

На правах рукописи



Кирищиева Виктория Игоревна

**ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫХ
ФТОРОПЛАСТСОДЕРЖАЩИХ ПОДШИПНИКОВ**

Специальность 2.5.3. Трение и износ в машинах

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Ростов-на Дону
2023

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего образования «Ростовский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВО РГУПС).

Научный руководитель: Мукутадзе Мурман Александрович, доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Высшая математика» ФГБОУ ВО РГУПС

**Официальные
оппоненты:**

Задорожная Елена Анатольевна, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» ЮУрГУ (НИУ);

Шульга Геннадий Иванович, доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобили и транспортно-технологические комплексы» ФГБОУ ВО «Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М. И. Платова»

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное учреждение науки «Институт машиноведения им. А. А. Благонравова Российской академии наук» (ИМАШ РАН)

Защита состоится «25» декабря 2023 г. в 14:00 на заседании диссертационного совета 44.2.005.01 на базе федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Ростовский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВО РГУПС) по адресу: 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2, конференц-зал.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО РГУПС по адресу: 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, д. 2, и на сайте <http://www.rgups.ru>.

Автореферат разослан «___» _____ 2023 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета 44.2.005.01
доктор технических наук, профессор



П. Н. Щербак

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. В современных машинах и агрегатах широко и успешно используются металлополимерные трибосистемы самых различных конструкций. Для тяжело нагруженных узлов трения транспортной и авиакосмической техники применяют антифрикционные композиционные покрытия, содержащие в качестве смазочного материала фторопласт.

Композиционная структура этих покрытий представляет собой полимерную матрицу и армирующий каркас из специальной ткани, включающей как прочные полимерные, так и антифрикционные фторопластовые нити. Матричное связующее дополнительно выполняет функции адгезива, закрепляя покрытие на субстрате.

Рассматриваемые антифрикционные покрытия предназначены для работы в режиме граничного трения при самосмазывании фторопластом и не нуждаются в текущем обслуживании. Они эксплуатируются при средних контактных напряжениях до 100 МПа и скорости 0,2–0,3 м/с. Низкая скорость ограничивается теплостойкостью полимеров и механизмом самосмазывания в режиме граничного трения. Однако в имеющихся подшипниках канавки никогда не использовались во фторопластосодержащих покрытиях для автоматической смены режима смазывания от граничного до гидродинамического.

В настоящее время, несмотря на достаточное количество теоретических и экспериментальных исследований, посвященных подшипникам скольжения с антифрикционными полимерными покрытиями, требуется дальнейшее расширение области их применения с учетом дополнительных факторов: некруглого опорного профиля подшипника, нестандартного жидкого смазочного материала с микрополярными свойствами, одновременного влияния давления и температуры в зоне трения, а также оптимизации параметров осевой канавки.

Кроме того, у всех полимерных материалов под контактным давлением развивается вязкоупругая деформация (ползучесть), величина которой зависит от времени нагружения. Нагрузка на вал вызывает деформацию покрытия, копирующую его контур. Таким образом, на всей контактной поверхности образуется безззорное сопряжение, препятствующее реализации жидкостного трения.

Принципиальное решение, препятствующее реализации жидкостного трения, предложено в виде образования на втулке конкретного радиально-упорного металлополимерного подшипника с осевой канавкой. Необходимо развитие этих единичных исследований для подшипников других типов с оптимизацией параметров канавок и разработкой расчетных моделей для проектирования. Следовательно, работа в этой области, направленная на дальнейшие исследования, представляется важной и актуальной.

Степень разработанности проблемы. Значительный вклад в моделирование в области разработки износостойких металлополимерных сопряжений внесли многие отечественные и зарубежные исследователи. Это школы академиков РАН И.Г. Горячевой, В.И. Колесникова, профессоров К.С. Ахвердиева, В.А. Кохановского и т.д.

Маслосберегающими канавками исследователи занимаются как в нашей стране, так и за рубежом. Однако впервые антифрикционное полимерное покрытие

тие с осевой канавкой для смены режима смазывания, а также для предотвращения износа при пусках, выбегах и аварийного недостатка жидкого смазочного материала в подшипниках скольжения было предложено в работах К.С. Хвердиева, И.А. Камеровой, В.А. Кохановского, В.М. Приходько с обоснованиями возможной эффективности подобной конструкции.

Целью настоящих исследований является повышение ресурса металлополимерных фторопластсодержащих радиальных подшипников скольжения на основе экспериментальных исследований и разработки комплекса математических моделей.

Поставленная цель требует решения следующих основных задач:

1 Разработать комплекс математических моделей и аналитических зависимостей для расчетной оценки технических решений и конструкций радиальных подшипников скольжения, имеющих на опорной поверхности полимерное фторопластсодержащее покрытие с осевой канавкой и адаптированным к условиям трения профилем с учетом ньютоновской и неньютоновской реологии смазочного материала в условиях ламинарного течения.

2 Установить закономерности влияния смазочного материала на работоспособность радиального подшипника с фторопластсодержащим полимерным покрытием и осевой канавкой на опорной поверхности с учетом зависимости вязкости от давления и температуры и турбулентного характера его течения.

3 Доказать стабильность и возможность смены видов смазывания с граничного на гидродинамический в радиальном подшипнике с фторопластсодержащим покрытием и осевой канавкой на опорной поверхности.

4 Выполнить экспериментальную оценку теоретических положений и промышленную апробацию разработанной конструкции радиального подшипника, установить области применения полученных расчетных моделей.

Объектом исследования являются процессы, происходящие в системе «вал – смазочный слой – подшипник» при гидродинамическом и граничном режимах смазывания.

Предмет исследования – взаимосвязи и закономерности изменения элементов и параметров системы «вал – смазочный слой – подшипник» при гидродинамическом и граничном режимах смазывания радиальных подшипников в процессе динамического нагружения.

Научная новизна результатов исследования включает следующее:

1 Впервые сформирован комплекс расчетных моделей, позволяющих рассчитать режим гидродинамического смазывания радиальных подшипников скольжения с полимерными фторопластсодержащими покрытиями, имеющими осевую канавку для автоматической смены режимов смазывания с граничной на гидродинамическую.

2 На основе проведенных аналитических исследований установлено влияние геометрических параметров осевой канавки (ширины и глубины) на величину вертикальной составляющей гидродинамического давления в ней, а также выполнена оптимизация ее ширины относительно диаметра подшипника по двум критериям – коэффициенту трения и температуре контакта.

3 Предложены расчетные модели металлополимерных подшипников скольжения с осевой канавкой, работающих на вязком и микрополярном жидких

смазочных материалах при их ламинарном течении и зависимости вязкости от давления.

4 Получены расчетные модели радиальных подшипников скольжения, имеющих фторопластсодержащее композиционное покрытие с осевой канавкой на опорной поверхности и нестандартный контур, адаптированный к условиям трения, при этом учтены зависимости реологических свойств истинно вязкого или микрополярного смазочного материала от давления при ламинарном режиме течения.

5 Определена зависимость вязкости смазочного материала одновременно от давления и температуры при турбулентном режиме течения истинно вязкой среды и показано ее влияние на несущую способность и силу трения радиальных подшипников скольжения, имеющих на опорной поверхности фторопластсодержащее антифрикционное композиционное полимерное покрытие с осевой канавкой.

Теоретическая и практическая значимость работы. Значимость теоретических исследований включает следующее:

1 Предложен новый подход к оценке влияния параметров осевой канавки на вертикальную составляющую гидродинамического давления и другие эксплуатационные параметры в радиальном подшипнике с композиционным фторопластсодержащим покрытием в условиях применения смазочных материалов с истинно вязкими и микрополярными реологическими характеристиками.

2 Получены расчетные модели радиальных подшипников скольжения с полимерным антифрикционным покрытием и осевыми канавками на опорной поверхности втулки с некруглым опорным профилем, адаптированным к условиям трения в условиях применения вязкого или микрополярного жидкого смазочного материала.

3 Для исследуемых условий трения с применением истинно вязкого смазочного материала получены расчетные модели, учитывающие, кроме осевых канавок, одновременное влияние на смазочный материал давления и температуры при турбулентном режиме его течения.

4 Существенное прикладное значение имеют результаты впервые выполненной оптимизации размерных параметров осевой масляной канавки в соответствии с минимизацией таких эксплуатационных факторов, как температура и коэффициент трения.

5 Значимость разработанных расчетных моделей исследуемых радиальных подшипников для инженерной практики определяется экспериментальным подтверждением эффективности теоретических расчетов и удовлетворительной оценкой результатов промышленных испытаний на Ростовском-на-Дону электровозоремонтном заводе (филиале АО «Желдорремаш»). Выполнена оптимизация ширины осевой канавки на опорной поверхности подшипниковой втулки на основе величины вертикальной составляющей гидродинамического давления и коэффициента трения.

Методы диссертационного исследования теоретического плана основаны на классических уравнениях Навье – Стокса и Рейнольдса, применяемых для ламинарного и турбулентного течения жидких смазочных материалов с истинно вязкими и микрополярными реологическими свойствами.

