

Номер 2

ISSN 0235-7119

2024



ПРОБЛЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ И НАДЕЖНОСТИ МАШИН



НАУКА
— 1727 —

СОДЕРЖАНИЕ

Механика машин

Анализ концентрации напряжений и деформаций в неупругой области для упрочняющихся и разупрочняющихся материалов <i>Н. А. Махутов</i>	3
---	---

Надежность, прочность, износостойкость машин и конструкций

Квазихрупкое разрушение ферромагнитного материала в магнитном поле <i>А. Н. Болотов, Л. Е. Афанасьева, В. И. Гультияев, А. А. Алексеев</i>	11
Влияние углеродного компонента на прочностные свойства реакционно-спеченной карбидокремниевой керамики <i>Д. А. Дюскина, М. А. Марков, И. Н. Кравченко, А. Д. Каштанов, А. Д. Быкова, А. Г. Чекуряев</i>	20
Повышение механических свойств тонкостенных деталей транспортных средств и горных машин <i>С. С. Чибухчян, О. С. Чибухчян, Г. С. Чибухчян</i>	27
Синтез внутреннего конического зацепления <i>М. А. Халтурин</i>	34

Новые технологии в машиностроении

Комплексная методика для исследования смазочной способности масел с твердыми микро/нанодобавками <i>А. Б. Тохметова</i>	44
Технологические возможности специальной стратегии обработки циклоидальных винтовых поверхностей непрофилированным инструментом <i>А. А. Гончаров, П. Д. Акулиничев, М. А. Альбов, И. О. Зенин</i>	52

Исследование и внедрение уникальной волновой технологии
обработки тампонажной суспензии
с повышенными эксплуатационными характеристиками

Ю. С. Кузнецов, В. Ю. Артамонов, А. П. Аверьянов,

С. Р. Ганиев, Д. Р. Султанов, А. П. Шульгина

61

Экспериментальная механика. Диагностика испытания

Организация и проведение стендовых испытаний
соединений резиновых армированных манжет с валами

О. А. Леонов, Н. Ж. Шкаруба, О. М. Мельников, Г. А. Нестеркин,

М. Ю. Конкин

66

К вопросу низкой долговечности химических насосов
в условиях кимберлитового рудника

Н. П. Овчинников

75

К вопросу работоспособности защитной втулки вала
с эластичным демпфирующим элементом

И. С. Славский

79

Исследования антифрикционных
и ресурсных свойств суспензионных покрытий
на основе дисульфида молибдена

М. В. Прожега, А. А. Мисоченко, Е. О. Константинов, Е. О. Рещиков

85

Влияние кривизны контактирующих тел
на их упругое сближение при линейном контакте

Ф. Г. Нахатакян, Д. Ф. Нахатакян

96

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 539.3: 624.04

**К 85-ЛЕТИЮ ИМАШ РАН
300-ЛЕТИЮ РАН****АНАЛИЗ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ И ДЕФОРМАЦИЙ
В НЕУПРУГОЙ ОБЛАСТИ
ДЛЯ УПРОЧНЯЮЩИХСЯ И РАЗУПРОЧНЯЮЩИХСЯ МАТЕРИАЛОВ****© 2024 г. Н. А. Махутов***Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия
e-mail: safety@imash.ru*

Поступила в редакцию 29.09.2023 г.

После доработки 01.12.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

Анализируются процессы упругого и упругопластического деформирования в зонах концентрации при различных уровнях номинальных напряжений и сопротивления пластическим деформациям. На основе расчетных и экспериментальных данных показано, что с уменьшением показателя упрочнения в неупругой области неоднородность распределения деформаций увеличивается; при этом коэффициенты концентрации деформаций растут, а коэффициенты концентрации напряжений падают. Рассмотрены особые случаи, когда последние оказываются меньше единицы. Это имеет важное значение для обоснования прочности, ресурса, живучести и безопасности для новых объектов техносферы, которые изготавливаются из специальных конструкционных материалов и эксплуатируются в экстремальных условиях термомеханического нагружения, в том числе для атомных энергетических установок в штатных режимах и аварийных ситуациях.

Ключевые слова: напряжения, деформации, коэффициент концентрации, показатель упрочнения, напряженно-деформированное состояние, предельное состояние

DOI: 10.31857/S0235711924020012, **EDN:** QWNTLU

Постановка проблемы. Проблемы взаимоувязанного обоснования ресурса, живучести и безопасности уникальных объектов техносферы с использованием комплекса обобщенных закономерностей процессов деформирования и разрушения являются актуальными для современной постановки вопросов обеспечения безопасной эксплуатации высокорисковых объектов техносферы [1]. Фундаментальные закономерности процессов деформирования и разрушения исследуются в рамках линейной и нелинейной механики деформируемых твердых тел, а прикладные результаты этих исследований имеют прямое отношение к оценке работоспособности уникальных объектов атомной и термоядерной энергетики, ракетно-космического комплекса, современной авиационной техники, высокоскоростного наземного, водного, воздушного транспорта, шельфовых инфраструктур и оборонных отраслей.

Одной из базовых целей в указанных научных исследованиях и прикладных разработках были и остаются решения краевых задач о напряженно-деформированных

состояниях несущих элементов уникальных потенциально опасных объектов с широкой вариацией концентрации напряжений, действующих усилий, механических свойств конструкционных материалов.

В этих решениях широко используются аналитические, численные и экспериментальные методы. Учитывая исключительно высокую вариативность постановки и сложность решения задач с учетом конструкторско-технологических и эксплуатационных факторов возможности численных и, тем более, экспериментальных методов, большое значение имели и имеют точные и приближенные аналитические методы. Они уже получили отражение в ряде методических и нормативно-технических документов, в том числе по проектированию атомных реакторов, жидкостных ракетных двигателей и летательных аппаратов.

Возникновение и развитие поврежденных состояний с их переходом в аварии и катастрофы на высокорисковых объектах в значительной, а в ряде случаев в решающей степени определяются локальными напряжениями и деформациями в зонах концентрации несущих элементов.

Методы анализа концентрации напряжений и деформаций. Фундаментальные исследования по теории концентраций напряжений на стадии упругого деформирования были выполнены в XX в. Результаты аналитических решений краевых задач теории упругости отражены в основополагающих монографиях Н.И. Мусхелишвили [2], Г.Н. Савина [3], Г. Нейбера [4]. Эти решения в дальнейшем были распространены на случаи упругопластического деформирования [5] и деформирования в условиях ползучести [6]. В конце XX — начале XXI в. существенное развитие получили численные решения (методами конечных элементов, конечных разностей, интегральных уравнений и др.); они ориентированы на конкретные постановки задач — способы нагружения, геометрические формы деформируемых тел и зон концентрации, механические свойства материалов в упругой и неупругой области.

Особую актуальность проблемы концентрации напряжений и деформаций приобрели в последнее время для объектов атомной [7] и ракетно-космической [8] техники, когда расчеты и обоснование прочности, ресурса и безопасности стали осуществляться в общей нелинейной постановке с переходом от силовых критериев (в экстремальных локальных напряжениях $\sigma_{\max}$) к деформационным (в экстремальных локальных деформациях $e_{\max}$). Учитывая многообразие конструктивных форм, условий термомеханического нагружения и механического поведения материалов, свою актуальность вновь приобрели аналитические [9, 10], численные [11] и экспериментальные [12] решения нелинейных краевых задач концентрации напряжений и деформаций в наиболее нагруженных и повреждаемых зонах. В основу наиболее эффективных аналитических решений была положена [9] формула Нейбера [4] для случая нелинейной степенной аппроксимации диаграммы деформирования. При такой постановке характер перераспределения напряжений и деформаций в зонах концентрации и коэффициенты концентрации определяются на основе ряда исходных гипотез: сохранения подобия распределения деформаций при переходе от упругой стадии деформирования к упругопластической [3, 5]; сохранения общей энергии упругопластических деформаций при развитии пластических деформаций [13, 14].

По результатам выполненных исследований на рис. 1 (кривая 1) показано распределение и перераспределение напряжений $\sigma(x)$ и деформации $e(x)$ по опасному сечению x в бесконечной пластике с отверстием радиусом r при действии номинальных растягивающих напряжений σ_n .

Для упругого материала с линейной диаграммой деформирования (рис. 2, линия 1) теоретический коэффициент концентрации напряжений принимается равным

$$\alpha_{\sigma} = \sigma_{\max} / \sigma_n. \quad (1)$$

При этом характер распределения напряжений $\sigma(x)$ и деформаций $e(x)$ одинаков, а теоретические коэффициенты концентрации деформаций α_e и напряжений α_σ равны:

$$\alpha_e = e_{\max} / e_n = \alpha_\sigma. \quad (2)$$

Величины σ_n , $\sigma_{\max}$ и e_n , $e_{\max}$ связаны законом Гука:

$$\sigma_n = e_{en} E, \quad \sigma_{\max} = e_{\max} E, \quad (3)$$

где E – модуль продольной упругости.

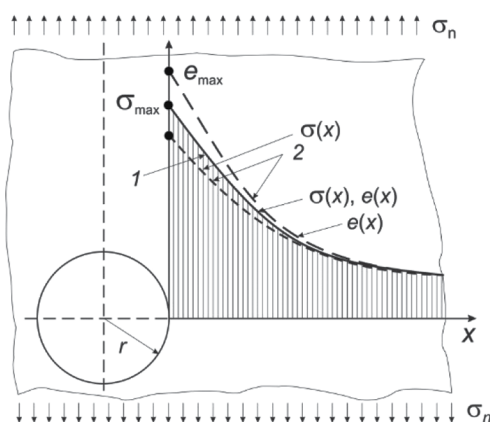


Рис. 1. Распределение напряжений $\sigma(x)$ и деформаций $e(x)$ по сечению x :
1 – упругое решение; 2 – неупругое решение.

