

---

## НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

---

УДК 51: 621.891

### ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ КОНСТРУКЦИИ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ С УЧЕТОМ СЖИМАЕМОСТИ МИКРОПОЛЯРНОГО СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА

© 2024 г. Д. У. Хасьянова<sup>1,\*</sup>, М. А. Мукутадзе<sup>2,\*\*</sup>

<sup>1</sup>Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, Москва, Россия

<sup>2</sup>Ростовский государственный университет путей сообщения,  
Ростов-на-Дону, Россия

\*e-mail: dinara.khasyanova@mail.ru

\*\*e-mail: murman1963@yandex.ru

Поступила в редакцию 11.04.2024 г.

После доработки 05.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

В настоящей статье рассматривается разработка и исследование модели движения микрополярного смазочного материала в рабочем зазоре модифицированной конструкции радиального подшипника скольжения. Для проведения моделирования привлечены современные вычислительные комплексы и специализированное программное обеспечение, что позволило существенно повысить точность и надежность полученных результатов. Результаты исследования показали, что модифицированная конструкция подшипника с нанесенным полимерным покрытием и канавкой значительно улучшает эксплуатационные характеристики. Было отмечено уменьшение коэффициента трения и увеличение несущей способности подшипника в сравнении с традиционными конструкциями. Таким образом, удалось добиться увеличения срока службы подшипника, что имеет большое значение для промышленного применения. Предложен новый подход к оценке влияния параметра сжимаемости модифицированной конструкции радиального подшипника скольжения с учетом зависимости вязкости микрополярного смазочного материала от давления и температуры при турбулентном режиме течения.

**Ключевые слова:** сжимаемость, модифицированная конструкция, зависимость вязкости от давления и температуры, оценка износстойкости, микрополярный смазочный материал, турбулентный режим

**DOI:** 10.31857/S0235711924060053, **EDN:** NOZGZJ

Успешное развитие тяжело нагруженных узлов трения транспортной и авиакосмической техники невозможно без использования надежной и высокопроизводительной техники. Для этого необходимо создание новых машин и механизмов, обладающих высокой износстойкостью и другими эксплуатационными параметрами.

Для повышения надежности опор скольжения необходимо глубокое понимание структурных и динамических нагрузок, которым они подвергаются в процессе эксплуатации. Технологические достижения в области химии и материаловедения позволили создать новые виды смазок, которые существенно уменьшают трение и из-

нос. Это достигается путем введения в полимеры различных наполнителей, включая твердые смазки, такие как графит, дисульфид молибдена или углеродные нанотрубки. Такие композиты обладают значительно улучшенной износостойкостью и могут противостоять сложным воздействиям, характерным для промышленных трибосистем.

Применение жидких смазок расширяет диапазон скоростей, при которых материал может эффективно работать, поскольку это позволяет переходить от граничного трения к жидкостному трению в условиях гидродинамики. В момент запуска и остановки будут действовать защитные покрытия, а в период стационарной работы — сам смазочный материал.

Одним из основных аспектов является точность расчета параметров износа и взаимодействия поверхностей, что позволяет существенно повысить надежность и долговечность узлов трения. Использование передовых компьютерных технологий и методов численного моделирования дает возможность ученым более эффективно проводить разработки в области нанотехнологий и предлагать новые виды покрытий, которые существенно снижают коэффициент трения и износ деталей, увеличивая срок службы.

Исследования, касающиеся гидрохромного координационного полимера показывают, что поликатенационная структура такого полимера обеспечивает его значительную гибкость и устойчивость, что, в свою очередь, позволяет управлять процессом формирования или гашения радикалов.

Применение мягкого шаблона с модифицированным полидопамином, сопровождаемое методом нанесения дисперсионного покрытия, произвело революцию в улучшении теплопроводности полимерных композитов.

Проведенных трибологические испытания втулок с нанесенными антифрикционными полимерными покрытиями демонстрируют значительное снижение коэффициента трения по сравнению с обычными стальными втулками. Это подтверждает целесообразность их применения в узлах, подвергающихся интенсивным эксплуатационным нагрузкам. Применение композитов, содержащих высокопрочные волокна и армирующие элементы, позволило значительно улучшить механическую прочность и теплопроводность изделий, что важно для предотвращения перегрева и преждевременного выхода узлов из строя.

Внедрение антифрикционных полимерных композиционных покрытий с холдоноотверждаемой матрицей открывает новые перспективы в повышении надежности и эффективности промышленного оборудования.

Для успешного применения полимеров в трибосопряжениях технологических машин необходимо учитывать специфические особенности каждой трибосистемы. Игнорирование этих особенностей может привести к снижению эффективности подходов, разработанных в исследованиях.

Расчет динамики с нагрузкой большой массы без учета сжимаемости жидкости нельзя назвать даже приближенным, т.к. такой расчет считается принципиально неправильным. Поэтому теоретическое изучение сжимаемости жидкости является весьма важным и имеет первостепенное значение.

Анализ работ [1–10], посвященных экспериментальному исследованию сжимаемости жидкостей в интервале температур и давления различными приемами, показывает, что предложенный новый метод способен дать надежные параметры в широком диапазоне давления и температур, а также сопоставление данных о внутреннем давлении жидкости, полученных разными способами, приводит к выводу о наличии довольно большого количества ошибок в их определении. В связи с этим исследование, направленное на повышение эксплуатационных характеристик, является актуальным и востребованным.

Сжимаемость смазочного материала отражает баланс энергий межмолекулярного притяжения и отталкивания. В связи с этим возникает необходимость определения влияния этой характеристики на работу трибоузлов.

Такой радиальный подшипник скольжения подшипник отличается нестандартным опорным профилем, на поверхности которого нанесено полимерное покрытие с канавкой. Особое внимание уделено учету сжимаемости смазочного материала. Процесс моделирования смазочного вещества в рабочем зазоре требует анализа многочисленных факторов, включающих реологические свойства и сжимаемость смазочного материала, режим его течения, параметры поверхности подшипника и эксплуатационные условия. Полимерное покрытие с канавкой на поверхности подшипника выполняет несколько ключевых функций. Во-первых, канавка способствует более равномерному распределению смазочного вещества по поверхности подшипника, что минимизирует риск образования сухого трения. Во-вторых, наличие канавки способствует более эффективному отводу тепла, что предотвращает перегрев рабочей зоны и уменьшает износ подшипника.

В процессе моделирования использовались методы численного анализа, которые позволили создать детализированную картину распределения давления и скорости смазочного материала внутри рабочей зоны. Основное внимание уделялось оценке влияния полимерного покрытия и канавок на гидродинамическую производительность подшипника.

**Целью** исследования является уточнение ранее полученных результатов [11] с учетом сжимаемости смазочного материала.

**Постановка задачи.** Аналогично задаче [11], течение сжимаемого микрополярного смазочного материала происходит в рабочем зазоре модифицированного радиального подшипника.

В принятом расположении полярной системы координат уравнение контура вала, подшипниковой втулки под покрытием с некруговым профилем опорной поверхности и полимерного покрытия, копирующего некруговой опорный профиль втулки представлено в [12].

Для получения расчетной модели используем общезвестные безразмерные уравнения движения микрополярного смазочного материала для «тонкого слоя» с учетом турбулентного характера течения (учитывая, что для сжимаемого смазочного материала пренебрегаем  $\frac{1}{N_1} \ll 1$ ), уравнения неразрывности [11] и уравнения состояния с соответствующими граничными условиями:

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial r^2} + \frac{N_i^2}{2h(\theta)}(2r - h) = \frac{1}{\Lambda j e^{\alpha\varphi - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta},$$

$$v_i = \frac{1}{2h(\theta)}(r^2 - rh(\theta)), \quad \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial \theta} = 0; \quad (1)$$

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

$$v = 0, \quad u = 0, \quad v = 0 \text{ при } r = \eta_1 \sin \omega \theta, \quad \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2;$$

$$v = v^*(\theta), \quad u = u^*(\theta), \quad v = 0 \text{ при } r = \eta_2 + \eta_1 \sin \omega \theta, \quad 0 \leq \theta \leq \theta_1 \text{ и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi;$$

$$p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p_*}.$$

Для удобства решения применяем известный метод — метод точного решения задачи [12]

$$\begin{aligned}
\rho v_i &= \frac{\partial \Psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta); \quad \rho u_i = -\frac{\partial \Psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta); \\
\Psi_i(r, \theta) &= \tilde{\Psi}(\xi_i); \quad V_i(r, \theta) = p \tilde{v}_i(\xi_i); \quad U_i(r, \theta) = -p \tilde{u}_i(\xi_i) h'(\theta); \\
\tilde{u}_i(\xi_i) - \xi_i \tilde{v}'_i(\xi_i) + \frac{h(\theta)}{h'(\theta)} \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} &= 0; \quad \xi_2 = \frac{r}{h(\theta)} \text{ при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2; \\
\xi_{1,3} &= \frac{r - \eta_2}{h(\theta) - \eta_2} \text{ при } 0 \leq \theta \leq \theta_1 \text{ и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi. \tag{2}
\end{aligned}$$

В результате уравнение (1) с учетом (2) примет вид

$$\begin{aligned}
\tilde{\Psi}_i''' &= a_i; \quad \tilde{u}_i'' = b_i - \frac{N^2}{2}(2\xi_i - 1); \\
\frac{p}{j\Lambda e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta} &= \frac{b_i p}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3}, \quad i = 1, 3; \\
\frac{p}{j\Lambda e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_2}{d\theta} &= \frac{b_2 p}{h^2(\theta)} + \frac{a_2}{h^3(\theta)}. \tag{3}
\end{aligned}$$

Система уравнений (3) решается при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned}
v_i(0) &= 0; \quad \tilde{\Psi}_i'(0) = 0, \quad \tilde{\Psi}_i'(1) = 0, \quad \tilde{u}_i'(1) = -\eta \sin \theta; \quad \tilde{v}_i'(1) = 0; \\
v_i(1) &= 0; \quad \tilde{u}_i(0) = 0; \quad \tilde{v}_i(0) = 1; \\
\int\limits_{\theta}^{\xi_i} \tilde{u}_i(\xi_i) d\xi_i &= 0; \quad p(\theta) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p_*}. \tag{4}
\end{aligned}$$

Интегрируя уравнение (3) с учетом граничных условий (4), в результате получим следующее выражение:

$$\begin{aligned}
\tilde{\Psi}_i'(\xi_i) &= a_i \frac{\xi_i}{2} (\xi_i - 1), \quad \tilde{u}_i(\xi_i) = b_i \frac{\xi_i^2}{2} - \left( \frac{b_i}{2} + p \right) \xi_i + p; \\
b_1 &= b_2 = b_3 = 6p; \\
a_1 &= -6(1 - \eta_2) \left( 1 - \frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - 1) \right); \\
a_2 &= -6 \left( 1 + \left( 1 - \frac{5\theta_1}{2\pi} \right) \left( \frac{\eta_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - \cos \omega\theta_1) + \frac{\eta}{2\pi} \sin \theta_1 \right) - \frac{\theta_1^2}{4\pi^2} \right), \\
a_3 &= -6(1 - \eta_2) \left( 1 + \left( 1 - \frac{5\theta_2}{2\pi} \right) \left( \frac{\tilde{\eta}_1}{2\pi\omega} (\cos 2\pi\omega - \cos \omega\theta_2) + \frac{\tilde{\eta}}{2\pi} \sin \theta_1 \right) - \frac{\theta_2^2}{4\pi^2} \right),
\end{aligned}$$

где  $\tilde{\eta}_1 = \frac{\eta_1}{1 - \eta_2}$ ;  $\tilde{\eta} = \frac{\eta}{1 - \eta_2}$ .

Безразмерное гидродинамическое давление в смазочном слое определим из уравнения

$$\frac{1}{\Lambda j \mu_i(\theta)} \frac{dp_i}{d\theta} = \frac{b_i p}{(h(\theta) - \eta_2)^2} + \frac{a_i}{(h(\theta) - \eta_2)^3}, \quad i = 1, 3;$$

$$\frac{1}{\Lambda j \mu_2(\theta)} \frac{dp_2}{d\theta} = \frac{b_2 p}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)}.$$

Продифференцируем по  $\theta$  выражение  $\mu = e^{\alpha p - \beta T}$ . Учитывая значение повышения температуры, получим следующие аналитические выражения для гидродинамического давления:

$$p_i = \Lambda \mu_i \left( b_i I_2(\theta) + \frac{a_i}{p} I_3(\theta) \right) + 1.$$

Проведенный численный анализ полученных расчетных моделей при скорости 1 м/с,  $\Lambda = 0.1\text{--}0.9$ ,  $\sigma = 10\text{--}50$  МПа позволил построить графики коэффициента трения (рис. 1) при использовании микрополярного смазочного материала с учетом сжимаемости.

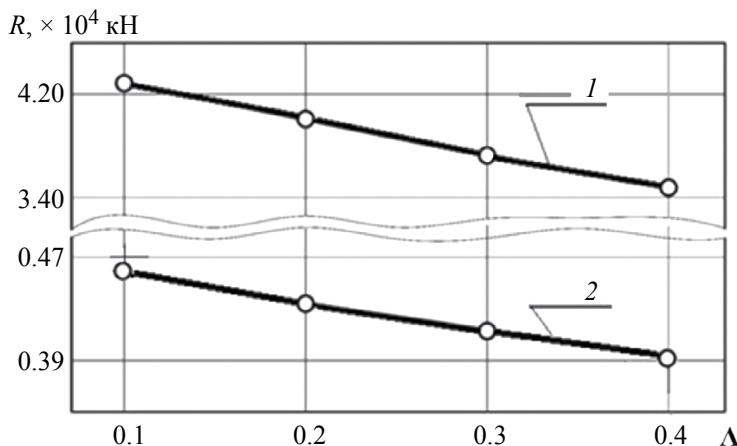


Рис. 1. Зависимость составляющей давления от параметра сжимаемости и рабочей нагрузки: 1 —  $\sigma = 14.1$  МПа; 2 —  $\sigma = 4.7$  МПА.

**Проведение экспериментов.** Исследование началось с верификации разработанной модели. Для этого были проведены численные расчеты, позволившие оценить основные параметры функционирования подшипника. Верификация включала сопоставление этих расчетных данных с результатами лабораторных испытаний, направленных на измерение сил трения, температурного режима и нагрузочной способности. Анализ показал, что выявленные отклонения находятся в пределах допустимой погрешности.

Особое внимание в исследованиях было уделено адаптации профиля и контура маслоподдерживющей канавки к конкретным условиям трения. Проведенные испытания использовали как традиционные методы измерения трения и износа, так и современные инструментальные методы, позволившие осуществить высокоточные измерения и понять механизмы трения и износа в новой конструкции.

Заключительный этап проведенных исследований позволил выявить оптимальные области применения антифрикционных покрытий, созданных на основе гибридных композиционных материалов. Сложная структура этих покрытий, включающая в себя три типа полимеров с разной физической природой, обеспечивает им высокую эффективность и универсальность.

Рациональное использование таких композитов ведет к снижению эксплуатационных затрат и повышению общей эффективности производства.

**Результаты исследования.** Исследование позволило получить более точные данные о рабочих характеристиках радиальных подшипников скольжения с полимерным покрытием (табл. 1), что имеет большое значение для их эффективного применения в различных инженерных системах. Уточнены несущая способность на 14–16%, коэффициент трения на 9–11%. Комплексный подход к анализу и улучшению подшипников скольжения позволит продолжать совершенствовать их конструкции и расширять область применения, способствуя развитию новых технологий и повышению производительности промышленных систем.

**Таблица 1.** Результаты теоретического исследования

| № | $\sigma$ , МПа | Параметр сжимаемости $\Lambda$ |        |        |        |         |
|---|----------------|--------------------------------|--------|--------|--------|---------|
|   |                | 0.5                            | 0.4    | 0.3    | 0.2    | 0.1     |
|   |                | Коэффициент трения             |        |        |        |         |
| 1 | 10             | 0.00750                        | 0.0100 | 0.0080 | 0.0048 | 0.00220 |
| 2 | 20             | 0.00430                        | 0.0044 | 0.0045 | 0.0028 | 0.00140 |
| 3 | 30             | 0.00100                        | 0.0012 | 0.0011 | 0.0009 | 0.00094 |
| 4 | 40             | 0.00099                        | 0.0011 | 0.0010 | 0.0009 | 0.00092 |
| 5 | 50             | 0.00087                        | 0.0010 | 0.0009 | 0.0009 | 0.00081 |

Данные эксперимента показали, что после начального периода приработки, прошедшегося 2 мин, был достигнут устойчивый гидродинамический режим трения. Важным является наличие колебаний коэффициента трения. Такое поведение коэффициента трения при увеличении нагрузки указывает на сложность взаимодействий в системе, особенно с учетом того, что максимальная нагрузка достигала 50 МПа, что эквивалентно ступенчатому увеличению нагрузки в 5 раз (табл. 2).

**Таблица 2.** Результаты экспериментального исследования

| № | Режим          |           | Коэффициент трения         |                      |                                |
|---|----------------|-----------|----------------------------|----------------------|--------------------------------|
|   | $\sigma$ , МПа | $V$ , м/с | теоретический результат    |                      | экспериментальное исследование |
|   |                |           | модифицированный подшипник | с учетом сжимаемости | модифицированный подшипник     |
| 1 | 10             | 0.3       | 0.0100                     | 0.0079               | 0.0206                         |
| 2 | 20             | 0.3       | 0.0042                     | 0.0025               | 0.0026                         |
| 3 | 30             | 0.3       | 0.0022                     | 0.0003               | 0.0015                         |
| 4 | 40             | 0.3       | 0.0037                     | 0.0013               | 0.0034                         |
| 5 | 50             | 0.3       | 0.0077                     | 0.0046               | 0.0060                         |

**Основные результаты.** 1. Проведенное исследование привело к значительному расширению возможностей практического использования расчетных моделей радиального подшипника скольжения с полимерным покрытием и канавкой, функционирующей в гидродинамическом режиме смазки. Эти достижения позволяют не только теоретически обосновать, но и на практике оценивать такие критически важные эксплуатационные характеристики, как величина гидродинамического давления,

нагрузочная способность и коэффициент трения. **2.** Исследование радиальных подшипников скольжения, принимающих в учет сжимаемость, показало значительное улучшение их эксплуатационных характеристик. Результаты исследований демонстрируют, что несущая способность таких подшипников уточняется на 14–16%, а коэффициент трения на 9–11%. Этот прогресс не только выявляет важные конструкционные аспекты, но и открывает новые перспективы для применения таких подшипников в различных инженерных сферах. **3.** Таким образом, созданная на теоретической основе и подтвержденная экспериментально новая методика разработки расчетных моделей радиальных подшипников скольжения с антифрикционным полимерным покрытием, имеющим канавку на поверхности и адаптированным профилем опорной поверхности для различных нагрузок, предназначена для инженерных проектировочных и проверочных расчетов. Она обеспечивает гидродинамический режим смазывания, значительно расширяя диапазон применения моделей и уточняя результаты расчетов. Эти новые модели могут быть полезны в таких отраслях, как машиностроение, авиастроение, приборостроение и других, где необходимо поддержание гидродинамического режима смазки.

**Условные обозначения:**

$r_0$  — радиус вала;

$r_1$  — радиус подшипниковой втулки;

$\tilde{h}$  — высота канавки;

$e$  — эксцентриситет;

$\varepsilon$  — относительный эксцентриситет;

$\mu_0$  — характерная вязкость;

$\mu'$  — коэффициент динамической вязкости смазочного материала;

$p'$  — гидродинамическое давление в смазочном слое;

$\alpha', \beta'$  — постоянная экспериментальная величина;

$T$  — температура;

$I$  — механический эквивалент тепла;

$\lambda$  — теплопроводность смазочного материала;

$\eta = \frac{l}{\delta \tilde{h}}$  — конструктивный параметр;

$\eta_2 = \frac{l}{\delta}$  — конструктивный параметр, характеризующий канавку;

$\theta_1, \theta_2$  — соответственно угловые координаты канавки;

$u^*(\theta), v^*(\theta)$  — известные функции, обусловленные наличием полимерного покрытия;

$\Lambda$  — параметр сжимаемости;

$Q$  — расход смазочного материала в единицу времени;

$C_p$  — теплоемкость при постоянном давлении;

$h(\theta)$  — толщина масляной пленки.

**Финансирование.** Данная работа финансировалась за счет средств бюджета Институтов машиноведения им. А. А. Благонравова РАН и Ростовского государственного университета путей сообщения. Никаких дополнительных грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

**Конфликт интересов.** Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Isaacs N. S. Liquid phase high pressure chemistry. New York—Chichester Brisbane—Toronto: Wiley-Interscience, 1981. 414 p.
2. le Noble W. H. Organic high-pressure chemistry. Amsterdam—Oxford—New York—Tokyo: Elsevier, 1988. 489 p.

3. Marcus Y., Hefter G. T. The compressibility of liquids at ambient temperature and pressure // H. Mol. Liquids. 1997. № 73–74. P. 61.
4. Kiselev V. D., Kashaeva E. A., Konovalov A. I. Pressure effect on the rate and equilibrium constant of the Diels-Alder reaction 9-chloroanthracene with tetracyanoethylene // Tetrahedron. 1999. V. 55. P. 1153.
5. Riddick J. A. Organic solvents. New York: John Wiley & Sons, 1986. 1325 p.
6. Cibulka I., Zikova M. Liquid densities at elevated pressures of l-alkanols from C<sub>1</sub> to C<sub>10</sub>: a critical evaluation of experimental data // J. Chem. Eng. Data. 1994. V. 39. P. 876.
7. Cibulka I., Hnedkovsky L. Liquid densities at elevated pressures of n-alkanes from C<sub>5</sub> to C<sub>16</sub>: a critical evaluation of experimental data // J. Chem. Eng. Data. 1996. V. 41. P. 657.
8. Cibulka I., Hnedkovsky L., Takagi T. P-ρ-T data of liquids: summarization and evaluation. 3. Ethers, ketones, aldehydes, carboxylic acids, and esters // J. Chem. Eng. Data. 1997. V. 42 (1). P. 2.
9. Cibulka I., Hnedkovsky L., Takagi T. P-ρ-T data of liquids: summarization and evaluation. 4. Higher l-alkanols (C<sub>11</sub>, C<sub>12</sub>, C<sub>14</sub>, C<sub>16</sub>), secondary, tertiary, and branched alkanols, cycloalkanoles, alkanediols, alkanetriols, ether alkanols, and aromatic hydroxyl derivatives // J. Chem. Eng. Data. 1997. V. 42. P. 415.
10. Cibulka I., Takagi T. P-ρ-T data of liquids: summarization and evaluation. 5. Aromatic hydrocarbons // J. Chem. Eng. Data. 1999. V. 44. P. 411.
11. Хасьянова Д. У., Мукутадзе М. А. Исследование на износостойкость радиального подшипника с нестандартным опорным профилем с учетом зависимости от давления и температуры // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2023. № 3. С. 42.
12. Хасьянова Д. У., Мукутадзе М. А. Исследование на износостойкость радиального подшипника, имеющего на нестандартной опорной поверхности полимерное покрытие с осевой канавкой // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2023. № 5. С. 25.  
<https://doi.org/10.31857/S0235711923050103>