Выполнение экспериментальных исследований осуществлялось на современном модернизированном и поверенном оборудовании в соответствии с полнофакторными экспериментальными планами и завершалось статистической обработкой результатов и их визуализацией на графиках.

Положения, выносимые на защиту, включают:

1 Комплекс уточненных теоретических моделей радиальных металлополимерных подшипников скольжения с профилем, имеющим на опорной поверхности фторопластсодержащее композиционное полимерное покрытие с оптимальной величиной осевой канавки, обеспечивающей возможность перехода от граничного к гидродинамическому режиму смазывания под влиянием изменения нагрузочно-скоростных режимов.

2 Сформированный блок моделей фторопластсодержащих радиальных подшипников с осевой канавкой на рабочей поверхности полимерного антифрикционного покрытия подшипниковой втулки, эксплуатируемых при граничном или жидкостном режиме смазывания с учетом реологии истинно вязкого или микрополярного смазочного материала и зависимости их вязкостных свойств от давления.

3 Расчетные модели для проектирования конструкций радиальных подшипников с композиционным полимерным покрытием, осевой канавкой и некруговым контуром опорной поверхности, адаптированным к условиям трения при ламинарном режиме течения вязкого или микрополярного смазочного материала.

4 Одновременный учет в расчетной модели металлополимерного радиального подшипника скольжения, работающего на истинно вязком жидком смазочном материале, влияния на его вязкость давления и температуры при переходе с граничного на жидкостный режим смазывания в условиях турбулентного характера течения.

5 Регрессионные модели, определяющие зависимость коэффициента трения от величины нагрузочно-скоростных режимов при смазывании радиального подшипника вязким или микрополярным смазочным материалом.

Степень достоверности результатов исследований обеспечивалась корректной постановкой их цели и обоснованной методикой ее достижения. Теоретические исследования выполнялись на базе классических законов течения жидкости. Выполнение экспериментальных исследований осуществлялось на современном высокоточном поверенном оборудовании, на основе двухуровневых полнофакторных планов при числе параллельных опытов, равном 3. После статистической обработки результатов получены адекватные регрессионные модели.

Соответствие диссертации паспорту специальности. Диссертация полностью соответствует паспорту заявленной специальности 2.5.3. Трение и износ в машинах.

Апробация и реализация результатов исследований осуществлялась в виде выступлений на девяти всероссийских и международных конференциях и международных университетских форумах: V–VI Всероссийской научно-практической конференции «Научный потенциал молодежи и технический прогресс» (Санкт-Петербург, 20 мая 2022 г., 19 мая 2023 г.); VI Всероссийской научно-

практической конференции «Фундаментальные основы механики» (Санкт-Петербург, 17 июня 2022 г.); Международной научно-практической конференции «Вопросы образования и науки» (Тамбов, 30 октября 2021 г.); XV научно-практической конференции «Наука и образование транспорту» (Самара, 10–ноября 2022 г.); Международном университетском форуме «Практико-ориентированная наука» (Дубай, ОАЭ, 6 мая 2022 г., 17 июня 2022 г.); Международной научной конференции «Science. Education. Practice» (Дели, Индия, 5 мая 2023 г.), Международной научно-практической конференции «Современное общество, образование и наука» (Тамбов, 31 августа 2021 г.).

Реализация результатов работы. Промышленные испытания разработанных подшипников, проведенные на Ростовском-на-Дону электровозоремонтном заводе (филиал АО «Желдорреммаш») на пружинно-вальценовочном станке, показали, что ресурс работы узла увеличился на 12,3–15,1 %, и оцениваются удовлетворительно.

Публикации. По итогам диссертационных исследований опубликовано 30 работ, включая 12 статей в изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ, 2 статья в изданиях, входящих в базу данных Web of Science и Scopus.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения, библиографического списка из 194 наименований и приложения. Общий объем работы включает 151 страницу, 43 рисунка и 11 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность исследований, сформулирована общая цель и приведены основные результаты.

В первой главе выполнен аналитический обзор, содержащий сведения о вязкоупругой деформации (ползучести) полимера под контактным давлением, которое, увеличивая контактную поверхность, препятствует образованию гидродинамического клина и переходу трибосистемы к жидкостному трению.

Анализ изученных материалов показал перспективность имеющегося решения, отсутствие систематических данных о его применении и направление дальнейших исследований.

Вторая глава посвящена теоретическим исследованиям, позволяющим разработать расчетные модели для установления рациональных параметров осевой канавки при смазывании вязкими или микрополярными смазочными материалами, а также с обычным и некруглым контуром адаптированной к условиям трения поверхности втулки.

Для установления влияния скорости вращения вала и параметров маслосодержащей осевой канавки на поверхности подшипниковой втулки радиального подшипника с фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием на величину гидродинамического давления в ней используем уравнение течения истинно вязкой несжимаемой жидкости для «тонкого слоя» с соответствующими граничными условиями. Рассмотрим установившееся течение смазочного материала в осевой канавке и рабочем зазоре между валом и подшипниковой втулкой.

$$\frac{\partial^2 v_\theta}{\partial r^2} = \frac{1}{\mu} \frac{dp}{d\theta}, \quad (1)$$

$$\begin{aligned}
v &= 0 \text{ при } r = r_1 \text{ (на поверхности подшипниковой втулки);} \\
v &= -\Omega r_0 = v_{\text{вала}} \text{ при } r = r_0 \text{ (на поверхности вала).}
\end{aligned}
\tag{2}$$

Поставленную задачу рассматриваем в полярной координатной системе (рис. 1).

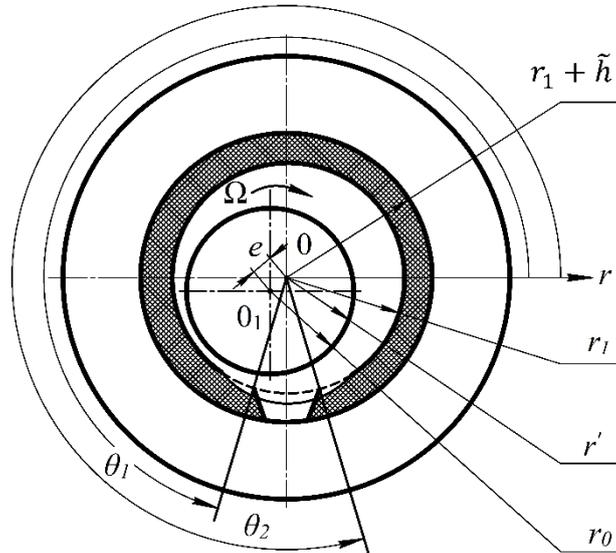


Рис. 1. Расчетная схема

Уравнения контура вала, подшипниковой втулки с покрытием и подшипниковой втулки запишем в виде:

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

Для определения скорости потока смазочного материала решаем уравнение (1) с учетом граничных условий (2), в результате имеем:

$$v_{\pi} = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{d\theta} (r^2 - (r_0 + r_1)r + r_0 r_1) + \frac{v_{\text{вала}}}{r_0 - r_1} (r - r_1). \tag{4}$$

Используя выражение (4), найдем объем жидкого смазочного материала, протекающего через поперечное сечение осевой канавки в одну секунду:

$$Q = \int_{r_0}^{r_1} v_{\pi} L^* dr = \frac{L^*}{2\mu} \frac{dp}{d\theta} (r_1 - r_0)^3 + v_{\text{вала}} (r_1 - r_0). \tag{5}$$

Предполагая, что расход смазочного материала равен нулю, получим:

$$\frac{dp}{d\theta} = -\frac{2v_{\text{вала}}\mu}{(r_1 - r_0)^2}. \tag{6}$$

По результатам экспериментальных исследований доказано, что избыточное гидродинамическое давление имеет место только в области ширины осевой канавки слева от оси подшипника перед неподвижной стенкой. Считая, что стенка наклонена к оси к абсциссе под углом 45° , уравнение неподвижной стенки осевой канавки представим в следующем виде:

$$r = r_{\text{max}} \frac{Q}{\tilde{h}}. \tag{7}$$

Подставив выражение (7) в (6) и проведя очевидные преобразования, будем иметь:

$$p = p - p_{\text{п}} = -\frac{2\mu v_{\text{вала}}}{r_{\text{max}}^2} \left(\frac{\theta}{\tilde{h}} - 2 \right). \quad (8)$$

Известно, что минимальное значение масляной пленки у начала осевой канавки равно 0,1 мкм.

Интегрируем уравнение (8) в пределах от $\theta_{\text{min}} = \tilde{h} \frac{r_{\text{min}}}{r_{\text{max}}}$ до $\theta_{\text{max}} = \frac{\theta}{2}$. Считая, что $\tilde{h} \frac{r_{\text{min}}}{r_{\text{max}}} \approx 0$, а $\theta_{\text{max}} = \tilde{h}$, для гидродинамического давления окончательно будем иметь:

$$p = \frac{2\mu v_{\text{вала}}}{r_{\text{max}}^2} \left(\ln \frac{\theta}{2r_{\text{min}}} - \frac{\theta}{\tilde{h}} \right). \quad (9)$$

Численный анализ полученных результатов позволил наглядно представить влияние параметров маслоподдерживающей осевой канавки (ширины $\theta_2 - \theta_1$ и глубины \tilde{h}) на гидродинамическое давление, вызванное циркуляцией в ней жидкого смазочного материала, графиками на рис. 2, а и б. Расчет выполнен для значений скорости 0,2 и 1,0 м/с соответственно.