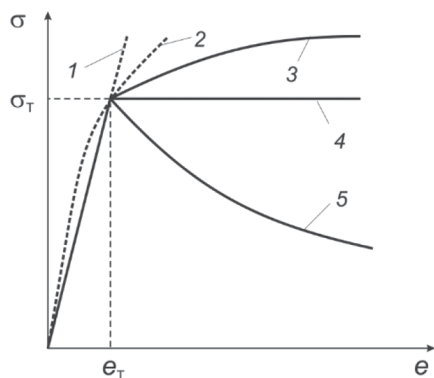


Рис. 2. Виды диаграмм деформирования материалов с различной степенью упрочнения и разупрочнения: 1 – упругое деформирование; 2 – деформирование по степенному закону из исходного состояния; 3 – упругое и неупругое деформирование с упрочнением по степенному закону; 4 – идеальное упругопластическое деформирование; 5 – упругое и неупругое деформирование с разупрочнением по степенному закону.

Для неупругого материала со степенным упрочнением во всем диапазоне деформации (рис. 2, линия 2) и константами материала K, n ($0 \leq n \leq 1$), когда деформации невелики ($0 \leq e \leq 0.03$)

$$\sigma_n = Ke_n^n; \quad \sigma_{\max} = Ke_{\max}^n = K_{\max}e_n^n, \quad (4)$$

где $K_n, K_{\max}$ — коэффициенты, зависящие от α_σ и n .

Для такого материала в работе Г. Нейбера [5] получено выражение

$$\frac{K_\sigma K_e}{\alpha_\sigma^2} = 1, \quad (5)$$

где K_σ, K_e — коэффициенты концентрации напряжений и деформаций при неупругом деформировании ($K_\sigma = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_n}, K_e = \frac{e_{\max}}{e_n}$).

Для большинства традиционных конструкционных материалов научно обоснована и используется диаграмма деформирования с двумя участками:

- упругое деформирование по закону (3) при $\sigma \leq \sigma_T$ (σ_T — предел текучести);
- нелинейное деформирование по степенному закону

$$\sigma = \sigma_T (e / e_T)^m \text{ при } \sigma \geq \sigma_T \text{ или } \bar{\sigma} = \bar{e}^m, \quad (6)$$

где m — показатель упрочнения для диаграммы деформирования в истинных напряжениях и деформациях ($0 \leq m \leq 1$); $\bar{\sigma}$ и $\bar{e}$ — относительные напряжения ($\bar{\sigma} = \sigma / \sigma_T$) и деформации ($\bar{e} = e / e_T$).

Для большого числа широко применяемых металлических конструкционных материалов (сталей и сплавов) $0.05 \leq m \leq 0.35$. Условие $m = 0$ относится к идеально упругопластическому материалу (рис. 2, линия 4) или материалу с выраженной площадкой текучести.

Для ряда новых и перспективных материалов (специальных жаростойких сплавов на основе вольфрама и молибдена, сверхвысокопрочных мартенситных сталей, высокопрочных композитов на металлической и неметаллической основе), а также для материалов, упрочненных и поврежденных взрывом и высокой радиацией, характерна ниспадающая (при $\sigma \geq \sigma_T$) диаграмма деформирования степенного типа (рис. 2, линия 5 при $-0.2 \leq m \leq 0$). Такой же характер диаграммы деформирования может иметь место для традиционных конструкторских материалов при экстремально высоких температурах, превышающих 0.6–0.7 от температуры плавления, что связано с проявлением интенсивной ползучести. Для таких разноупрочняющихся материалов и их состояний с отрицательным значением m анализ эффектов концентрации напряжений и деформаций практически не проводился.

Для основных типов упрочняющихся конструкционных материалов (рис. 2, диаграммы деформирования 3, 4) широкого диапазона деформаций ($e_T \leq e \leq 0.5$) и коэффициентов концентрации ($1 \leq \alpha_\sigma \leq 5$) выражение (5) при положительных m было модифицировано в форме

$$\frac{K_\sigma K_e}{\alpha_\sigma^2} = F(\bar{\sigma}_n, m, \alpha_\sigma). \quad (7)$$

Обобщение целого ряда расчетных и экспериментальных данных для кривых деформирования (рис. 2) в относительных координатах $\bar{\sigma} = \sigma / \sigma_T$, $\bar{e} = e / e_T$ (когда при упругом деформировании $\bar{\sigma} \leq 1$ и $\bar{\sigma}_n = \bar{e}_n$, $\bar{\sigma}_{\max} = \bar{e}_{\max}^m$, а при упругопластическом

деформировании $\bar{\sigma} \geq 1$ и $\bar{\sigma}_n = \bar{\epsilon}_n^m$, $\bar{\sigma}_{\max} = \bar{\epsilon}_{\max}^m$) позволило записать следующее выражение для функционала F в выражении (7):

$$F = 1 / (\alpha_\sigma \bar{\sigma}_n)^{n(1-m)[1-(\bar{\sigma}_n-1/\alpha_\sigma)]}, \quad (8)$$

где n – константа ($n \approx 0.5$).

Для упругого материала при $m = 1$ и $\bar{\sigma}_n \leq 1$ функционал $F = 1$ и $K_\sigma = K_\epsilon = \alpha_\sigma$.

На рис. 3 приведены расчетные (линии) и экспериментальные (точки) данные для функционала F при различных уровнях номинальных напряжений $\bar{\sigma}_n$, теоретических коэффициентов концентрации α_σ , условных местных упругих напряжений $\alpha_\sigma \bar{\sigma}_n$ и показателей упрочнения m .

Для идеально упругопластического материала ($m = 0$) при $\bar{\sigma}_n = 1$ концентрация напряжений отсутствует ($K_\sigma = 1$), и тогда указанное выше допущение о сохранении распределения упругих и упругопластических деформаций ($\alpha_\sigma = K_\epsilon$) по выражению (8) дает самые низкие значения F :

$$F = 1 / \alpha_\sigma. \quad (9)$$

Функционал F в виде кривой 2 по выражению (8) учитывает следующие факторы упругопластического деформирования в широком диапазоне деформаций $\bar{\epsilon}$ (вплоть до разрушающих $\bar{\epsilon}_k$): 1) изменение геометрии в зоне концентрации, ведущее к снижению эффектов концентрации (снижение $F \leq 0.8$ при $1 \leq (\alpha_\sigma \bar{\sigma}_n) \leq 4$ с образованием начальных пластических деформаций); 2) уменьшение несущего сечения в области развития пластических деформаций, ведущее к росту $0.8 \geq F \geq 1$ за счет увеличения истинных номинальных напряжений.

Выражения (7) и (8) позволяют расчетом (рис. 3, кривая 2) определить коэффициенты концентрации напряжений K_σ и деформаций K_ϵ для любых заданных $\bar{\sigma}_n$, α_σ и m . Для упрочняющихся материалов с увеличением $\bar{\sigma}_n$ при $\bar{\sigma}_n \geq 1 / \alpha_\sigma$ и уменьшением показателя упрочнения m коэффициент концентрации напряжений K_σ

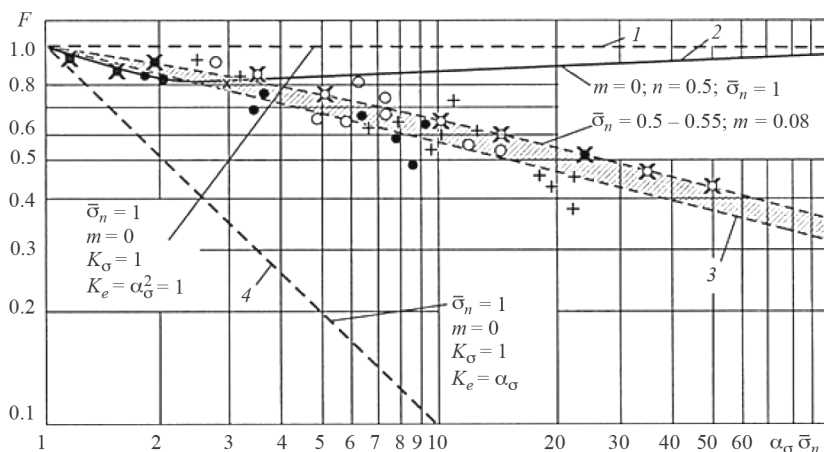


Рис. 3. Зависимости функционала F от номинальных напряжений, концентрации напряжений и показателя упрочнения материала: точки из эксперимента, линии – расчет; 1 – расчет по выражению (5), 2 – расчет по выражению (8), 3 – эксперимент и расчет по выражению (8), 4 – расчет по выражению (9).

снижается, приближаясь к единице, ($\alpha_\sigma \geq K_\sigma \geq 1$), а коэффициент концентрации deformаций K_e увеличивается, приближаясь к α_σ^2 ($\alpha_\sigma = \alpha_e \leq K_e \leq \alpha_\sigma^2$) или превосходя его при $\bar{\sigma}_n > 1$.

Анализ эффектов перераспределения напряжений и деформаций при неупругом деформировании в зонах концентрации и в зонах трещин с учетом градиентов напряжений, объемности напряженного состояния и многоосности напряжения был проведен в работах [7–16].

Особенности эффектов концентрации для разупрочняющихся материалов. Для традиционных упрочняющихся материалов (рис. 2, кривые 2, 3, 4, $m \geq 0$) исследованные эффекты концентрации представлены на рис. 3. Для новых разупрочняющихся материалов (рис. 2, кривая 5, $m \leq 0$) или специальных экстремальных условий нагружения изменение коэффициентов концентрации напряжений K_σ и деформаций K_e имеет свои чрезвычайно важные особенности. Для зоны концентрации в пластине с отверстием по рис. 1 с теоретическим коэффициентом концентрации $\alpha_\sigma = 3$ на рис. 4 представлено различие эффектов концентрации в неупругой области для упрочняющихся ($m > 0$) и разупрочняющихся материалов ($m < 0$).

Это различие на рис. 4 представлено для двух характерных расчетных случаев: 1) используемая в энергомашиностроении низколегированная теплоустойчивая сталь с небольшим упрочнением в упругопластической области ($m = +0.08$), работающая при температурах 20–320 °С и имеющая диаграмму деформирования типа 3 (рис. 2); 2) специальный сплав для современного энергомашиностроения, разупрочняющийся ($m = -0.08$) при высокой температуре (до 1200–1400 °С) и имеющий диаграмму деформирования типа 5 (рис. 2).

С увеличением относительных номинальных напряжений $\bar{\sigma}_n$ от 0 до 0.33 справедливо решение краевой упругой задачи о концентрации по выражениям (1)–(3) ($\alpha_\sigma = K_\sigma$, $\alpha_e = \alpha_\sigma = K_e$).

Для упрочняющихся ($m = +0.08$) и разупрочняющихся ($m = -0.08$) материалов при $\bar{\sigma}_n > 0.33$ коэффициенты концентрации деформаций K_e по выражениям (5) и (8) увеличиваются ($K_e \geq \alpha_\sigma$), а коэффициенты концентрации напряжений K_σ снижаются ($K_\sigma \leq \alpha_\sigma$). Однако для разупрочняющегося сплава ($m = -0.08$) при увеличении $\bar{\sigma}_n$ рост K_e оказывается существенно большим (до 1.5 раз), чем для упрочняющейся стали ($m = +0.08$). Согласно деформационному критерию прочности [1, 7–9] это ука-

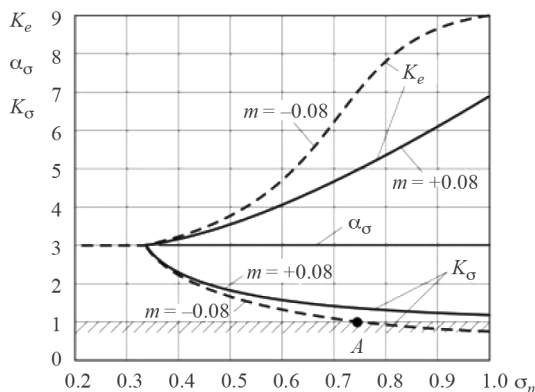


Рис. 4. Изменение коэффициентов концентрации напряжений α_σ , K_σ и деформаций K_e при увеличении номинальных напряжений $\bar{\sigma}_n$ и при упругопластическом деформировании со степенным упрочнением ($m = +0.08$) и разупрочнением ($m = -0.08$).

зывает на повышение опасности достижения предельных состояний в зоне концентрации деформаций при применении разупрочняющихся материалов ($m \leq 0$).

В области нелинейного деформирования (при $\bar{\sigma}_n > 1/\alpha_\sigma$) коэффициенты концентрации напряжений K_σ для двух рассматриваемых материалов отличаются меньше (не более чем в 1.2 раза). Это указывает на относительно невысокую чувствительность материалов к концентрации напряжений в неупругой области и ограниченную применимость силового (в напряжениях) критерия прочности [5–19].

Принципиально новой и важной особенностью концентрации напряжений для разупрочняющегося материала ($m = -0.08$) является то обстоятельство, что в точке A при определенном уровне номинальных напряжений ($\bar{\sigma}_n = 0.75$ по рис. 4) величина K_σ становится равной единице, и при дальнейшем увеличении $\bar{\sigma}_n$ максимальные напряжения $\sigma_{\max}$ в зоне концентрации по выражениям (7) и (8) оказываются меньше номинальных напряжений σ_n ($\bar{\sigma}_{\max} \leq \sigma_n$). В этой связи общепринятые расчеты прочности в максимальных местных (локальных) напряжениях ($\bar{\sigma}_{\max} = K_\sigma \bar{\sigma}_n$) теряют смысл. В таком случае для разупрочняющегося материала (при $m \leq 0$) в упруго-пластической области при $\bar{\sigma}_n \geq 1/\alpha_\sigma$ научно обоснованным, более информативным и практически значимым становятся как расчет в максимальных местных деформациях ($\bar{e}_{\max} = K_e \bar{e}_n$) по деформационным критериям прочности и локальным деформациям, так и экспериментальные исследования локальных напряжений для объектов новой техники (атомная и термоядерная энергетика, ракетно-космические системы, высокорисковые объекты в экстремальных аварийных и катастрофических ситуациях).

Заключение. При проектировании, создании и эксплуатации новых и перспективных объектов и инфраструктуры повышенного риска с заданными параметрами прочности, ресурса, живучести и безопасности существенное значение приобретают методы аналитического, численного и экспериментального анализа кинетики напряженно-деформированных состояний в зонах концентрации. С учетом того, что для таких условий точные аналитические решения краевых задач пока не получены, а численные и экспериментальные невозможны в силу бесконечно большого набора реальных частных вариантов постановки этих задач, особую важность приобретают приближенные аналитические методы определения локальных напряжений $\sigma_{\max}$ и деформаций $e_{\max}$ в зонах концентрации с использованием выражений типа (6)–(8). Реализация таких расчетов основывается на исходном решении упругой краевой задачи с оценкой теоретического коэффициента концентрации α_σ и определением базовых механических свойств конструкционного материала (предела текучести σ_T и показателя упрочнения m). На базе этой исходной информации (α_σ , σ_T , m) расчетом при заданном уровне номинальных напряжений σ_n можно получить коэффициенты концентрации напряжений K_σ и деформаций K_e в упругопластической области, а по ним величины $\sigma_{\max}$ и $e_{\max}$.

В расчетном анализе подтверждаются ранее установленные закономерности роста коэффициента концентрации локальных деформаций K_e ($K_e \geq \alpha_\sigma$) и снижения коэффициента концентрации локальных напряжений K_σ ($K_\sigma \leq \alpha_\sigma$) по мере увеличения номинальных напряжений σ_n и снижения показателя упрочнения m для упрочняющих традиционных конструкционных материалов ($0 \leq m \leq 1$).

Вместе с тем для разупрочняющихся материалов при отрицательных значениях показателя упрочнения m ($m < 0$) наряду с наблюдаемым более интенсивным увеличением коэффициентов концентрации деформаций имеет место принципиально новый эффект – коэффициент концентрации напряжений на контуре зоны концентрации может оказаться меньше единицы ($\alpha_\sigma < K_\sigma < 1$).

Для таких материалов расчеты прочности, ресурса и живучести по силовым критериям (в напряжениях) не могут быть использованы, а обоснование приемлемости проектов новых и перспективных объектов техносферы повышенного риска должны проводиться по деформационным критериям [20].

Финансирование. Работа выполнена при поддержке РФФ (проект № 20-19-00769-П).
Конфликт интересов. Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Махутов Н. А.* Обобщенные закономерности процессов деформирования и разрушения // Вестник Российской академии наук. 2017. № 5. С. 407.
2. *Мухелишвили Н. И.* Некоторые основные задачи математической теории упругости. М.: Наука, 1966. 707 с.
3. *Савин Г. Н.* Справочник по концентрации напряжений. Киев: Вища шк., 1976. 412 с.
4. *Нейбер Г.* Концентрация напряжений. М.: Гостехиздат, 1947. 204 с.
5. *Нейбер Г.* Теория концентрации касательных напряжений призматических тел при произвольной нелинейной зависимости между напряжениями и деформациями // Труды АОИМ. Серия Е. Прикладная механика. 1961. № 4. С. 71.
6. *Малинин Н. Н.* Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 399 с.
7. Анализ риска и повышение безопасности водо-водяных энергетических реакторов. Серия «Исследования напряжений и прочности ядерных реакторов» / Под ред. Н. А. Махутова и М. М. Гаденина. М.: Наука, 2009. 499 с.
8. Прочность и ресурс ЖРД. Серия «Исследование напряжений и прочности ракетных двигателей» / Под ред. Н. А. Махутова и В. С. Рачука. М.: Наука, 2011. 525 с.
9. *Махутов Н. А.* Прочность и безопасность. Фундаментальные и прикладные исследования. Новосибирск: Наука, 2008. 528 с.
10. *Матвиенко Ю. Г.* Основы физики и механики разрушения // Машиностроение и инженерное образование. 2022. № 1 (68). С. 48.
11. *Морозов Е. М., Левин В. А., Вершинин А. В.* Прочностной анализ. Фидесис в руках инженера. М.: URSS, сор. 2015. 399 с.
12. *Разумовский И. А.* Экспериментальные методы исследования напряженно-деформированного состояния: история, проблемы, перспективы развития // Машиностроение и инженерное образование. 2018. № 2 (55). С. 17.
13. *Molski K., Glinka G.* A method of elastic-plastic stress and strain calculation of a notch root // Material Science and Engineering. 1981. V. 50. P. 93.
14. *Ye D., Matsuoka S., Suzuki M., Maeda Y.* Further Investigation of Neuters rule and the Equivalent Strain Energy Density (ESED). Method // Int. J. of Fatigue. 2004. V. 26. P. 447.
15. *Hutchinson J. M.* Plastic stress and strain fields at a crack tip // J. of Mechanic and Physics Solids. 1968. № 16. P. 337.
16. *Aifantis E. C.* On the role of gradients in the localization of deformation and fracture // J. of Engineering Science. 1992. № 10. P. 1279.
17. *Новопашин М. Д., Сукнев С. В., Иванов А. М.* Упругопластическое деформирование и предельное состояние элементов конструкций с концентраторами напряжений. Новосибирск: Наука, 1995. 111 с.
18. *Локощенко А. М.* Ползучесть и длительная прочность металлов. М.: Физматгиз, 2016. 489 с.
19. *Романов А. Н.* Сопротивление деформированию конструкционных материалов при циклическом нагружении // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 4. С. 54.
20. *Махутов Н. А.* Безопасность и риски: системные исследования и разработки. Новосибирск: Наука, 2017. 724 с.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.03

КВАЗИХРУПКОЕ РАЗРУШЕНИЕ ФЕРРОМАГНИТНОГО МАТЕРИАЛА В МАГНИТНОМ ПОЛЕ

© 2024 г. А. Н. Болотов¹, Л. Е. Афанасьева^{1, *}, В. И. Гульятев¹, А. А. Алексеев¹

¹Тверской государственный технический университет, Тверь, Россия

*e-mail: ludmila.a@mail.ru

Поступила в редакцию 01.08.2023 г.

После доработки 20.11.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

Изучено формирование и развитие трещин в образцах из ферромагнитного материала — чугуна марки СЧ 35, находящихся в однородно намагниченном состоянии под влиянием внутреннего магнитного поля с напряженностью более 20 кА/м. Показан анизотропный характер квазихрупкого разрушения и величина механических напряжений, при которых разрушение происходит. Доминируют трещины, распространяющиеся вдоль силовых линий магнитного поля. Возможная причина этого заключается в магнитном взаимодействии между поверхностями микротрещины.

Ключевые слова: ферромагнитные материалы, магнитное поле, микротрещины, квазихрупкое разрушение

DOI: 10.31857/S0235711924020025, EDN: QWMHVD

Проблема влияния стационарных магнитных полей различной напряженности на свойства сплавов давно привлекает интерес ученых, но до сих пор далека от решения. Установлено заметное влияние магнитного поля на механические свойства немагнитных материалов, но необходимы дальнейшие исследования для понимания физической сущности процессов [1, 2]. Было показано, что для образцов из полиэтилентерефталата наблюдается хрупкое разрушение в магнитном поле, тогда как без поля образцы пластичны и способны растягиваться до 300–350%; для полимеров зафиксировано снижение модуля упругости в магнитном поле примерно в 2.5 раза; происходит замедление релаксационных процессов в магнитном поле. Наблюдаемые эффекты на текущий момент получили лишь качественное объяснение.

Известно, что влияние статического магнитного поля может изменить деформационные характеристики ионных, ионно-ковалентных, ковалентных, молекулярных и металлических неферромагнитных тел [1, 3–5]. Наблюдаемый магнитопластический эффект объясняют движением дислокаций в кристаллах под действием внешнего магнитного поля с индукцией 0.1 Тл и выше. Магнитопластический эффект проявляется в виде изменения механических характеристик твердых тел: пластичности, прочности и т. д. В присутствии магнитного поля магнитопластический эффект может быть долговременным или даже необратимым. Например, при испытании на усталость образцов латуни количество циклов до разрушения снижается прибли-

зительно в 2 раза, а на разрушение образцов из алюминия магнитное поле практически не влияет [1]. В то же время полученные результаты [5] при относительно слабых магнитных полях не вызвали доверия у многих специалистов, которые склонны расценивать их как артефакты.

Из общих соображений, неоднократно затем подтвержденных в ряде независимых работ, вытекает, что ввиду малости магнитной энергии электрона при комнатной температуре можно наблюдать большие эффекты только в системах, далеких от термодинамического равновесия. В этом случае магнитное поле играет роль спускового крючка, радикально увеличивающего скорость релаксационных процессов. Показано, что увеличение степени неравновесности путем соответствующей термообработки, освещения видимым светом, рентгеновским облучением и другими воздействиями приводит к увеличению чувствительности материала к магнитному полю, в то время как отжиг, старение — к ее снижению в том же материале вплоть до нуля [5, 6].

В последние годы появляется все больше работ по изучению влияния стационарного магнитного поля на механические свойства ферромагнитных металлов. В основе повышенного интереса к этой теме является возможность влиять на процессы, протекающие на межфазных поверхностях при фрикционном взаимодействии и оптимизации энергозатрат при обработке материалов в магнитном поле. Присутствие постоянного магнитного поля при трении или деформации металлов не требует источников энергии, однако способно повлиять на физико-механические процессы. В работах [7–14] отмечается, что воздействие стационарного магнитного поля изменяет характеристики прочности, пластичности и других механических и эксплуатационных свойств сплавов.

Влияние магнитного поля на ферромагнитные стали при комнатной температуре приводит к изменению модуля Юнга из-за магнитоупругости [12] и характера пластической деформации из-за магнитопластичности [13].

Есть несколько противоречивых данных о влиянии сильных магнитных полей на механические свойства различных магнитных материалов. Подтверждено, что усталостная прочность чистого железа снижается в насыщающем магнитном поле при комнатной температуре [7], что обусловлено усилением подвижности дислокаций и деформационным старением. Однако никаких дальнейших микроскопических исследований, подтверждающих это предположение, не проводилось. Также известно, что модуль упругости и пластичность углеродистой стали немного снижаются в магнитном поле за счет изменения процентного содержания ферритной фазы [10]. Напротив, предел пропорциональности стали Еврофер-97, основного конструкционного материала, предназначенного для элементов корпуса термоядерного токамака EU DEMO, увеличивается на ~2.6% в поперечном магнитном поле величиной 1.5 Тл, при этом предел прочности на растяжение и относительное удлинение возрастают незначительно, менее 1% [14]. На основании выполненных исследований в основном выделяют два механизма, относящиеся к влиянию магнитного поля на механические свойства магнитных материалов: фазовое превращение и взаимодействие между дислокациями и стенками магнитных доменов.

Отдельно стоит проблема изучения влияния стационарных магнитных полей на разрушение ферромагнитных материалов. Решение этой проблемы позволит повысить надежность многих технических устройств за счет рационального использования магнитных полей. Например, наиболее часто разрушение поверхностей трения деталей машин носит хрупкий или квазихрупкий характер и происходит в результате усталостного изнашивания. Такой вид изнашивания характерен для подшипников качения и скольжения, кулачковых механизмов, зубчатых передач и т. д.

Кроме того, конструкция многих современных трибоузлов предполагает наличие магнитных полей [15].

Исследования, направленные на изучение влияния стационарных магнитных полей на разрушение ферромагнитных тел, проводятся давно и достаточно активно. В основном изучаются не элементарные акты разрушения или механизмы разрушения в магнитном поле, а многопараметрические процессы, в которых трудно выделить и оценить именно роль магнитного поля. Это относится к работам, в которых авторы пытаются установить влияние магнитного поля, например, на износ образцов при трении, механическое диспергирование или на процессы резания в металлообработке [16–19]. Интерпретация и анализ известных из литературы результатов испытаний в магнитном поле, как правило, затруднена из-за пренебрежительного отношения к вопросам строгого контроля магнитного состояния образцов и топографии магнитного поля. Поэтому методические недостатки в процедуре выполнения опытов приводят к плохой воспроизводимости установленных данных, и значит, общность полученных результатов низкая.

Цель статьи – экспериментально установить связь между направлением вектора индукции магнитного поля в ферромагнитном материале и направлением преимущественного роста трещин при разрушении, а также оценить изменение напряжения хрупкого разрушения образцов при однородном намагничивании до состояния, близкого к магнитному насыщению.

Методика эксперимента и исследуемые образцы. Изучалось хрупкое разрушение образцов при внедрении в них шарового индентора. При такой схеме нагружения в неограниченном полупространстве создается осесимметричное поле напряжений, и поэтому все направления распространения радиальных хрупких трещин равновероятны. Для того чтобы такая симметричная картина поля напряжений не искажалась при исследовании реальных образцов, их изготавливали в форме дисков диаметром 28 мм и высотой 4 мм. Материал образцов – чугун марки СЧ 35 (ГОСТ 1412–85). Образцы вырезались из массивной заготовки для исключения технологически наведенной анизотропии механических свойств. По магнитным свойствам исследуемый чугун можно отнести к магнитомягким изотропным материалам с ферромагнитной природой спонтанной намагниченности.

Шаровой индентор диаметром 5 мм был выполнен из закаленной стали ШХ15 (ГОСТ 801–2022), имеющей существенно более высокую твердость, чем материал образцов. Индентор внедрялся в центр торцевой поверхности образцов нормальной к поверхности силой с помощью винтового пресса. Для определения величины силы, действующей на шар, использовался тарированный динамометр. Поскольку время нагружения на несколько порядков превосходит характерное время распространения упругой волны в образце, процесс нагружения можно считать близким к статическому.

Для создания в образцах однородного магнитного поля использовалась намагничивающая система, схема которой показана на рис. 1. Основное требование к магнитной системе – обеспечение в образце однородной намагниченности и радиальной текстуры. Источниками магнитного поля служили постоянные магниты в виде сегментов из сплава SmCo_5 марки КС-37 (ГОСТ 21559–76) с радиальной намагниченностью. На схеме магниты отмечены цифрами 1 и 2. Магнитный поток замыкался через кольцевой магнитопровод, изготовленный из магнитомягкой стали 10 (ГОСТ 1050–2013). Исследуемый образец в виде шайбы помещался в зазор между постоянными магнитами.

Для анализа топографии магнитного поля в образцах использовали компьютерную программу Elcut для инженерного моделирования электромагнитных, тепловых и механических задач методом конечных элементов. Для тестирования программы сравнивали определенные с помощью прибора тесламетра Ф4354 экспериментальные

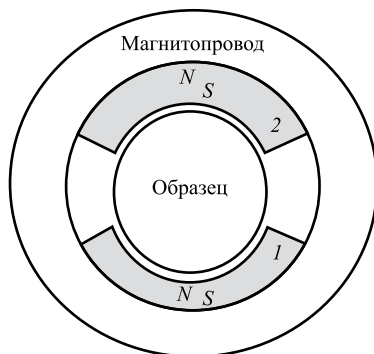


Рис. 1. Схема магнитной системы.

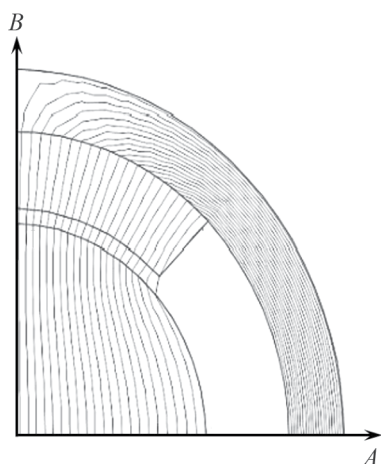


Рис. 2. Топография магнитного поля.

значения напряженности намагничивающего поля в зазоре между магнитами и рассчитанные значения. Расчетные значения поля отличались от экспериментально установленных не более чем на 7%, что свидетельствует о достаточно высоком качестве численного моделирования магнитостатического поля.

На рис. 2 показана картина силовых линий магнитного поля в образце и окружающем пространстве.

Из соображений симметрии магнитного поля на рисунке приведена лишь четвертая часть магнитной системы. Как и предполагалось, картина магнитного поля (рис. 2) подтверждает, что векторы индукции магнитного поля в разных точках образца имеют радиальное направление и являются коллинеарными между собой.

Приведенные на рис. 3 графики изменения индукции магнитного поля вдоль направлений A и B (рис. 2) свидетельствуют о том, что наряду с однородностью магнитного поля в образце достигается и однородность его намагниченности (отклонение от однородности в пределах нескольких процентов) в области интенсивных

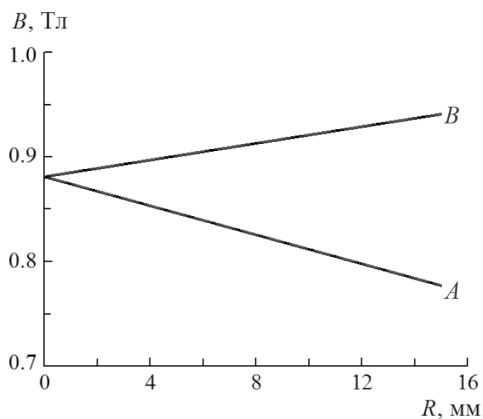


Рис. 3. Изменение индукции магнитного поля в образцах вдоль радиусов.

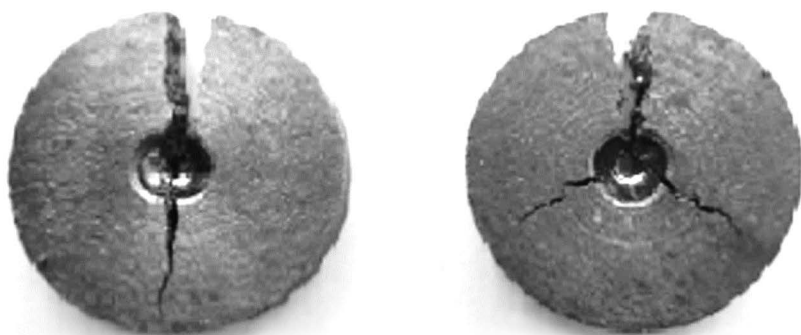


Рис. 4. Внешний вид образцов после разрушения.

пластических деформаций, возникающих при внедрении индентора. Магнитное состояние образца, если судить по величине индукции магнитного поля, находится близко от состояния, соответствующего технической намагниченности насыщения для выбранного материала. Поэтому магнитные междоменные границы в образце присутствуют в незначительном количестве, и дальнейшее намагничивание материала может происходить лишь посредством вращения вектора намагниченности. Важно отметить, что намагничивание образца происходит в незамкнутой магнитной цепи, и поэтому в нем существует размагничивающее поле, пропорциональное намагниченности материала образца. Для чугуна, чтобы образец находился в состоянии магнитного насыщения, напряженность внутреннего размагничивающего поля должна быть примерно $2 \cdot 10^4$ А/м.

Результаты опытов и их обсуждение. При постепенном внедрении индентора в образец происходило образование радиальных трещин (рис. 4), которые быстро

увеличивались по длине до краев образца, и это приводило к разделению образцов на части. Наблюдалось только две, три и реже четыре магистральных трещины, разрушающие образец; угловое расстояние между трещинами было приблизительно одинаковым, т. е. около 90, 120 или 180°.

Две трещины имели более 30% образцов, три — около 40% и четыре — менее 30%. Количество трещин не зависело от магнитного состояния образцов. Возможно, что количество радиальных трещин зависит от неоднородности структуры и состава материала образцов.

После разрушения образца на поверхности оставалась лунка от индентора. Значит, зарождение радиальных трещин происходило после выхода пластических деформаций материала на поверхность, и это подтверждается классическими работами по механике контактного взаимодействия [20]. Боковые трещины, которые могут образовываться при разгрузке пластически деформированного образца, в наших опытах не наблюдались.

Контактное взаимодействие между жестким шаром и плоскостью изучалось во многих работах, среди которых следует особо отметить монографию К. Джонсона [20]. Установлено, что пока деформируемый шаром материал находится в упругом состоянии, тангенциальные напряжения на поверхности являются растягивающими, а радиальные — сжимающими. После того, как материал поверхности переходит в упругопластическое состояние, напряжения меняют знак: радиальные напряжения становятся растягивающими, тангенциальные сжимающими. Переход от радиального растяжения в чисто упругом состоянии к растяжению в тангенциальном направлении в упругопластическом состоянии существенно предопределяет механизм разрушения при внедрении индентора от образования кольцевых трещин в хрупких материалах к развитию радиальных трещин в квазихрупких (полухрупких) материалах.

Характерные для хрупкого разрушения, многочисленные кольцевые трещины, образующиеся около зоны внедрения и под индентором, развиваются в систему конусных трещин и приводят к образованию многочисленных мелких осколков. Такого явления в чистом виде в наших опытах не наблюдалось. Поэтому разрушение чугуна происходило скорее по квазихрупкому механизму, чем хрупкому, как указывается во многих литературных источниках.

В пользу квазихрупкого разрушения образцов свидетельствует и наличие в материале под индентором одной конусообразной трещины (конус Герца) [21], которая выходит на тыльную поверхность и в отдельных случаях приводит к отделению частиц материала и образованию сквозного отверстия. Диаметр этой трещины под индентором в 2–3 раза меньше его отпечатка. Вероятно, эта трещина развивается из кольцевой, образовавшейся на начальной стадии нагружения. Специфических особенностей образования конических трещин в магнитном поле отмечено не было.

Исследования показали, что разрушение в магнитном поле имеет две важные взаимообусловленные особенности. В большинстве образцов (около 85%) наблюдается распространение одной или двух радиальных трещин в направлении, близком к направлению магнитного поля. Отклонение направления распространения трещины от направления магнитного поля не превышало 10–15°. Остальные радиальные трещины были расположены преимущественно по нормали к силовым линиям магнитного поля.

Другая особенность вытекает из статистического анализа полученных значений критической силы, вдавливающей индентор и инициирующей разрушение. Критическая сила для размагниченных образцов составляла 15.4 ± 0.9 кН, для намагниченных 13.4 ± 0.8 кН. Значит для зарождения и развития трещин в намагниченных образцах требуется приложить силу примерно на 10–15% ниже.

Принято считать, что макротрещины, приводящие к разрушению, начинают развиваться из микротрещин, имеющихся в образце. В основном микротрещины появляются после сдвиговых деформаций и образуются по дислокационному механизму или за счет движения границ зерен. Учитывая предысторию образцов для исследований и осесимметричный характер контактных деформаций, можно полагать, что микротрещины расположены в определенном порядке, но этот порядок не может задавать доминирующее направление распространения макротрещин. Поэтому, как и следует из опытов, в отсутствии магнитного поля все направления распространения макротрещин равновероятны. В магнитном поле картина меняется: проявляется анизотропный характер направления движения трещин. Причина, очевидно, заключается в том, что магнитное поле стимулирует развитие трещин вдоль силовых линий магнитного поля.

В работе [22] такой эффект предсказывался на основе рассмотрения теории разрушений А. Гриффитса применительно к намагниченным телам. С энергетической позиции эффект объясняется зависимостью энергии магнитного поля в объеме трещины от ее расположения, с силовой — магнитным взаимодействием между поверхностями трещины.

В дополнение к результатам работы [22] приведем выражение для магнитного давления P_m , действующего на поверхности микротрещины, растущей вдоль вектора индукции магнитного поля:

$$P_m \cong \frac{B_r^2}{2\pi\mu_0} \cdot \frac{h}{r},$$

где B_r — индукция магнитного поля в веществе; μ_0 — магнитная постоянная; h , r — длина трещины и среднее расстояние между поверхностями трещины. Магнитное давление на поверхности трещины P_m , так же как растягивающие напряжения, способствует ее росту. Оценочные расчеты для образцов из чугуна показывают, что давление P_m в зависимости от размеров микротрещины может изменяться в диапазоне 10^6 – 10^7 Па. Значит магнитное давление может составлять более 10% от напряжений, приводящих к разрушению чугуна, и поэтому оно стимулирует преимущественный рост трещин вдоль магнитного поля.

Из приведенной формулы вытекает, что максимальное давление, способствующее раскрытию трещины, возникает в материалах, у которых намагниченность близка к намагниченности технического насыщения. Поэтому напряженность внешнего намагничивающего поля с учетом формы и размеров образцов должна быть достаточной для намагничивания образцов до насыщения; дальнейшее увеличение внешнего поля не приводит к усилению эффекта его влияния на процесс разрушения.

Заключение. Из полученных результатов вытекает, что в намагниченном ферромагнитном материале наблюдается анизотропный характер квазихрупкого разрушения, а величина механических напряжений, при которых разрушение происходит, несколько снижается. Доминируют трещины, которые распространяются вдоль силовых линий магнитного поля. Отсюда, в частности, становится понятно, что противоречивые результаты исследований разрушения материалов в магнитном поле, приведенные в некоторых литературных источниках, объясняются во многом пренебрежением строгим контролем топографии магнитного поля в образце.

Физическая причина, приводящая к механической анизотропии свойств материалов в магнитном поле, по-видимому, заключается в действии магнитных сил между поверхностями трещины. Этим же объясняется рост критического напряжения разрушения в магнитном поле. Магнитные силы пропорциональны намагниченности

образцов во второй степени. Максимальный эффект от действия магнитного поля наблюдается в образцах, намагниченных до насыщения. И это условие определяет величину напряженности намагничивающего поля.

Полученные результаты могут найти применение для искусственного стимулирования хрупкого разрушения ферромагнитных деталей или, наоборот, для затруднения разрушения. Появляется возможность управления свойствами материала с помощью внешнего магнитного поля или предотвращения каких-либо эффектов или повреждений, связанных с приложением поля в процессе эксплуатации машин и механизмов.

Финансирование. Данная работа финансировалась за счет средств бюджета Тверского государственного технического университета. Никаких дополнительных грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров П. А., Бударагин В. В., Шахов М. Н., Никанорова Н. И., Трофимчук Е. С. Механические свойства некоторых материалов в магнитном поле // Вопросы атомной науки и техники. Серия «Термоядерный синтез». 2006. № 1. С. 24.
2. Якушев П. Н. Деформация твердых полимеров в постоянном магнитном поле // Физика твердого тела. 2003. Т. 45. № 6. С. 1130.
3. Alshits V. I., Darinskaya E. V., Kazakova O. L., Petrzhik E. A. Magnetoplastic effect: basic properties and physical mechanisms // Crystallography Reports. 2003. V. 48 (5). P. 768.
4. Шляров В. В., Загуляев Д. В. Влияние магнитных полей на процесс пластической деформации цветных металлов // Фундаментальные проблемы современного материаловедения. 2019. Т. 16. № 3. С. 394.
5. Головин Ю. И. Магнитопластичность твердых тел // Физика твердого тела. 2004. Т. 46. № 5. С. 769.
6. Коновалов С. В., Громов В. Е., Иванов Ю. Ф. Влияние электромагнитных полей и токов на пластическую деформацию металлов и сплавов. Новокузнецк: Интер-Кузбасс, 2013. 292 с.
7. Gu Q., Huang X., Xi J., Gao Z. The influence of magnetic field on fatigue and mechanical properties of a 35CrMo steel // Metals. 2021. V. 11. № 4. P. 542.
8. Bose M. S. C. Effect of saturated magnetic field on fatigue life of carbon steel // Physica status solidi (a). 1984. V. 86. № 2. P. 649.
9. Klypin A. A. Effect of magnetic and electric fields on creep // Metal Science and Heat Treatment. 1973. V. 15. № 8. P. 639.
10. Sidhom A. A. E., Sayed S. A. A., Naga S. A. R. The influence of magnetic field on the mechanical properties & microstructure of plain carbon steel // Materials Science and Engineering: A. 2017. V. 682. P. 636.
11. Stepanov G. V., Kharchenko V. V., Kotlyarenko A. A., Babutskii A. I. Effect of pulsed magnetic field treatment on the fracture resistance of a cracked specimen // Strength of Materials. 2013. V. 45. P. 154.
12. Белов К. П. Магнитострикционные явления и их технические приложения. М.: Наука, 1987. 160 с.
13. Molotskii M. I. Theoretical basis for electro-and magnetoplasticity // Materials Science and Engineering: A. 2000. V. 287. № 2. P. 248.
14. Wang Y. Q., Gorley M., Kabra S., Surrey E. Influence of a 1.5 T magnetic field on the tensile properties of Eurofer-97 steel // Fusion Engineering and Design. 2019. V. 141. P. 68.
15. Болотов А. Н., Хренов В. Л. Триботехника магнитопассивных опор скольжения: монография. Тверь: Тверской гос. технический ун-т, 2008. 124 с.
16. Постников С. Н. Электрические явления при трении и резании. Горький: Волго-Вят. кн. изд-во, 1975. 236 с.

17. Барон Ю. М. Магнитно-абразивная и магнитная обработка изделий и режущих инструментов. Л.: Машиностроение, 1986. 176 с.
18. Делюсто Л. Г. Основы прокатки металлов в постоянных магнитных полях. М.: Машиностроение, 2005. 272 с.
19. Малыгин Б. В., Бень А. П. Магнитное упрочнение изделий (Теория и практика). Херсон: Херсонский гос. морской институт, 2009. 352 с.
20. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1989. 510 с.
21. Морозов Е. М., Зернин М. В. Контактные задачи механики разрушения. М.: Либроком, 2010. 544 с.
22. Болотов А. Н., Новикова О. О., Новиков В. В. Влияние магнитного поля на образование и развитие микротрещин при трении // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2015. Т. 4. № 1 (23). С. 5.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 666.3.017

ВЛИЯНИЕ УГЛЕРОДНОГО КОМПОНЕНТА НА ПРОЧНОСТНЫЕ СВОЙСТВА РЕАКЦИОННО-СПЕЧЕННОЙ КАРБИДОКРЕМНИЕВОЙ КЕРАМИКИ

© 2024 г. Д. А. Дюскина¹, М. А. Марков¹, И. Н. Кравченко^{2, *},
А. Д. Каштанов¹, А. Д. Быкова¹, А. Г. Чекуряев¹

¹НИИЦ «Курчатовский институт» – ЦНИИ КМ «Прометей», Санкт-Петербург, Россия

²Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: kravchenko-in71@yandex.ru

Поступила в редакцию 25.07.2023 г.

После доработки 21.11.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

В статье представлены теоретические расчеты содержания остаточного кремния в структуре реакционно-спеченного карбида кремния. Экспериментально установлена зависимость предела прочности на изгиб от исходного содержания углерода. Определены рациональный фракционный состав и количество углеродной составляющей для получения карбидокремниевой керамики максимальной повышенной прочности.

Ключевые слова: карбид кремния, микроструктура образцов, прочность керамического материала, реакционное спекание, силицирование

DOI: 10.31857/S0235711924020033, EDN: QWLDAW

В настоящее время наиболее часто керамику на основе карбида кремния получают методом реакционного спекания (силицирования) [1–4]. Это связано с тем, что этот способ имеет ряд преимуществ: простота технологии, высокая производительность, возможность получения сложнопрофильных изделий, характеризующихся достаточно высокими физико-механическими свойствами и практически нулевой усадкой.

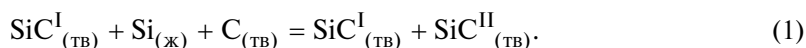
В процессе реакционного спекания заранее введенный в заготовки углерод взаимодействует с жидким кремнием с образованием вторичного карбида кремния, а оставшийся непрореагировавший кремний заполняет поры заготовки [5–7]. При этом имеющийся в конечном изделии несвязанный кремний и/или углерод негативно влияет на физико-механические свойства спеченного карбида кремния [8–10]. Таким образом, для получения материалов с максимальными физико-механическими характеристиками необходимо более точно подбирать количество вводимых в заготовку углерода и кремния для наибольшего заполнения пор вторичным карбидом кремния и минимизации количества остаточного кремния и/или углерода.

Цель исследования заключается в экспериментальном определении количества вводимой углеродной составляющей для получения реакционно-спеченного карбида кремния с улучшенными физико-механическими характеристиками.

Материалы и методы исследований. Исходные смеси порошков карбида кремния различных фракций перемешивали с техническим углеродом в барабанном смесителе в течение 5 ч. Составы исследуемых порошковых смесей представлены

в табл. 1. Методом холодного одноосного прессования формовали образцы для механических испытаний размером $5 \times 5 \times 45$ мм. В качестве пластификатора использовали 2%-ный водный раствор полиэтиленгликоля.

Полученные прессованные заготовки образцов обсыпали кремнием (в количестве 70% от массы заготовки) и спекали (силицировали) в вакууме при температуре 1500°C в течение 10 мин. В процессе спекания расплавленный кремний вступает в реакцию с углеродом с образованием вторичного SiC^{II} [11]:



Полученные спеченные керамические образцы подвергали пескоструйной обработке для удаления излишков кремния с поверхности образцов. Измерение прочности при трехточечном изгибе проводили на универсальной испытательной машине ShimadzuAG-300kNX в соответствии с требованиями ГОСТ 24409–80. Фазовый состав спеченных образцов определяли с помощью многофункционального рентгеновского дифрактометра Rigaku Ultima IV. Для расшифровки дифрактограмм использовали базы данных COD и PDF-2 [12, 13]. Для изучения микроструктуры спеченных образцов использовали сканирующий электронный микроскоп Tescan Vega 3 [14, 15].

Результаты исследований и их анализ. Рассмотрим чувствительность прочностных характеристик карбидокремниевой керамики, полученной из смеси керамических порошков экспериментальной (оптимальной по свойствам) выборки крупной/мелкой фракции, в зависимости от исходного содержания технического углерода в прессованной заготовке. Для этого следует обратиться к классическим научным работам Г.Г. Гнезина и Д.Д. Несмелова [16, 17], в которых предложен расчетный подход к определению оптимальной пористости и кажущейся плотности пористой заготовки, содержащей карбид кремния и углерод. В частности, исходя из стехиометрических соотношений компонентов, участвующих в образовании вторичного карбида кремния, а также данных о молекулярной массе карбида кремния и атомной массе углерода, предложено выражение для определения кажущейся плотности прессованной заготовки:

$$\rho = \frac{3.21}{1 + 2.33x_c}, \quad (2)$$

где ρ – кажущаяся плотность пористой заготовки, $\text{кг}/\text{см}^3$; x_c – содержание углерода в заготовке, выраженное в массовых долях.

Таблица 1. Исходные соотношения порошковых компонентов

Номер состава	Содержание карбида кремния, мас. %		Технический углерод, мас. %
	«Крупная» фракция (35–45 мкм)	«Мелкая» фракция (3–7 мкм)	
1	50	50	15
2	60	40	15
3	70	30	15
4	80	20	15
5	90	10	15
6	100	0	15

Расчетным способом можно определить, что при введении 15 мас.% технического углерода кажущаяся плотность составляет 2.38 г/см^3 . Соответственно, для полной реакции взаимодействия углерода с жидким кремнием пористость прессованной заготовки прогнозируемо должна составлять 26%. Однако в реальных условиях плотность прессовок составов № 1–6 (табл. 1) при давлении 100 МПа достигает значений $2.18\text{--}2.22 \text{ г/см}^3$, что соответствует пористости порядка 30–32%. Предположим, что в избыточном поровом пространстве сохраняется наличие свободного кремния (не связанного с углеродом во вторичный карбид кремния) после проведения реакционного спекания. Расчетный анализ показывает, что для исследуемой выборки прессованных заготовок с учетом заполнения остаточных пор кремнием наблюдается корреляция с физико-механическими свойствами спеченного керамического материала (рис. 1). При этом чем больше кремния в керамике, тем ниже ее прочность [18–20].

Однако полученный результат по определению содержания кремния применим только при условии формирования в материале двухфазной системы, без учета возможного наличия пористости и граничных фаз твердых растворов, влияющих на изменение плотности, что делает расчетную характеристику условной. На рис. 2 и 3 показана характерная структура карбидокремниевого материала с включениями кремния.

Следует отметить, что определение непосредственно твердого раствора SiC_x методом рентгенофазового анализа не представляется возможным. Однако на межфазных границах с применением электронной микроскопии можно наблюдать характерные зоны фазы кремния с небольшим содержанием углерода.

На основании анализа полученных результатов исследований можно предположить, что чем выше содержание углерода в прессованной заготовке, тем больше содержание вторичного карбида кремния в спеченном керамическом материале.

Результаты анализа уравнения кажущейся плотности (2) показывают следующее: 1) при введении 5% мас. углерода теоретически примерно 10% порового пространства заготовки заполняется SiC^{II} , плотность прессованной заготовки может достигать 2.75 г/см^3 , при формировании SiC^{II} в материале сохраняется остаточная пористость, что приводит к небольшому содержанию остаточного кремния. Плотность керамики достигает 3.10 г/см^3 ; 2) при введении 15% мас. углерода ~26%

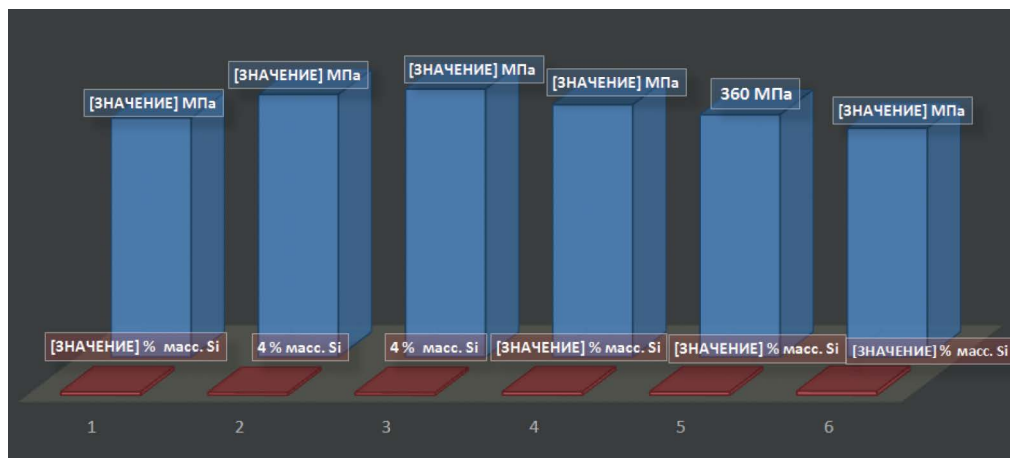


Рис. 1. Зависимость изменения предела прочности при изгибе от расчетного содержания кремния в керамических материалах, полученных из смеси керамических порошков (составы 1–6).

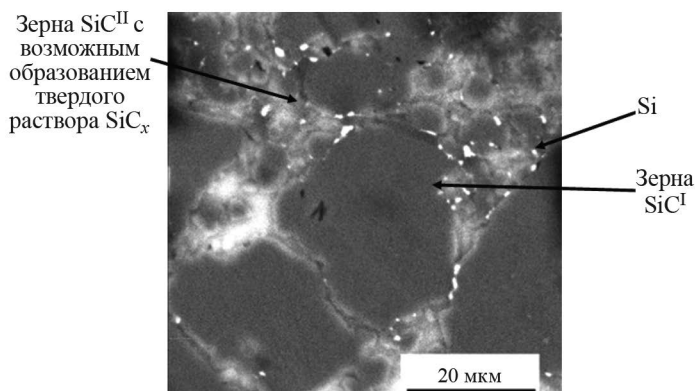


Рис. 2. Характерная структура силицированного карбида кремния (исходное содержание технического углерода 15% мас.) (табл. 1, состав 3).

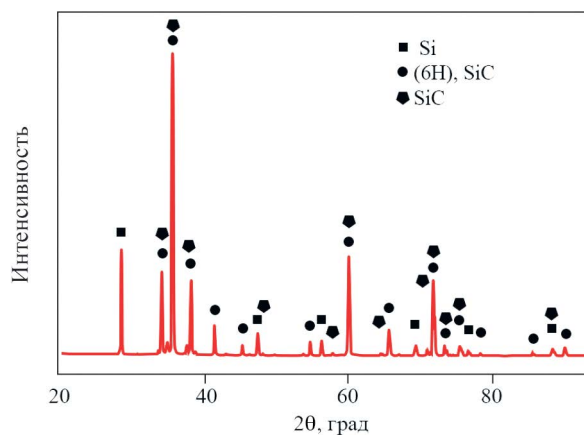


Рис. 3. Диффрактограмма реакционно-спеченного карбида кремния (табл. 1, состав 3).

порового пространства заготовки заполняется SiC^{II} , плотность прессованной заготовки может достигать 2.22 г/см^3 , при формировании SiC^{II} в материале сохраняется остаточная пористость и незначительное количество кремния. Плотность керамики достигает 3.11 г/см^3 ; 3) при введении 20% мас. углерода избыточная пористость в прессованной заготовке отсутствует, в результате чего в материале может присутствовать остаточный углерод, который уменьшает механические свойства керамического материала.

Керамический материал после спекания можно рассматривать как каркас, состоящий из зерен SiC^{I} , скрепленный за счет реакционно-диффузионного механизма «связующим наполнителем» – зернами SiC^{II} [21–23].

Применяя метод отражения обратных электронов [23], получена микроструктура карбидокремниевой керамики (рис. 4).

На рис. 5 показано изменение предела прочности при изгибе керамики от исходного содержания углерода.

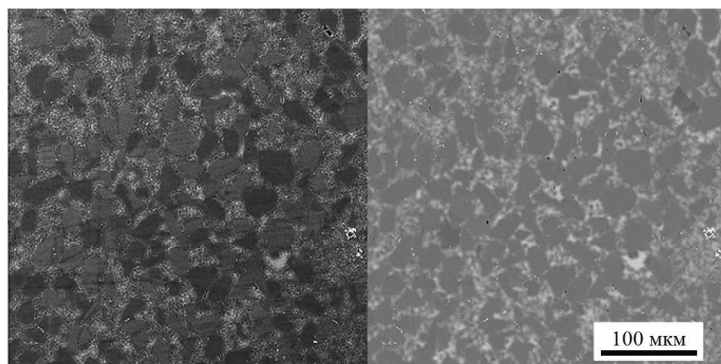


Рис. 4. Характерная микроструктура керамического карбидокремниевое материала (введение 15 мас.% исходного углерода).

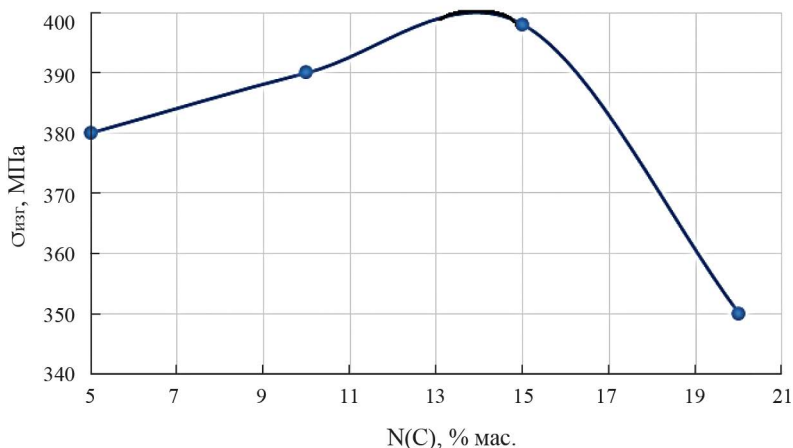


Рис. 5. Зависимость прочности при изгибе керамики от исходного содержания углерода в прессованной заготовке.

При увеличении содержания углерода в прессованной заготовке прочность керамического материала незначительно повышается. Однако при введении избытка углерода (более 15 мас.%) прочность спеченного материала уменьшается.

Выводы. 1. Проведены расчеты по определению количества остаточного кремния в реакционно-спеченном карбиде кремния в зависимости от пористости прессованной заготовки. При этом наименьшим количеством остаточного кремния (4 мас.%) с наилучшими физико-механическими свойствами (прочность на изгиб 398 ± 10 МПа) характеризуется образец состава 70/30 мас.% крупной/мелкой фракции. 2. Экспериментально установлено, что при увеличении количества вводимого исходного углерода предел прочности при изгибе повышается до определенного максимума (398 ± 10 МПа) при содержании углерода 15 мас.%, после чего наблюдается снижение прочностных характеристик карбидокремниевой керамики. 3. Определен оптимальный состав порошка, позволяющий получать плотную керамику с высокими прочностными характеристиками: 70 мас.% крупной (35–45 мкм) фракции, 30 мас.% мелкой (3–7 мкм) и 15 мас.% технического углерода.

Финансирование. Исследования проведены с использованием оборудования Центра коллективного пользования «Состав, структура и свойства конструкционных и функциональных материалов» НИЦ «Курчатовский институт» – ЦНИИ КМ «Прометей». Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФ № 21-73-30019.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Гаршин А. П., Чулкин С. Г.* Реакционно-спеченные карбидокремниевые материалы конструкционного назначения. Физико-механические и триботехнические свойства. СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2006. 84 с.
2. *Параносенков В. П., Чикина А. А., Андреев М. А.* Конструкционные материалы на основе самосвязанного карбида кремния // Огнеупоры и техническая керамика. 2006. № 7. С. 37.
3. *Буцык О. В., Хабас Т. А., Качаев А. А. и др.* Керамические материалы на основе карбидов кремния и бора // Известия вузов. Физика. 2013. Т. 56. № 7-2. С. 182.
4. *Гаршин А. П., Шумячер В. М., Пушкарев О. И.* Новые конструкционные материалы на основе карбида кремния. 2-е изд., испр. и доп. М.: Юрайт, 2023. 182 с.
5. *Житнюк С. В.* Влияние спекающих добавок на свойства керамики на основе карбида кремния (обзор // Труды ВИАМ. 2019. № 3 (75). С. 79.
6. *Житнюк С. В., Сорокин О. Ю., Журавлева П. Л.* Керамика на основе карбида кремния, полученная спеканием гранулированного порошка // Труды ВИАМ. 2020. № 2 (86). С. 50.
7. *Perevislov S. N., Markov M. A., Krasikov A. V., Bykova A. D.* Effect of SiC Dispersed Composition on Physical and Mechanical Properties of Reaction-Sintered Silicon Carbide // Refractories and Industrial Ceramics. 2020. V. 61. № 2. P. 211.
8. *Гаршин А. П., Шумячер В. М., Пушкарев О. И.* Керамический композиционный материал на основе карбида кремния и корунда с корундовой матрицей // Новые огнеупоры. 2014. № (1). С. 31.
9. *ПЕРЕВИСЛОВ С. Н., АФАНАСЬЕВА Л. Е., БАКЛАНОВА Н. И.* Механические свойства реакционно-спеченного карбида кремния, армированного карбидокремниевыми волокнами // Неорганические материалы. 2020. Т. 56. № 4. С. 446.
10. *Perevislov S. N., Tomkovich M. V., Markov M. A. et al.* The Influence of Dispersed Composition of SiC on the Physico-Mechanical Properties of Reactive-Sintered Silicon Carbide // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2020. V. 49. № 6. P. 511.
11. *Беляков А. Н., Марков М. А., Кравченко И. Н. и др.* Исследование структурных и физико-механических свойств реакционно-спеченных керамик на основе карбида кремния // Технология металлов. 2023. № 10. С. 2.
12. *Gates-Rector S., Blanton T.* The Powder Diffraction File: a quality materials characterization database // Powder Diffraction. 2019. № 34 (4). P. 1.
13. *Бурова Е. М.* База кристаллографических данных COD // Электронный научный журнал. 2021. № 9 (47). С. 14.
14. *ПЕРЕВИСЛОВ С. Н.* Оценка трещиностойкости реакционно-спеченных композиционных материалов на основе карбида бора // Новые огнеупоры. 2019. № 3. С. 49.
15. *Чайникова А. С., Сорокин О. Ю., Кузнецов Б. Ю. и др.* Исследование образцов из реакционно-спеченного карбида кремния визуальнo-оптическим и радиографическим методами неразрушающего контроля // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2022. № 88 (6). С. 46.
16. *Гнесин Г. Г., Осипова И. И., Ронталь Г. Д. и др.* Керамические инструментальные материалы. Киев: Техника, 1991. 390 с.
17. *Nesmelov D. D., Perevislov S. N.* Reaction Sintered Materials Based on Boron Carbide and Silicon Carbide // Glass and Ceramics. 2015. V. 71. № 9–10. P. 313.
18. *Sangsuwan P., Orejas J. A., Gatica J. E. et al.* Reaction-Bonded Silicon Carbide by Reactive Infiltration // Industrial & engineering chemistry research. 2001. V. 40. № 23. P. 5191.

19. *Wang Y.-X., Tan Sh.-H., Jiang D.-L.* The Fabrication of Reaction-Formed Silicon Carbide with Controlled Microstructure by Infiltrating a Pure Carbon Preform with Molten Si // *Ceramics international*. 2004. V. 30. №. 3. P. 435.
20. *Келина И. Ю., Ленский В. В., Голубева Н. А. и др.* Ударопрочная керамика на основе карбида кремния // *Огнеупоры и техническая керамика*. 2010. № 1–2. С. 17.
21. *Lashway R. W., Seshadri S. G., Srinivasan M.* Various Forms of Silicon Carbide and Their Effects on Seal Performance // *Lubrication Engineering*. 1984. V. 40. P. 356.
22. *Scafe E., Giunta G., Fabbri L. et al.* Mechanical Behavior of Silicon-Silicon Carbide Composites // *Journal of the European Ceramic Society*. 1996. V. 16. № 7. P. 703.
23. *Шварц А., Кумар М., Адамс Б., Филд Д.* Метод дифракции отраженных электронов в материаловедении / Пер. с англ. С. А. Иванова. М.: Техносфера, 2014. 544 с.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.9+629.33

ПОВЫШЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТОНКОСТЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ И ГОРНЫХ МАШИН

© 2024 г. С. С. Чибухчян^{1,*}, О. С. Чибухчян¹, Г. С. Чибухчян¹

¹Национальный политехнический университет Армении, Ереван, Армения

*e-mail: armenpack@mail.ru

Поступила в редакцию 18.10.2023 г.

После доработки 11.12.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

Приведены характеристики тонкостенных образцов из алюминиевого сплава марки 8011 и нержавеющей стали марки X18H9T после двустороннего ультразвукового упрочнения поверхностного слоя. Представлены зависимости изменения пределов текучести и относительных удлинений слоев образца из алюминиевого сплава марки 8011 и нержавеющей стали марки X18H9T после их разрыва от глубины упрочненного слоя. Приведены результаты экспериментов на разрез образца с ультразвуковым упрочнением. