаты z .

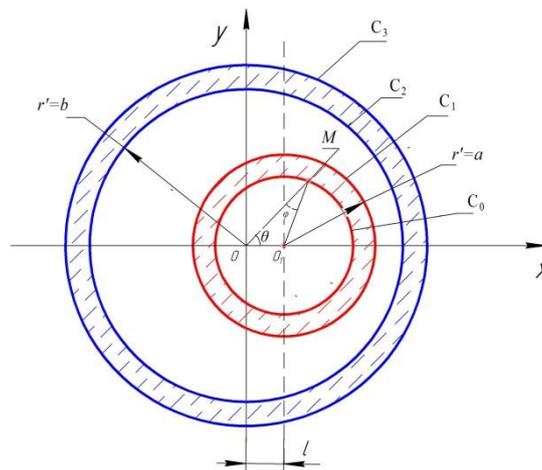


Рисунок 1. Рабочая схема.

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

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

где $OO_1 = e$ – эксцентриситет, θ – полярный угол произвольной точки смазочного слоя, r_o – радиус вала до расплава, $r_o - \beta'\varphi(\theta)$ – радиус вала после расплава, r_1 – радиус подшипника, $\beta'\varphi(\theta)$ – функция, обусловленная расплавом покрытия.

Исходными базовыми уравнениями для формирования расчётной модели рассматриваемого подшипника являются уравнение 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:

$$\begin{aligned} \mu \frac{\partial^2 v'_\theta}{\partial r'^2} &= \frac{\partial p'}{r' \partial \theta}; \quad \frac{\partial}{\partial r'} (\rho' v'_r) + \frac{\rho' v'_r}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho' v'_\theta); \\ P' &= f(\rho'); \quad \mu \frac{\partial^2 v'_{z'}}{\partial r'^2} = \frac{\partial P'}{\partial z'}; \\ \frac{L' \omega (r_o - \beta' \varphi(\theta)) d(r_o - \beta' \varphi(\theta))}{r' d\theta} &= 2\mu \left[\int_{r_o - \beta' \varphi(\theta)}^{\eta_1 + e \cos \theta} \left(\frac{\partial V'_\theta}{\partial r'} \right)^2 dr' + \int_{r_o - \beta' \varphi(\theta)}^{\eta_1 + e \cos \theta} dr' \right], \end{aligned} \quad (2)$$

где $v'_r, v'_\theta, v'_{z'}$ – компоненты вектора скорости, p' – гидродинамическое давление, L' – удельная теплота плавления на единицу объема.

Полагая скорость вращения шипа достаточно большой, а поверхность рассматриваемой пары трения шероховатой, имеет место так называемая квадратичная область течения жидкости, в которой потери давления на трение пропорциональны квадрату скорости (формула Вейсбаха – Дарси):

$$p' = \frac{\lambda \Omega^2 r_o^2}{2h_o} \rho', \quad (3)$$

где λ – коэффициент потери на трение находится по формуле Шифринсона $\lambda = 0,11\delta^* h_o$, где δ^* – абсолютный радиус шероховатости.

Система уравнения (2) решается при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned} v'_{r'} &= 0, \quad v'_\theta = 0, \quad v'_{z'} = 0 \\ \text{при } r' &= r_1 (1 + \Sigma \cos \theta); \\ v'_{z'} &= 0, \quad v'_{r'} = 0, \quad v'_\theta = \Omega (r_o - \beta' \varphi(\theta)) \\ \text{при } r' &= r_o - \beta' \varphi(\theta); \\ \beta' \varphi(\theta) &= h_o^* \text{ при } \theta = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Кроме граничных условий (4) также предполагается, что $\frac{\partial p}{\partial z} = 0$, $v'_{z'}$ не зависит от z' .

Решение задачи (2)–(4) вначале приведем для экстремального случая, т.е. при $L' \rightarrow \infty$, тогда имеем

$$\frac{d}{d\theta} (r_o - \beta' \varphi(\theta)) = 0 \Rightarrow r_o - \beta' \varphi(\theta) = \text{const} = r_o - h_o^*. \quad (5)$$

С учетом (5) к безразмерным переменным перейдем по формулам:

$$\begin{aligned} v'_{r'} &= u \Omega \delta, \quad v'_\theta = v \Omega (r_o - h_o^*), \quad v'_{z'} = w \Omega (r_o - h_o^*), \\ r' &= r_o + \delta r, \quad z' = Lz, \quad p' = p^* \cdot p, \quad \rho' = \rho^* \rho, \quad \delta = \eta_1 - r_o, \\ p_A &= p_a, \quad \rho^* = \frac{2p_a}{\lambda \Omega^2 r_o^2}, \quad p = \rho, \quad \Lambda = \frac{\mu \Omega (r_o - h_o^*) r_o}{p_a \delta^2}. \end{aligned} \quad (6)$$

Подставляя (6) в (2) и (4), будем иметь с точностью до членов $\theta \left(\frac{V}{r_o} \right)$.

$$\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = \frac{1}{\Lambda} \frac{dp}{d\theta}; \quad \frac{\partial(\rho u)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial \theta}; \quad \frac{\partial^2 w}{\partial r^2} = 0; \quad p = \rho; \quad (7)$$

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

$$u = 0, \quad v = 1, \quad w = 0 \text{ при } r = -\frac{h_o^*}{\delta}, \quad (8)$$

где $\eta = \frac{e}{\delta}$.

Точное автомодельное решение задачи (7)–(8) будем искать в виде:

$$\begin{aligned} \rho v &= \frac{\partial \Psi}{\partial r} + V(r_1 \theta); & \rho u &= -\frac{\partial \Psi}{\partial \theta} + U(r_1 \theta); & w &= \tilde{w}(r_1 \theta), \\ p \frac{1}{\Lambda} \frac{dp}{d\theta} &= \frac{\tilde{C}_1 p}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{C}_2}{h^3(\theta)}; & \Psi &= \tilde{\Psi}(\varepsilon), & \varepsilon &= \frac{r_0 + \frac{h_0^*}{\delta}}{1 + \eta \cos \theta + \frac{h_0^*}{\delta}}; \\ V &= p \tilde{v}(\varepsilon; \theta); & U &= p \tilde{u}(\varepsilon; \theta) h'; & h &= 1 + \eta \cos \theta + \frac{h_0^*}{\delta}. \end{aligned} \quad (9)$$

Подставляя (9) в (7)–(8), получим:

$$\begin{aligned} \frac{d^3 \Psi}{d\xi^3} &= \tilde{C}_2; & \frac{d^2 \tilde{v}}{d\xi^2} &= \tilde{C}_1; & \frac{\partial^2 \tilde{w}}{\partial \xi^2} &= 0, \\ \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \xi} + \frac{h}{h'} \frac{dp}{d\theta} \tilde{v}(\xi) - \varepsilon \frac{d\tilde{v}}{d\xi} &= 0. \end{aligned} \quad (10)$$

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

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

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

$$p(0) = p(2\pi); \tilde{w} = \frac{u^*}{\Omega(r_0 - h_0^*)} \text{ при } \varepsilon = 0. \quad (11)$$

Решение задач (10)–(11) найдём непосредственным интегрированием. В результате имеем:

$$\begin{aligned} \tilde{\Psi}' &= \frac{\tilde{C}_2}{2} (\varepsilon^2 - \varepsilon); & \tilde{v}(\xi) &= \tilde{C}_1 \frac{\varepsilon^2}{2} - \left(1 + \frac{\tilde{C}_1}{2}\right) \varepsilon + 1; & \tilde{C}_1 &= 6; \\ \tilde{w} &= \frac{u^*}{\Omega(r_0 - h_0^*)} (1 - \varepsilon). \end{aligned} \quad (12)$$

Для определения гидродинамического давления p приходим к интегральному уравнению вида

$$p = \Lambda \int_0^\theta \left[\frac{\tilde{C}_1}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{C}_2}{p h^3(\theta)} \right] d\theta + 1. \quad (13)$$

Решим это уравнение методом последовательного приближения (ограничиваясь двумя приближениями). В результате имеем:

$$p_1 = 1;$$

$$p_2 = \Lambda \left\{ \frac{6}{\left(1 + \frac{h_0^*}{\delta}\right)^2} \left(\theta - 2\eta \sin \theta + 3\eta^2 \left(\frac{\theta}{2} + \frac{1}{4} \sin 2\theta \right) + \frac{\tilde{C}_2}{\left(1 + \frac{h_0^*}{\delta}\right)^3} \left(\theta - 3\eta \sin \theta + 6\eta^2 \left(\frac{\theta}{2} + \frac{1}{4} \sin 2\theta \right) \right) \right\}. \quad (14)$$

Используя периодичность гидродинамического давления p_2 , для C_2 получим выражение в виде

$$\tilde{C}_2 = -6 \left(1 + \frac{h_0^*}{\delta} \right) \left(1 - \frac{3}{2} \tilde{\eta}^2 \right), \quad (15)$$

где $\tilde{\eta} = \frac{\eta}{1 + \frac{h_0^*}{\delta}}$.

С учётом (15) для p_2 окончательно получим выражение в виде

$$p_2 = \frac{6\Lambda}{\left(1 + \frac{h_0^*}{\delta} \right)^2} \left(\tilde{\eta} \sin \theta - \frac{3}{4} \tilde{\eta}^2 \sin 2\theta \right) + 1. \quad (16)$$

С учётом (12) и (16) для несущей способности подшипника и силы трения получим аналитическое выражение такого вида:

$$R_x = 0,$$

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

$$L_{тр} = \frac{\Omega (r_0 - h_0^*)}{\delta} \int_0^{2\pi} \left[\frac{\tilde{\Psi}''(0)}{\left(1 + \frac{h_0^*}{\delta} \right)^2} (1 - 2\tilde{\eta} \cos \theta + 3\tilde{\eta}^2 \cos^2 \theta) + \frac{\tilde{v}'(0)}{\left(1 + \frac{h_0^*}{\delta} \right)} (1 - \eta \cos \theta + \tilde{\eta}^2 \cos^2 \theta) \right] d\theta = \frac{4\pi}{\left(1 + \frac{h_0^*}{\delta} \right)} (1 - \tilde{\eta}^2). \quad (17)$$

Следует отметить, что полученное аналитическое выражение (17) для основных рабочих характеристик подшипника соответствует экстремальному случаю, когда удельная теплота плавления на единицу объема $L' \rightarrow \infty$. При промежуточных значениях L' ($L' \neq \infty$), осредняя интегрально $\frac{\partial v}{\partial r}$ и $\frac{\partial w}{\partial r}$ по интервалу $\left[-\frac{\beta'}{\delta} \varphi(\theta); 1 + \eta \cos \theta \right]$ по известной методике, определяется явный вид функции $\frac{\beta'}{\delta} \varphi(\theta)$, которая также определяется интегрально по промежутку $[0; 2\pi]$. И в результате для несущей способности и силы трения получается выражение аналогичное (17).

Из найденного выражения (17) следует, что несущая способность подшипника существенно зависит от параметра сжимаемости Λ и параметра $\frac{h_0^*}{\delta}$, обусловленного наличием расплава на поверхности вала.

Анализ полученных результатов

Для проверочных расчётов полученных моделей использовались параметры с численными значениями: $d = 40$ мм, $V = 1-3$ м/с, $\sigma = 4-20$ МПа, $\mu_0 = 0,0707-0,0076$ Нс/м².

Экспериментальное исследование проведено на машине трения ИИ 5018 на образцах в виде частичных вкладышей.

Анализ экспериментальных исследований (см. Табл. 1) доказывает эффективность полученных уточнённых теоретических моделей, обеспечивающих повышение нагрузочной способности и снижение коэффициента трения.

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

№	Режим		Теоретическое исследование		Экспериментальное исследование		Погрешность	
	σ , МПа	V , м/с	Без покрытия	С покрытием	Без покрытия	С покрытием	4–10	6–11
1	4	1	0,0320	0,0127	0,0374	0,0159		
2	8	1	0,0303	0,0068	0,0309	0,0087		
3	12	1	0,0275	0,0046	0,0286	0,0098		
4	16	1	0,0290	0,0076	0,0212	0,0097		
5	20	1	0,0330	0,0109	0,0342	0,0113		

Выводы

1. Анализ теоретических и экспериментальных исследований доказал эффективность разработанных математических моделей с учётом новых факторов, обеспечивающих повышение нагрузочной способности и снижение коэффициента трения в указанном диапазоне эксплуатационных нагрузочно-скоростных режимов.

2. Оригинальность полученных расчётных моделей, учитывающих применение дополнительного смазывания металлическим покрытием на поверхности вала для компенсации аварийного недостатка смазочного материала, сжимаемость смазочного материала, состоит в применении методики получения их точных автотельных решений.

3. В результате теоретического, экспериментального исследования и сравнительного анализа имеющихся научных результатов с полученными установлено, что применение исследованных радиальных подшипников скольжения с учётом вышеуказанных факторов значительно повышает несущую способность (10–12 %), а коэффициент трения снижается на 9–11 %.

4. Полученные результаты подтверждают эффективность расчётных моделей при их использовании для прикладных инженерных расчётов.

Литература:

1. Ахвердиев К.С., Лагунова Е.О., Мукутадзе М.А. Гидродинамический расчет радиального подшипника при наличии электромагнитного поля с учетом зависимости вязкости и электропроводности от температуры // Вестник Донского государственного технического университета. 2009. Т. 9. № 3 (42). С. 529–536. [K.A. Akhverdiev, E.O. lagunova, M.A. Mukutadze, Hydrodynamic calculation of radial bearing in electromagnetic field considering its dependence on viscosity and electroconductivity on temperature // Vestnik of Don State Technical University. 2009. Vol. 9. № 3 (42). P. 529–536 (in Russian)].
2. Расчетная модель радиального подшипника скольжения с повышенной несущей способностью, работающего на микрополярной смазке с учетом ее вязкостных характеристик от давления / К.С. Ахвердиев [и др.] // Инженерный вестник Дона. 2013. № 4 (27). С. 22. [K.S. Akhverdiev et al. The computational model of radial plain bearing with increased load capacity, working on micropolar lubricant given its viscosity characteristics of the pressure // Engineering Journal of Don. 2013. No. 4 (27). P. 22 (in Russian)].
3. Гидродинамический расчет радиального подшипника, работающего в нестационарном режиме на вязкопластичной смазке, обладающей микрополярными свойствами / К.С. Ахвердиев [и др.] // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2008. № 4 (32). С. 131–138. [K.S. Akhverdiev et al. The hydrodynamic calculation of radial bearing, operating in nonstationary conditions with viscous-plastic lubricant having micropolar properties // Vestnik RGUPS. 2008. No. 4 (32). P. 131–138 (in Russian)].

4. Математическая модель гидродинамической смазки радиального подшипника, работающего в нестационарном режиме на микрополярной смазке / К.С. Ахвердиев [и др.] // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2008. № 1 (29). С. 147–151 [K.S. Akhverdiev et al. Mathematical model of a hydrodynamic lubricant of a radial bearing operating in non-stationary conditions with a micropolar lubricant // Vestnik RGUPS. 2008. No. 1 (29). P. 147–151 (in Russian)].
5. Гидродинамический расчет радиального подшипника скольжения, работающего в турбулентном режиме трения при неполном заполнении зазора вязкоупругой смазкой / К.С. Ахвердиев [и др.] // Вестник машиностроения. 2009. № 7. С. 11–17 [K.S. Akhverdiev et al. — Hydrodynamic calculation of radial slider bearing, working in the turbulent friction conditions with incomplete filling of a gap by a viscoelastic lubricant // Vestnik Mashinostroeniya. 2009. No. 7. P. 11–17 (in Russian)].
6. Mukutadze M.A., Lagunova E.O., Solop K.S. Working out of an analytical model of an axial bearing taking into account dependence of viscous characteristics of micropolar lubrication on pressure and temperature // International Journal of Applied Engineering Research. 2017. Vol. 12. No. 14. P. 4644–4650.
7. 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. [K.S. Akhverdiev, M.A. Mukutadze, I.S. Semenko, Hydrodynamic calculation of a thrust plain bearing that operates with viscoelastic lubricant under turbulent friction conditions // Problemy Mashinostroeniya i Nadezhnosti Mashin. 2011. No. 4. P. 69–77 (in Russian)].
8. Аналитический метод прогнозирования значений критериев микрополярной смазки, обеспечивающих устойчивый режим работы радиального подшипника скольжения / К.С. Ахвердиев [и др.] // Трение и износ. 2008. Т. 29. № 2. С. 184–191. [K.S. Akhverdiev et al. Analytical method for prognosis of values of micropolar lubrication criteria providing stable operation of radial sliding bearing // Trenie i Iznos. 2008. Vol. 29. No. 2. P. 184–191 (in Russian)].
9. Mathematical model of a plain bearer lubricated with molten metal / М.А. Mukutadze [et al.] // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. International Conference on Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering 2019. 2019. Vol. 378. P. 012021.
10. Разработка расчетной модели радиального подшипника с учетом зависимости проницаемости, электропроводности и вязкости жидкого смазочного материала от давления / К.С. Ахвердиев [и др.] // Интернет-журнал «Науковедение». 2016. Т. 8. № 6 (37). С. 74. [K.S. Akhverdiev et al. Development of computational models of the radial bearing based on the dependence of the permeability, conductivity and viscosity of liquid lubricant from the pressure // Internet Journal “Naukovedenie”. 2016. Vol. 8. No. 6 (37). P. 74 (in Russian)].
11. Стратифицированное течение двухслойной смазки в зазоре упорного подшипника, обладающего повышенной несущей способностью / К.С. Ахвердиев [и др.] // Вестник Донского государственного технического университета. 2010. Т. 10. № 2 (45). С. 217–223. [K.S. Akhverdiev et al. Stratificated flow of two-layer lubrication in the clearance of thrust bearing with the increased bearing capacity // Vestnik of Don State Technical University. 2010. Vol. 10. No. 2 (45). P. 217–223 (in Russian)].
12. Кохановский В.А., Мукутадзе М.А. Матричные материалы антифрикционных композитов // Вестник Донского государственного технического университета. 2001. Т. 1. № 2. С. 51–56. [V.A. Kokhanovskiy, M.A. Mukutadze, Matrix materials of antifriction composites // Vestnik of Don State Technical University. 2001. Vol. 1. No. 2. P. 51–56 (in Russian)].
13. Стратифицированное течение трехслойной смазки в зазоре упорного подшипника, обладающего повышенной несущей способностью / К.С. Ахвердиев [и др.] // Трибология и надежность: сборник научных трудов X Международной конференции; под общ. ред. К.Н. Войнова. Санкт-Петербург, 2010. С. 15–24. [K.S. Akhverdiev et al. Stratified flow of a three-layer lubricant in

the clearance of as thrust bearing having an increased bearing capacity // Tribology and Reliability: Proceedings of the X International Conference. Saint Petersburg, 2010. P. 15–24 (in Russian)].

14. Расчетная модель упорного подшипника скольжения с повышенной несущей способностью, работающего на неньютоновских смазочных материалах с адаптированной опорной поверхностью / К.С. Ахвердиев [и др.] // Инженерный вестник Дона. 2013. № 4 (27). С. 23. [K.S. Akhverdiev et al., The computational model thrust bearing with high load-bearing capacity, working on non-Newtonian lubricants with tailored support surface // Engineering Journal of Don. 2013. No. 4 (27). P. 23 (in Russian)].

15. Мукутадзе М.А., Лагунова Е.О., Гармони́на А.Н., Васи́ленко В.В. Радиальный подшипник скольжения с податливой опорной поверхностью // Вестник машиностроения. 2017. № 12. С. 33–38. [M.A. Mukutadze, E.O. Lagunova, A.N. Garmonina, V.V. Vasilenko, Radial sliding bearing with flexible bearing surface // Vestnik Mashinostroeniya. 2017. No. 12. P. 33–38 (in Russian)].

16. Гармони́на А.Н., Мукутадзе М.А., Приходько В.М. Расчетная модель радиального подшипника с двухслойным пористым покрытием на поверхности вала, работающего на электропроводящем смазочном материале // Инженерный вестник Дона. 2017. № 3(46). С. 49. [A.N. Garmonina, M.A. Mukutadze, V.M. Prikhodko, Design model of a radial bearing with a two-layered porous coating on the surface of a shaft operating on an electrically conductive lubricant // Engineering Journal of Don. 2017. No. 3(46). P. 49 (in Russian)].

17. Мукутадзе М.А., Гармони́на А.Н., Приходько В.М. Расчетная модель упорного подшипника с пористым покрытием на поверхности направляющей // Вестник Донского государственного технического университета. 2017. Т. 17. № 3(90). С. 70–77. [M.A. Mukutadze, A.N. Garmonina, V.M. Prikhodko, Design model of thrust bearing with porous coating on the way surface // Vestnik of Don State Technical University. 2017. Vol. 17. No. 3(90). P. 70–77 (in Russian)].

18. Мукутадзе М.А., Лагунова Е.О., Гармони́на А.Н., Солоп С.А., Васи́ленко В.В. Гидродинамический расчет упорного подшипника с нежесткой опорной поверхностью // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2017. № 1(65). С. 128–137. [M.A. Mukutadze, E.O. Lagunova, A.N. Garmonina, S.A. Solop, V.V. Vasilenko, Hydrodynamic calculation of the thrust bearing with non-rigid support service // Vestnik RGUPS. 2017. No. 1(65). P. 128–137 (in Russian)].

19. Лагунова Е.О., Мукутадзе М.А. Расчет радиального подшипника скольжения с легкоплавким покрытием // Трение и износ. 2019. Т. 40. № 1. С. 112–120. [E.O. Lagunova, M.A. Mukutadze, calculation of radial sliding bearing with a fusible coating // Trenie i Iznos. 2019. Vol. 40. No. 1. С. 112–120 (in Russian)].

20. 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. [M.A. Mukutadze, D.U. Khasyanova, A.M. Mukutadze, Hydrodynamic model of a wedge-shaped sliding support with an easy-melting metal coating // Problemy Mashinostroeniya i Nadezhnosti Mashin. 2020. No. 4. P. 51–58 (in Russian)].

21. Mukutadze M.A., Mukutadze A.M., Vasilenko V.V. Simulation model of thrust bearing with a free-melting and porous coating of guide and slide surfaces // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol. 560. P. 012031.

22. 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. [M.A. Mukutadze, D.U. Khasyanova, Radial friction bearing with a fusible coating in the turbulent friction mode // Problemy Mashinostroeniya i Nadezhnosti Mashin. 2019. No. 5. P. 48–58 (in Russian)].

23. Васи́ленко В.В., Лагунова Е.О., Мукутадзе М.А. Гидродинамический расчет радиального подшипника, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия при наличии смазочного ма-

териала // Интернет-журнал «Науковедение». 2017. Т. 9. № 5. С. 16. [V.V. Vasilenko, E.O. Lagunova, M.A. Mukutadze, Hydrodynamic calculation of the radial bearing, the lubricated melt coating in the presence of a lubricant // Internet Journal "Naukovedenie". 2017. Vol. 9. No. 5. P. 16 (in Russian)].

24. Мукутадзе М.А., Лагунова Е.О., Василенко В.В. Разработка расчетной модели гидродинамического смазочного материала, образующегося при плавлении подпятника, при наличии принудительной смазки // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 3. С. 76–83. [M.A. Mukutadze, E.O. Lagunova, V.V. Vasilenko, Development of the design model of a hydrodynamic lubricating material formed during melting of the axial bearing, in the presence of forced lubrication // Problemy Mashinostroeniya i Nadezhnosti Mashin. 2018. No. 3. P. 76–83 (in Russian)].

Об авторах:

БОЛГОВА Екатерина Александровна, аспирант кафедры «Высшая математика» ФГБОУ ВО «РГУПС»; bolgova_katya6@mail.ru.

МУКУТАДЗЕ Мурман Александрович, профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой «Высшая математика» ФГБОУ ВО «РГУПС»; murman1963@yandex.ru.

ПРИХОДЬКО Виктор Маркович, профессор, доктор технических наук, заведующий кафедрой «Начертательная геометрия и графика»; v.m.prikhodko@yandex.ru.

Metadata:

Title: Evaluating the wear resistance of a modified design of a radial bearing performing helical motions.

Author 1: Ekaterina Aleksandrovna Bolgova, postgraduate student at the Department "Higher Mathematics" (RSTU).

Author 2: Murman Aleksandrovich Mukutadze, Professor, Doctor of Technical Sciences, Head of the Department "Higher Mathematics" (RSTU).

Author 3: Victor Markovich Prikhodko, Professor, Doctor of Technical Sciences, Head of the Department "Descriptive Geometry and Graphics" (RSTU).

Abstract: The paper presents a computational model of motion, in the operating clearance of a modified design of a radial sliding bearing with a metallic coating on the shaft surface, of a truly viscous lubricant, taking into account compressibility. A case is considered when a shaft with a metallic coating compensating for an emergency shortage of lubricant performs rotational or helical motions. Based on the dimensionless equation of motion of a truly viscous liquid for the case of a "thin layer", the continuity equation taking into account the compressibility of the lubricant, the equation of state, as well as the equation describing the molten contour of the shaft surface, the velocity and pressure field in the lubricating layer is found. Analytical dependencies for the basic operating characteristics of the bearing are obtained. The influence of the compressibility parameter and the parameter due to the presence of a coating melt on the shaft surface on the bearing performance is evaluated.

Keywords: hydrodynamic mode, helical and translational motion of the shaft, compressibility, radial bearing, velocity and pressure fields.