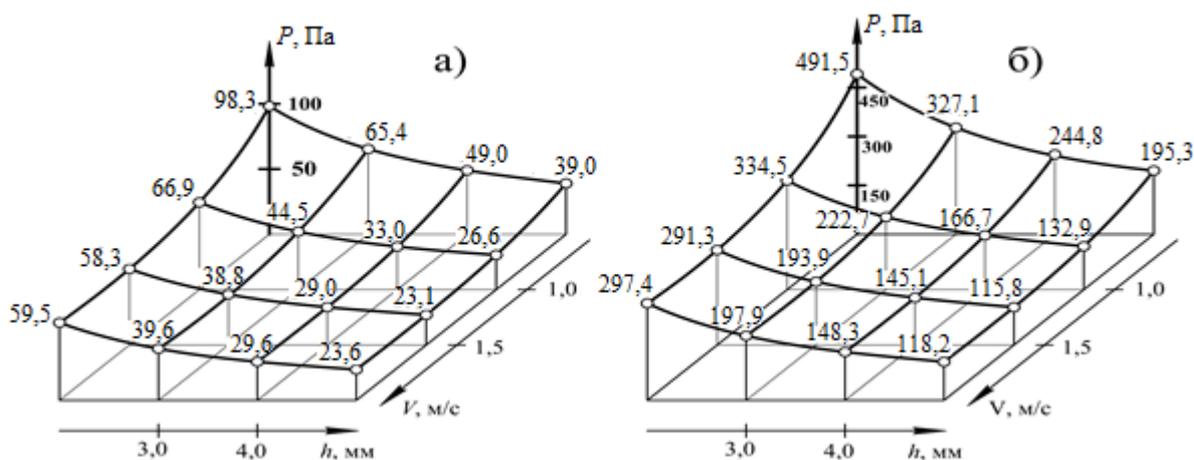


Рис. 2. Влияние параметров осевой канавки на гидродинамическое давление для скорости 0,2 м/с (а) и 1,0 м/с (б)

Анализ полученных результатов позволяет заключить следующее.

В исследованном диапазоне нагрузочно-скоростных режимов наблюдается увеличение гидродинамического давления в соответствии с ростом скорости, что свидетельствует о повышении вклада жидкостного смазывания в общий процесс трения.

Рост ширины осевой канавки снижает величину давления смазочного материала во всем исследованном диапазоне ее ширины для скорости 0,2 м/с на $\approx(60-25) \%$, а для скорости 1,0 м/с на $\approx(60-48) \%$.

Следующий этап теоретических исследований включает рассмотрение установившегося движения смазочного материала в подшипнике, дополнительно учитывающее зависимость реологических свойств истинно вязкого смазочного материала от давления.

В полярной системе координат (см. рис. 1) с полюсом в центре подшипниковой втулки уравнение контура вала, подшипниковой втулки с полимерным покрытием и поверхности подшипниковой втулки запишем в виде:

$$r' = r_0(1 + H), \quad r' = r_1, \quad r' = r_1 - \tilde{h}. \quad (10)$$

Влияние давления на вязкостные параметры смазочного материала описываем зависимостью

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha p'}. \quad (11)$$

Задача выполняется при соблюдении ряда допущений.

Антифрикционное полимерное композиционное фторопластсодержащее покрытие считаем изотропным вязкоупругим материалом.

Не учитываются при расчетах силы тяжести, инерции и капиллярные.

Вал вращается с угловой скоростью Ω , а подшипниковая втулка с полимерным покрытием, имеющая осевую маслоподдерживающую канавку, неподвижна. Движение смазочного материала в рабочем зазоре подшипника описывается уравнением течения вязкой несжимаемой жидкости в приближении для «тонкого слоя» и уравнением неразрывности

$$\frac{\partial p_i}{\partial r'} = 0; \quad \mu' \frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} = \frac{dp'_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_{r'_i}}{\partial r'} + \frac{v_{r'_i}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial \theta} = 0. \quad (12)$$

Граничные условия в рассматриваемом случае запишутся в виде

$$\begin{aligned} v_{\theta} &= 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_1; \\ v_{\theta} &= v^*(\theta), \quad v_{r'} = u^*(\theta) \quad \text{при} \quad r' = r_1 - \tilde{h}; \\ v_{\theta} &= r_0 \Omega, \quad v_{r'} = -\Omega e \sin \theta \quad \text{при} \quad r' = r_0 + e \cos \theta; \\ p'(0) &= p'(\theta) = p_g. \end{aligned} \quad (13)$$

Для удобства решения применяем стандартную методику перехода к безразмерным величинам

$$\begin{aligned} r' &= r_1 - \delta r, \quad \delta = r_1 - r_0, \quad v_{\theta_i} = \Omega r_0 v_i; \quad v_{r'} = \Omega \delta u_i; \\ p' &= p^* p, \quad p^* = \frac{\mu_0 \Omega r_0^2}{\delta^2}, \quad \mu' = \mu_0 \mu; \quad \alpha' = \frac{\alpha}{p^*}. \end{aligned} \quad (14)$$

Учитывая выражение (14), из (12) и (13) получим систему безразмерных уравнений с соответствующими граничными условиями:

$$\frac{\partial p_i}{\partial r} = 0; \quad \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = e^{-\alpha p} \frac{dp_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial u_i}{\partial r} + \frac{\partial v_i}{\partial \theta} = 0; \quad (15)$$

$$v = 1, \quad u = -\eta \sin \theta \quad \text{при} \quad r = 1 - \eta \cos \theta = h(\theta);$$

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad r = 0; \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2;$$

$$v = v^*(\theta), \quad u = u^*(\theta) \quad \text{при} \quad r = \eta_2; \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1; \quad \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi;$$

$$p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{P_g}{p^*}; \quad (16)$$

$Q = \text{const}$ – условие постоянства расхода;

$p_3(\theta_2) = p_2(\theta_2)$, $p_1(\theta_1) = p_2(\theta_1)$ – условия непрерывного гидродинамического давления в окрестности осевой канавки.

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

$$v^*(\theta) = \frac{1}{h(\theta) - \eta_2}; \quad u^*(\theta) = \frac{\eta \sin \theta}{h(\theta) - \eta_2}. \quad (17)$$

Для нахождения несущей способности и силы трения используем формулы:

$$R_x = p^* r_0 \left(\int_0^{\theta_1} p_1 \cos \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_2 \cos \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} p_3 \cos \theta d\theta \right).$$

$$R_y = p^* r_0 \left(\int_0^{\theta_1} p_1 \sin \theta d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} p_2 \sin \theta d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} p_3 \sin \theta d\theta \right).$$

$$L_{тр} = \mu_0 \left(1 - \alpha p + \frac{\alpha^2 p^2}{2} \right) \left[\int_0^{\theta_1} \left(\frac{\tilde{\psi}_1''(0)}{(h(0) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{v}_1'(0)}{(h(0) - \eta_2)} \right) d\theta + \right.$$

$$\left. + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \left(\frac{\tilde{\psi}_2''(0)}{h^2(0)} + \frac{\tilde{v}_2'(0)}{h(0)} \right) d\theta + \int_{\theta_2}^{2\pi} \left(\frac{\tilde{\psi}_3''(0)}{(h(0) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{v}_3'(0)}{(h(0) - \eta_2)} \right) d\theta \right]. \quad (18)$$

Анализ полученных результатов показывает возможность полной реализации нагрузочно-скоростных режимов гидродинамического смазывания в исследованном диапазоне (все коэффициенты трения меньше 0,01). Следует отметить высокую чувствительность трибопараметров подшипника к контактному давлению. Так, его повышение в 3 раза вызывает такое же снижение коэффициента трения при одновременном росте вертикальной составляющей поддерживающей силы в 9 раз (рис. 3).

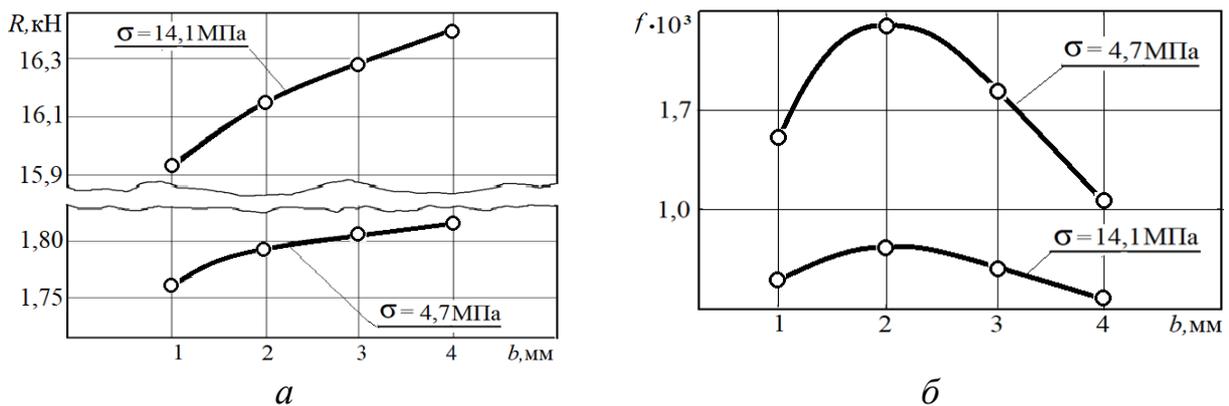


Рис. 3. Зависимость вертикальной составляющей давления (a)

и коэффициента трения (b) от ширины осевой канавки и контактного давления

Поскольку при постоянном контактном давлении увеличение ширины осевой канавки повышает нагруженность подшипника, необходимо минимизировать этот параметр. Исходя из полученных результатов считаем, что рациональной шириной осевой маслоподдерживающей канавки является величина 3–4 мм. Достаточной для выполнения своих функций является глубина осевой канавки, равная толщине антифрикционного покрытия – 0,55 мм.

Постановка следующей задачи, в отличие от предыдущей, включает рассмотрение установившегося движения микрополярного несжимаемого смазочного материала в рабочем зазоре бесконечного радиального подшипника скольжения.

Полагаем, что вязкостные характеристики смазочного материала зависят от давления по следующим законам:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha p'}, \quad \kappa' = \kappa_0 e^{\alpha p'}, \quad \gamma' = \gamma_0 e^{\alpha p'}. \quad (19)$$

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

$$(2\mu' + \kappa') \left(\frac{\partial^2 v_{\theta i}}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta i}}{\partial r'} \right) = \frac{1}{r'} \frac{dp'_i}{d\theta} - \kappa' \frac{\partial v'_{r'_i}}{\partial r'},$$

$$\gamma' \left(\frac{\partial^2 v'_i}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v'_i}{\partial r'} \right) = \kappa' v'_i + \kappa' \frac{\partial v_{\theta i}}{\partial r'}, \quad \frac{\partial v'_{r'_i}}{\partial r'} + \frac{v'_{r'_i}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta i}}{\partial \theta} = 0. \quad (20)$$

Проведенный численный анализ полученных расчетных моделей при скорости 1 м/с позволил построить графики вертикальной составляющей давления и коэффициента трения при использовании микрополярного смазочного материала (рис. 4).

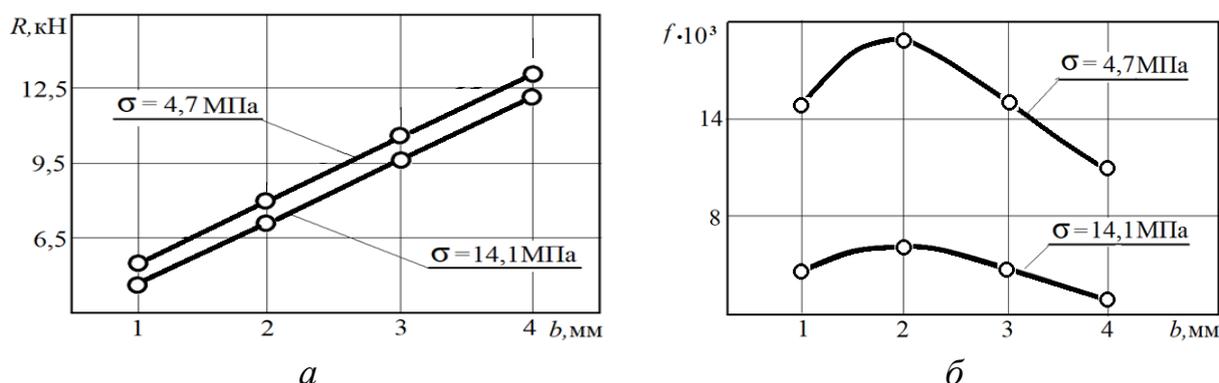


Рис. 4. Зависимость вертикальной составляющей давления (а) и коэффициента трения (б) от ширины осевой канавки и контактного давления

При смазывании подшипников скольжения микрополярными смазочными материалами обычно наблюдается снижение коэффициента трения. Однако в данном случае, в сравнении со стандартным вязким смазочным материалом, потери на трение возрастают почти на порядок. В среднем рост в 8,4 раза сохраняется во всей области исследований независимо от контактного давления. При этом не изменяются ни максимальная (2 мм), ни рациональная области ширины применяемой осевой маслоподдерживающей канавки (3–4 мм). Неизменным остается и общий качественный характер зависимости коэффициента трения.

В исследованном диапазоне ширины осевой канавки величина вертикальной составляющей давления увеличивается с ее ростом по линейному закону гораздо интенсивнее, чем при смазывании стандартным смазочным материалом.

Таким образом, в результате анализа описанных в данном разделе иссле-

дований можно заключить, что применение рассматриваемых подшипников является эффективным при смазывании как стандартными, так и микрополярными неньютоновскими жидкими смазочными материалами.

В современном машиностроении довольно широко применяются подшипники с некруглой опорной поверхностью втулки. Исследуем возможности применения рассматриваемых подшипников с адаптированным к условиям трения опорным профилем втулки.

Рассматривается модель установившегося движения вязкого несжимаемого смазочного материала в рабочем зазоре бесконечного радиального подшипника, у которого на опорную поверхность подшипниковой втулки с адаптированным к условиям трения профилем нанесено полимерное покрытие, имеющее осевую маслоподдерживающую канавку.

Зависимость вязкости смазочного материала от давления задается следующим выражением:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha' p'} \quad (21)$$

Движение смазочного материала описывается уравнением течения вязкой несжимаемой жидкости в приближении для «тонкого слоя» и уравнением неразрывности

$$\frac{\partial p_i}{\partial r'} = 0; \quad j\mu' \frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} = \frac{dp'_i}{d\theta}; \quad \frac{\partial v_{r'_i}}{\partial r'} + \frac{v_{r'_i}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial v_{\theta_i}}{\partial \theta} = 0. \quad (22)$$

В полярной системе координат (см. рис. 1) с полюсом в центре подшипниковой втулки уравнение контура вала, металлической подшипниковой втулки с некруговым профилем опорной поверхности под покрытием и рабочей поверхности полимерного покрытия (с канавкой) запишем в виде

$$r' = r_0 (1 + H), \quad r' = r_1 - \tilde{h} - a' \sin \omega\theta, \quad r' = r_1 - a' \sin \omega\theta. \quad (23)$$

При этом нанесенное на металлическую подшипниковую втулку полимерное антифрикционное покрытие копирует некруговой профиль втулки.

Граничные условия в рассматриваемом случае запишутся в виде

$$\begin{aligned} v_{\theta} &= 0, \quad v_{r'} = 0 \quad \text{при} \quad r' = r_1 - a' \sin \omega\theta; \\ v_{\theta} &= v^*(\theta), \quad v_{r'} = u^*(\theta) \quad \text{при} \quad r' = r_1 - \tilde{h} - a' \sin \omega\theta; \\ v_{\theta} &= r_0 \Omega, \quad v_{r'} = -\Omega e \sin \theta \quad \text{при} \quad r' = r_0 + e \cos \theta; \\ p'(0) &= p'(\theta) = p_g; \quad Q = \text{const}; \quad p_3(\theta_2) = p_2(\theta_2), \quad p_1(\theta_1) = p_2(\theta_1). \end{aligned} \quad (24)$$

Численный анализ выражения для коэффициента трения доказал, что величина коэффициента трения при всех значениях переменных факторов не превышает 0,01. Это свидетельствует о стабильном процессе жидкостного трения в режиме гидродинамического смазывания. Подобный эффект для адаптированного к конкретным условиям трения опорного профиля подшипниковой втулки подтверждается и другими исследованиями.

Численный анализ выражения для вертикальной составляющей гидродинамического давления позволил получить график его зависимости от переменных факторов (рис. 5). Зависимость от ширины осевой канавки практически линейна. Особенностью влияния некруглого опорного профиля подшипниковой втулки при

смазывании вязким смазочным материалом является уменьшение вертикальной составляющей давления с ростом ширины маслоподдерживающей осевой канавки.

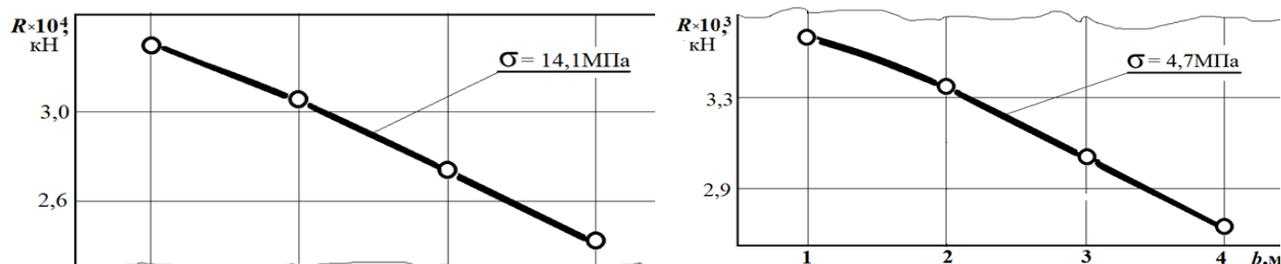


Рис. 5. Зависимость вертикальной составляющей давления в подшипнике с адаптированным профилем и осевой канавкой от ее ширины и контактного давления

В следующей задаче рассматривается модель установившегося движения микрополярного несжимаемого смазочного материала в рабочем зазоре бесконечного радиального подшипника скольжения с адаптированным к условиям трения опорным профилем.

Уравнение контуров аналогично предыдущей задаче.

Полагаем, что вязкостные характеристики зависят от давления по закону:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha' p'}, \quad \kappa' = \kappa_0 e^{\alpha' p'}, \quad \gamma' = \gamma_0 e^{\alpha' p'}. \quad (25)$$

Численный анализ выражения, определяющего величину коэффициента трения подшипника с адаптированным к условиям трения опорным профилем, смазываемым микрополярным смазочным материалом, показал соответствие работы подшипника условиям гидродинамического смазывания ($f < 0,1$).

Проведенный численный анализ выражения, определяющего величину вертикальной составляющей давления, позволил построить график влияния на этот параметр принятых переменных факторов (рис. 6). Полученная зависимость аналогична предыдущим результатам для подшипника с адаптированным опорным профилем.

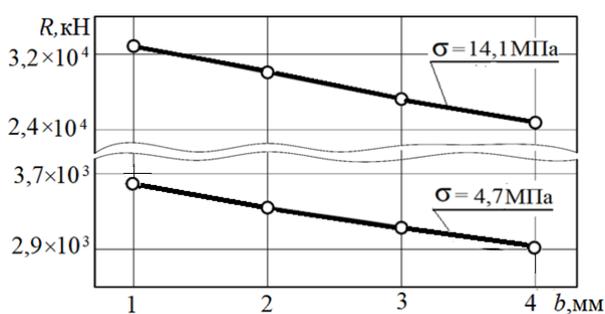


Рис. 6. Зависимость составляющей давления в подшипнике с адаптированным профилем и осевой канавкой от ее ширины и контактного давления

Таким образом, подшипники с полимерным фторопластсодержащим антифрикционным покрытием при наличии маслоподдерживающей канавки способны работать как при граничном, так и при жидкостном трении.

При постановке следующей задачи рассматривается модель установивше-

гося движения истинно вязкого смазочного материала в рабочем зазоре бесконечного радиального подшипника, как и в задаче 2. При этом дополнительно учитывается влияние температуры на рабочие характеристики.

Зависимость вязкости смазочного материала от давления и температуры задается следующим выражением:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha'p' - \beta'T'} \quad (26)$$

Безразмерное гидродинамическое давление в смазочном слое определим из уравнения

$$\begin{aligned} \frac{1}{j\mu_i(\theta)} \frac{dp_i}{d\theta} &= \frac{b_i}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3}, \quad i=1,3; \\ \frac{1}{j\mu_2(\theta)} \frac{dp_2}{d\theta} &= \frac{b_2}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)}. \end{aligned} \quad (27)$$

При определении $\mu(\theta)$ используем выражение, отражающее закономерность изменения скорости диссипации энергии смазочной среды.

С учетом уравнения (27) для определения $\mu(\theta)$ приходим к следующим дифференциальным уравнениям:

$$\begin{aligned} \frac{1}{j\mu_i^2(\theta)} \frac{d\mu_i}{d\theta} &= \frac{\alpha b_i}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{\alpha a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3} + \\ &+ \frac{24\mu_0\beta\Omega r_0(h(\theta) - \eta_2)}{T^* C_p \delta^2 a_i} \cdot \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi_i)}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{\tilde{v}'(\xi_i)}{(h(\theta) - \eta_2)} \right)^2 d\xi, \quad i=1,3; \\ \frac{1}{j\mu_2^2(\theta)} \frac{d\mu_2}{d\theta} &= \frac{\alpha b_2}{h^2(\theta)} + \frac{\alpha a_i}{h^3(\theta)} + \frac{24\mu_0\beta\Omega r_0 h(\theta)}{T^* C_p \delta^2 a_2} \cdot \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi_i)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi_i)}{h(\theta)} \right)^2 d\xi. \end{aligned} \quad (28)$$

Приведенная на графике (рис. 7) зависимость представляется более функциональной. Ее анализ подтверждает слабое влияние осевой канавки на гидродинамический режим работы радиальных подшипников.

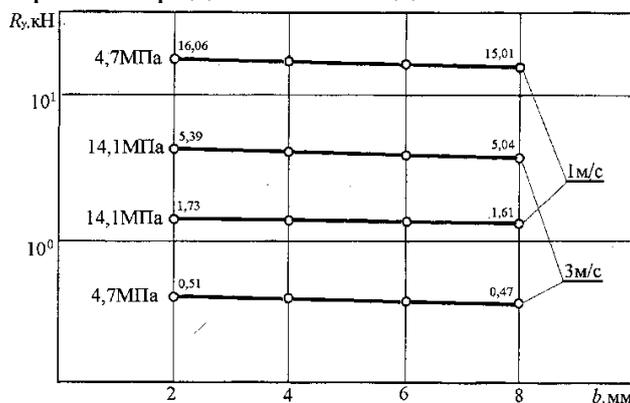


Рис. 7. Изменение радиальной составляющей поддерживающей силы от нагрузочно-скоростных режимов и ширины осевой канавки

Вместе с тем наличие осевой канавки в расчетной модели с учетом влияния температуры на реологические свойства смазочного материала обеспечивает

формирование радиальной составляющей давления, компенсирующей увеличение контактной площади в результате вязкоупругой деформации полимерного покрытия.

В третьей главе описана методика выполненных исследований. Их общая картина приведена на рис. 8.



Рис. 8. Общая структура исследований

В четвертой главе приведены результаты экспериментальных исследований. Поскольку разрабатываемый подшипник с осевой канавкой на опорной поверхности должен работать в двух режимах смазывания при их различном сочетании, на первом этапе исследований проводилось сравнение влияния конструкции и типа смазывания на температуру полимерного покрытия и коэффициент трения без учета деформации. Исследования велись на скоростях 0,2 и 1,0 м/с. Результаты приведены в таблице.

Параметры трибосистем при разных типах смазывания

Параметры		Граничное смазывание фторопластом			Разовое смазывание маслом			Жидкостная смазка		
b , мм	σ , МПа	T , °C	f	h , мкм	T , °C	f	h , мкм	T , °C	f	h , мкм
–	4,7	37	0,0279	11	36	0,0273	9	35	0,009	7
	14,1	53	0,0254	16	51	0,0133	14	39	0,011	10
3	4,7	34	0,0171	5	33	0,0211	5	31	0,005	5
	14,1	40	0,0127	8	36	0,0182	7	32	0,007	7
Средние		41	0,0208	10	39	0,0199	8,7	34	0,008	7,2

Анализ полученных результатов показывает наличие незначительного, но общего системного снижения температуры при любом дополнительном применении смазочного материала.

Дальнейшие исследования проводились по той же схеме, но при скорости 1 м/с (рис. 9).

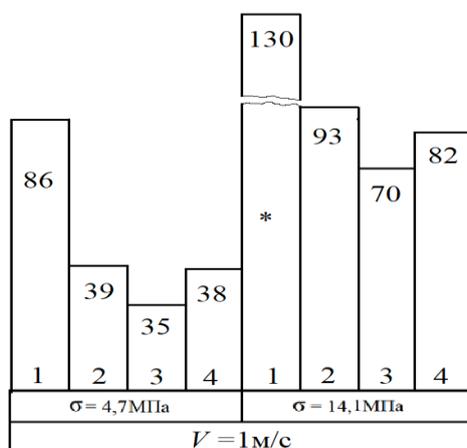


Рис. 9. Влияние типа смазывания на температуру (°С) в зоне трения: при отсутствии осевых канавок: 1 – без дополнительного смазывания и 2 – с разовым смазыванием; с подачей жидкого смазочного материала: 3 – с канавкой шириной 3 мм и 4 – с канавкой 4 мм

Следует отметить, что при скорости 1 м/с и контактном давлении 14,1 МПа без дополнительного смазочного материала покрытие без канавки разрушилось через 5 мин работы (на рис. 9 отмечено *), а с канавкой в 6 мм – через 10,5 мин.

Работая в двух режимах, граничном при смазывании фторопластом ($\sigma = 100 \text{ МПа}$, $V = 0,2\text{--}0,25 \text{ м/с}$) и жидкостном ($\sigma = 5\text{--}14 \text{ МПа}$, $V \geq 1,0 \text{ м/с}$), исследуемый подшипник может, в соответствии с изменением нагрузочно-скоростных условий, в любой последовательности менять режим работы. Результаты последовательной смены режима работы подшипника с осевой канавкой при постоянном контактном давлении представлены на осциллограмме (рис. 10).

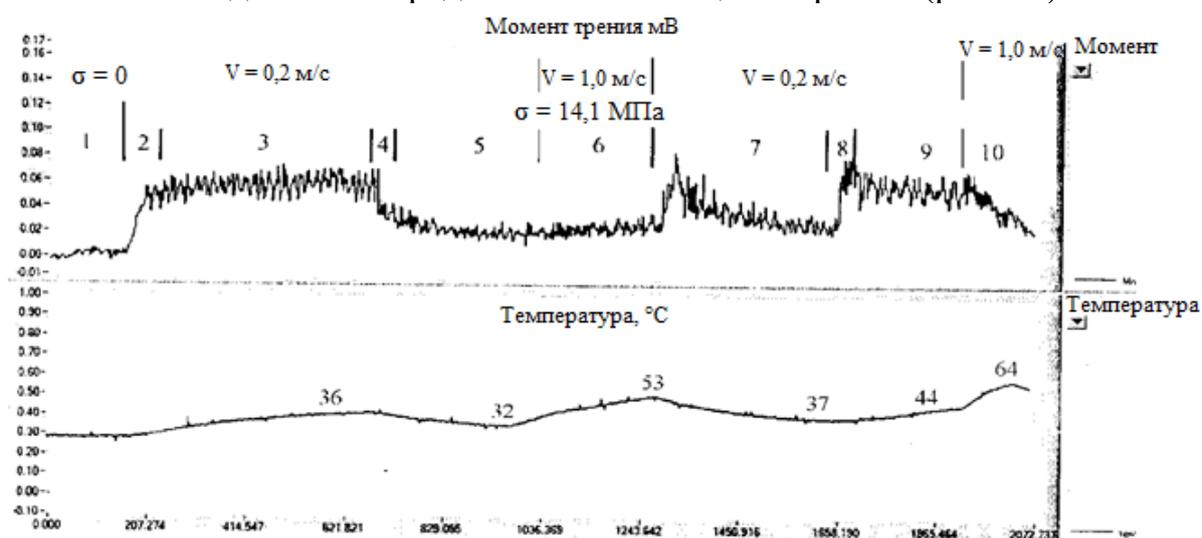


Рис. 10. Осциллограмма последовательной смены скорости подшипника с осевой маслоподдерживающей канавкой:

1 – включение без контактного давления; 2 – нагружение; 3 – работа без смазывания; 4 – подача смазочного материала; 5 – работа со смазочным материалом; 6 – увеличение скорости; 7 – снижение скорости; 8 – удаление смазочного материала; 9 – работа на самосмазывании остатками смазочного материала и фторопластом покрытия; 10 – увеличение скорости

На основе осциллограммы построена зависимость коэффициента трения от изменения режима смазывания (рис. 11).

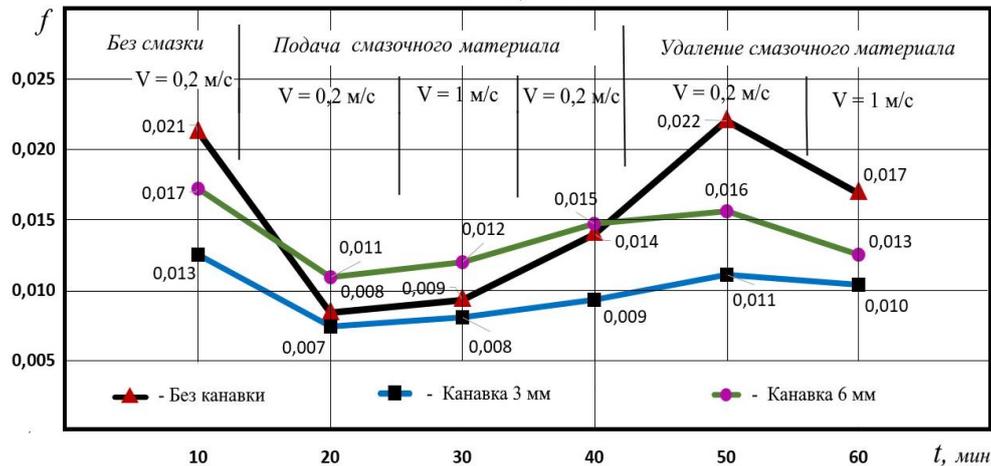


Рис. 11. Зависимость типа смазывания подшипника от рабочей скорости (контактное давление $\sigma = 14,7$ МПа)

При увеличении ширины осевой канавки до 6 мм коэффициент трения становится выше даже стандартной опоры без канавки. Усредненное по всему диапазону исследований снижение коэффициента трения осевой канавкой в 3 мм составляет 35,3 и 30,7 % по отношению к ее отсутствию и 6 мм. Необходимо отметить, что наличие канавки снижает коэффициент трения рассматриваемой металлополимерной трибосистемы даже без подачи смазочного материала.

Ориентируясь на минимум коэффициента трения при ширине осевой маслоподдерживающей канавки в пределах ширины 1,0–6,0 мм, мы выполнили комплекс экспериментальных исследований для всего диапазона скоростных эксплуатационных режимов и ширины канавки. Наличие экстремума (минимума) коэффициента трения потребовало применения при линейном планировании полнофакторного эксперимента метода перевала по ширине осевой канавки.

По результатам экспериментов получены регрессионные модели:

– для диапазона $b = 1–4$ мм

$$f \cdot 10^3 = 24,616 \cdot b^{-0,568} V^{0,023+0,199 \lg b}; \quad (29)$$

– для диапазона $b = 4–6$ мм

$$f \cdot 10^3 = 8362 \cdot b^{0,211} V^{0,292-0,248 \lg b}, \quad (30)$$

где b – ширина осевой канавки.

Общий график приведенных моделей, совмещен по общей координате, соответствующей экстремальному минимуму « b » (рис. 12).

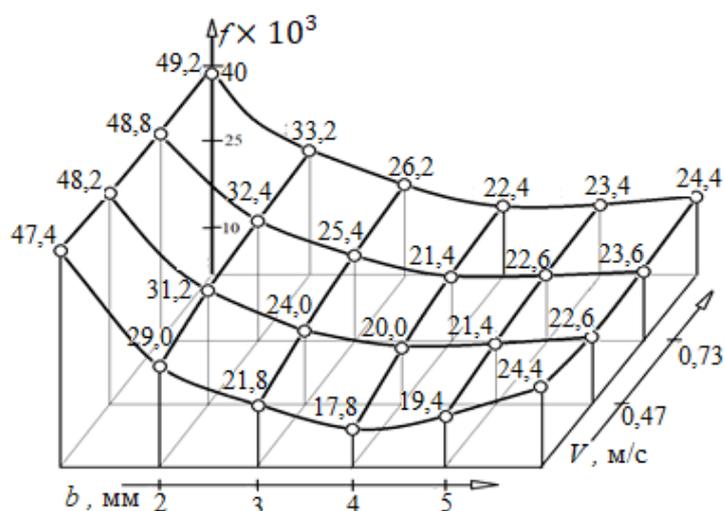


Рис. 12. Зависимость коэффициента трения металлополимерной трибосистемы от скорости и ширины осевой маслоподдерживающей канавки

Далее устанавливалось влияние нагрузочно-скоростных режимов на эффективность применения осевой канавки оптимальной ширины 3,5–4,5 мм. По экспериментальным результатам получена регрессионная модель вида

$$f = 0,0289 \cdot \sigma^{-0.386} V^{1.451-1.071 \lg \sigma} \quad (31)$$

Модель адекватна и позволяет выполнять расчеты с наибольшей погрешностью, не превышающей 3 %. Графическая интерпретация модели представлена на рис. 13.

Полученные результаты доказывают наличие устойчивого гидродинамического режима во всем исследованном диапазоне.

Дальнейшие исследования выполнялись с применением микрополярного смазочного материала со специфической неньютоновской реологией (рис. 14). Результаты экспериментов представлены регрессионной моделью

$$f = 0,0289 \cdot \sigma^{-0.386} V^{1.451-1.071 \lg \sigma} \quad (32)$$

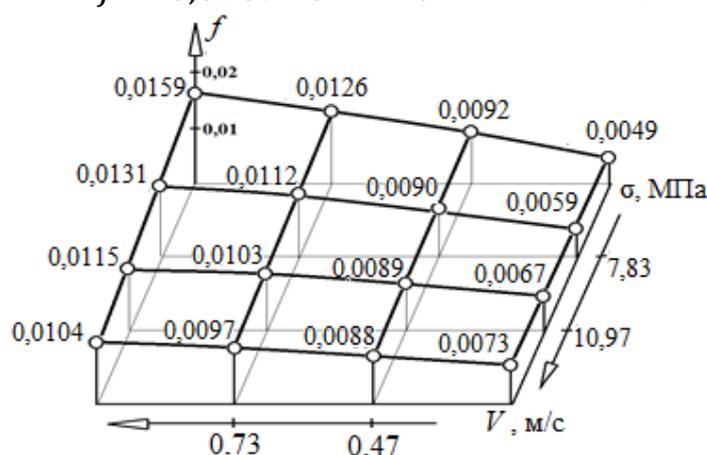


Рис. 13. Влияние эксплуатационных режимов на коэффициент трения при смазывании стандартным смазочным материалом

Таким образом, результаты экспериментальных исследований подтвердили значимость теоретических разработок и эффективность применения иссле-

двух металлополимерных трибосистем с осевыми канавками в условиях гидродинамического смазывания стандартными вязкими и микрополярными смазочными материалами.

Исследование разработанных подшипников с некруглым контуром опорного профиля, адаптированного к конкретным условиям трения, показало его высокую эффективность (рис. 15).

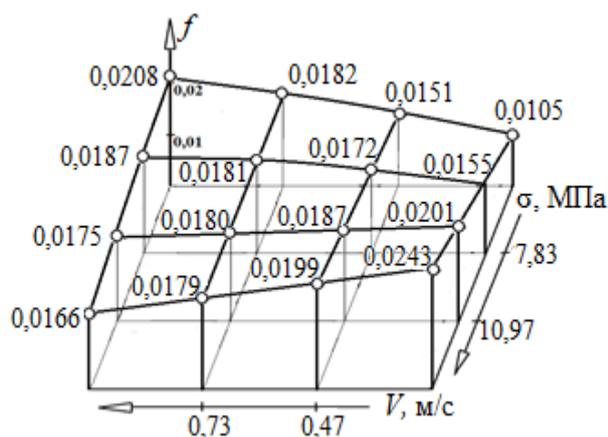


Рис. 14. Влияние эксплуатационных режимов на коэффициент трения при смазывании микрополярным смазочным материалом

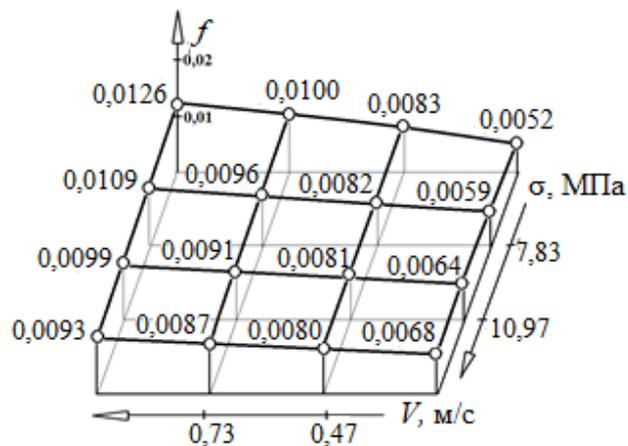


Рис. 15. Влияние эксплуатационных режимов на коэффициент трения подшипника с адаптированным профилем опорной поверхности

Характер и степень влияния на коэффициент трения подшипника с адаптированным профилем эксплуатационных режимов отличается от соответствующей зависимости для подшипников со стандартным опорным профилем. Его снижение составляет до 20,8 %, т. е. наличие осевой канавки влияет положительно и на подобные подшипники. По-видимому, этот эффект появляется в результате уменьшения контактного угла в подшипнике с адаптированным профилем и облегчением образования гидродинамического клина.

Дополнительным подтверждением эффективности применения радиальных подшипников с антифрикционным полимерным покрытием и осевыми канавками на опорной поверхности являются результаты промышленных испытаний, проведенных на Ростовском-на-Дону электровозремонтном заводе – филиале АО «Желдорремаш», г. Ростов-на-Дону, в узле пружинно-вальценовального станка.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

Исследуемые антифрикционные полимерные покрытия, обладающие вязкоупругими свойствами, находясь под контактным давлением, подвержены ползучести. При этом шейка вала вдавливаются в покрытие и образуется плотный беззазорный контакт, препятствующий образованию гидродинамического клина. При вращении вала в осевой канавке вдоль оси подшипника возникает движение жидкого смазочного материала, и гидродинамическое давление поднимает вал, образуя зазор для смазочного материала.

Обобщенные итоги исследований дают возможность сделать ряд выводов.

1 Впервые разработан и подтвержден экспериментально комплекс расчетных моделей для радиальных подшипников скольжения с полимерным покрытием и осевой канавкой, позволяющих выполнять смену видов смазывания с граничного на гидродинамическое.

2 Расчетные модели радиальных подшипников со стандартным опорным профилем с осевой канавкой и полимерным покрытием основаны на учете трибологических параметров в условиях смазывания микрополярным смазочным материалом с неньютоновскими реологическими свойствами или вязким смазочным материалом при одновременном учете давления и температуры, а также турбулентного характера течения.

3 Установлены зависимости, позволяющие определить эксплуатационные характеристики радиальных металлополимерных подшипников с покрытием и нестандартным специальным некруговым профилем опорной поверхности, адаптированным к конкретным условиям трения, смазываемым вязким или микрополярным жидким смазочным материалом.

4 На основе общего подхода к моделированию подшипников скольжения различной конструкции разработан комплекс расчетных моделей, позволяющий выполнять инженерные проектировочные расчеты радиальных металлополимерных подшипников с осевой канавкой, при которых происходит смена режимов смазывания с граничного, устойчиво работающего при высоких значениях контактного давления и низких скоростях ($\sigma \approx 150$ МПа и $V \leq 0,25$ м/с), при смазывании фторопластом на гидродинамический – при снижении нагрузок и повышении скорости ($\sigma \approx 14$ МПа и $V \geq 1$ м/с).

5 Результаты проведенных экспериментальных исследований подтвердили значимость полученных теоретически расчетных моделей и эффективность характеристик разработанных радиальных металлополимерных подшипников с осевыми канавками оптимальной ширины, позволяющих обеспечить их устойчивую работу в гидродинамическом режиме смазывания при увеличении скоростного режима их эксплуатации.

6 Промышленные испытания разработанных подшипников, проведенные на Ростовском-на-Дону электровозоремонтном заводе (филиал АО «Жел-дорремаш») на пружинно-вальценовочном станке, показали, что ресурс работы увеличился на 12,3–15,1 %, и оцениваются удовлетворительно.

Рекомендации и перспективы дальнейшей разработки темы определяются последующим расширением количества учитываемых факторов и в первую очередь дополнительным учетом инерционных сил для подшипников других конструкций (радиально-упорных и упорных) при учете адаптированного профиля, а также природы фторопластсодержащих антифрикционных композиционных полимерных покрытий, и, с другой стороны, применением неньютоновских смазочных материалов. Это усложняет расчеты, но одновременно способствует их унификации и переходу к программным продуктам. Последнее уточняет и облегчает проектные и контрольные инженерные расчеты.

Основные публикации по теме диссертации

В изданиях, рекомендованных ВАК Минобрнауки РФ

1 Расчетная модель радиального подшипника с нестандартным опорным профилем / В.Н. Багрова, В.В. Василенко, **В.И. Кирищева**, М.А. Мукутадзе // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2021. – № 2(82). – С. 17–24. – DOI 10.46973/0201-727X_2021_2_17.

2 Задорожная, Н. С. Расчетная модель микрополярного смазочного материала в подшипнике с плавким покрытием при неполном заполнении рабочего зазора / Н.С. Задорожная, М.А. Мукутадзе, **В.И. Кирищева** // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2021. – № 4(84). – С. 8–17. – DOI 10.46973/0201-727X_2021_4_8.

3 **Кирищева, В.И.** Моделирование методики повышения износостойкости радиального подшипника с полимерным покрытием / В.И. Кирищева // Инженерный вестник Дона. Электронный научный журнал. – 2022. – № 10. – URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n10y2022/7954 (дата обращения 10.07.2023).

4 **Кирищева, В.И.** Повышение износостойкости радиального подшипника с некруговым опорным профилем и фторопластсодержащим композиционным полимерным покрытием / В.И. Кирищева, М.А. Мукутадзе // Транспортное машиностроение. – 2022. – № 11 (11). – DOI 10.30987/2782-5957-2022-11-10-17.

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

6 **Кирищева, В.И.** Повышение износостойкости радиального подшипника с полимерным покрытием / В.И. Кирищева, М.А. Мукутадзе // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2022. – № 5(355). – С. 3–8. – DOI 10.33979/2073-7408-2022-355-5-3-8.

7 Повышение износостойкости путем формирования автомодельных методов расчета некругового радиального подшипника с полимерным покрытием / **В.И. Кирищева**, М.А. Мукутадзе // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2022. – № 11. – С. 506–510. – DOI 10.36652/0202-3350-2022-23-11-506-510.

8 Задорожная, Н. С. Расчетная модель радиального подшипника скольжения с нестандартным опорным профилем и полимерным покрытием поверхности вала / Н. С. Задорожная, **В.И. Кирищева**, М.А. Мукутадзе // Вестник РГАТА имени П. А. Соловьева. – 2022. – № 4(63). – С. 90–96. – ISSN 2073-8072.

9 Повышение износостойкости подшипника скольжения с полимерным покрытием опорного кольца, имеющим канавку / В. В. Василенко, **В.И. Кирищева**, М.А. Мукутадзе, В. Е. Шведова // Advanced Engineering Research (Вестник Донского государственного технического университета). – 2022. – Т. 22, № 4(22). – С. 365–372. – DOI 10.23947/2687-1653-2022-22-4-365-372.

10 Повышение износостойкости радиального подшипника с полимерным покрытием, работающего на микрополярном смазочном материале / О. Б. Андреева, **В.И. Кирищева**, М.А. Мукутадзе // Вестник ИЖГТУ имени М. Т. Калашникова. – 2022. – № 3. – С. 23–31. – DOI 10.22213/2413-1172-2022-3-23-31.

11 Повышение износостойкости радиального подшипника с нестандартным опорным профилем и полимерным покрытием / **В.И. Кирищева**, И. А. Колобов, М.А. Мукутадзе, В. Е. Шведова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 3(87). – С. 18–25. – DOI 10.46973/0201-727X_2022_3_18.

12 **Кирищева, В.И.** Повышение износостойкости радиального подшипника с нестандартным опорным профилем и полимерным покрытием на поверхности вала / В.И. Кирищева, Е. О. Лагунова, М.А. Мукутадзе // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2022. – № 2(100). – С. 15–23. – DOI 10.46973/0201-727X_2022_3_18.

В изданиях, индексируемых в Scopus и Web of Science

13 Mathematical model of micropolar lubricant considering viscosity-pressure dependence / A.V. Morozova, N.S. Zadorozhnaya, M.A. Mukutadze, **V.I. Kirishchieva** // Journal of Physics Conference Series, International Conference on Automatics and Energy (ICAE 2021) 7–8 October 2021, Vladivostok, Russia. – Vol. 2096. – P. 012104. – DOI 10.1088/1742-6596/2096/1/012104.

14 Повышение износостойкости радиального подшипника с нестандартным опорным профилем и полимерным покрытием на поверхности вала с учетом зависимости вязкости от давления / Х.Н. Абдулрахман, **В.И. Кирищикова**, М.А. Мукутадзе, В.Е. Шведова // Frontier Materials & Technologies. – 2022. – № 4. – С. 9–17. – DOI 10.18323/2782-4039-2022-4-9-17.

В других изданиях

15 **Кирищикова, В.И.** Расчетная модель микрополярного смазочного материала радиального подшипника скольжения при неполном заполнении рабочего зазора / В.И. Кирищикова // Научный альманах. – 2021. – № 10-2(84). – С. 61–66.

16 **Кирищикова, В.И.** Математическая модель течения микрополярного смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника скольжения с некруговым профилем опорной поверхности / В.И. Кирищикова // Вестник научных конференций. – 2021. – № 10-1(74). – С. 48–54.

17 **Кирищикова, В.И.** Математическая модель течения смазочного материала и расплава покрытия в рабочем зазоре радиального подшипника / В.И. Кирищикова, А.М. Мукутадзе, М.А. Мукутадзе // Научный потенциал молодежи и технический прогресс : материалы V Всероссийской научно-практической конференции. – Санкт-Петербург, 2022. – С. 19–23.

18 **Kirishchieva, V. I.** Calculation model of a micropolar lubricant / V.I. Kirishchieva, A.M. Mukutadze, M.A. Mukutadze // Practice Oriented Science. UAE – RUSSIA – INDIA. Proceedings of the International University Scientific Forum. Part 1. Dubai, 2022. – P. 130–139.

19 Mukutadze, M. A. Calculation model of a micropolar lubricant, taking into account the dependence of viscosity on pressure / M.A. Mukutadze, A.V. Morozova, **V.I. Kirishchieva** // Practice Oriented Science. UAE – RUSSIA – INDIA. Proceedings of the International University Scientific Forum. Part 1. Dubai, 2022. – P. 194–202. – DOI 10.34660/INF.2022.34.47.044.

20 **Кирищикова, В.И.** Расчетная модель радиального подшипника в условиях наличия расплава на поверхности вала / В.И. Кирищикова, А.М. Мукутадзе, М.А. Мукутадзе // Современные проблемы теории машин. – 2022. – № 13. – С. 6–11. – DOI 10.26160/2307-342X-2022-13-6-11.

21 Повышение износостойкости радиального подшипника скольжения с некруговым профилем опорной поверхности при наличии покрытия на поверхности вала / Х.Н. Абдулрахман, М.А. Мукутадзе, **В.И. Кирищикова**, В.Е. Шведова // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2022. – № 30. – С. 11–19. – DOI 10.26160/2474-5901-2022-30-11-19.

22. Расчетная модель микрополярного смазочного материала в рабочем зазоре клиновидной опоры скольжения / М.А. Мукутадзе, А.М. Мукутадзе, **В.И. Кирищикова**, В.Е. Шведова // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2022. – № 30. – С. 29–37. – DOI 10.26160/2474-5901-2022-30-29-37.

23. Математическая расчетная модель течения смазочного материала в рабочем зазоре модифицированного радиального подшипника / Х.Н. Абдулрахман, М.А. Мукутадзе, **В.И. Кирищикова**, В.Е. Шведова // Фундаментальные основы механики. – 2022. – № 9. – С. 17–23. – DOI 10.26160/2542-0127-2022-9-17-23.

24 Моделирование течения смазочного материала в рабочем зазоре клиновидной опоры скольжения / Х.Н. Абдулрахман, М.А. Мукутадзе, **В.И. Кирищикова**, Н.С. Задорожная // Журнал передовых исследований в области естествознания. – 2022. – № 16. – С. 15–23. – <https://doi.org/10.26160/2572-4347-2022-16-15-23>.

25 **Кирищикова, В.И.** Исследование износостойкости радиального подшипника с полимерным покрытием / В.И. Кирищикова, Е.О. Лагунова, Г.А. Бадахов // Наука и образование транспорту : XV научно-практическая конференция, 10–11 ноября 2022, г. Самара. – 2022. – № 2. – С. 91–95. – EDN: XNTCPN.

26 Исследование износостойкости в подшипнике с металлическим покрытием при

учете зависимости вязкости от давления / М.А. Мукутадзе, **В.И. Кирищикова**, Г.А. Бадахов [и др.] // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2023. – № 35. – С. 30–38. – DOI 10.26160/2474-5901-2023-35-30-38.

27 Study of wear resistance in a bearing with a metal coating when the working gap is not fully filled / **M.A. Mukutadze**, V.I. Kirishchieva, G.A. Badakhov [et al.] // Science. Education. Practice : international science conference. – Delhi, India, 2023. – P. 178–184. – DOI 10.34660/INF.2023.57.29.138.

28 Микрополярные смазочные материалы в подшипнике с металлическим покрытием опорного профиля ползуна / Г.А. Бадахова, **В.И. Кирищикова**, М.А. Мукутадзе [и др.] // Научный потенциал молодежи и технический прогресс : материалы VI Всероссийской научно-практической конференции. – Санкт-Петербург, 2023. – С. 29–34. – EDN TGDEGK.

29 **Кирищикова, В.И.** Исследование повышения износостойкости радиального подшипника, имеющего на нестандартной опорной поверхности полимерное покрытие с осевой канавкой / В.И. Кирищикова // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2023. – № 36. – С. 15–25. – DOI 10.26160/2474-5901-2023-36-15-25.

30 **Кирищикова, В.И.** Исследование на износостойкость радиального подшипника с антифрикционным покрытием и осевой канавкой / В.И. Кирищикова // Вестник научных конференций. – 2023. – № 8-1 (96). – С. 52–59. – ISSN 2412-8988.

Личный вклад автора в работах, выполненных в соавторстве. Теоретические расчеты при решении поставленных в работе задач, а также компьютерный численный анализ их результатов выполнены автором полностью и самостоятельно с использованием математических приемов для рассматриваемой области.

Экспериментальные исследования выполнялись по плану, разработанному автором, и при его непосредственном участии в постановке, проведении текущих экспериментов, а также статической обработке экспериментальных результатов для получения регрессионных моделей.

Личный вклад соискателя в статьях [1, 2, 4–14, 17–28], опубликованных в соавторстве, состоит в выполнении расчетов, разработке планов и проведении физических экспериментов, обработке результатов теоретических и экспериментальных исследований и последующей интерпретации полученных данных.

Кирищикова Виктория Игоревна

**ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
МЕТАЛЛОПОЛИМЕРНЫХ ФТОРОПЛАСТСОДЕРЖАЩИХ ПОДШИПНИКОВ**

Подписано в печать 09.10.2023. Формат 60×84/16.

Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,39.

Тираж 100 экз. Заказ 11421

Редакционно-издательский центр ФГБОУ ВО РГУПС.

Адрес университета: 344038, г Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового
Полка Народного Ополчения, д. 2.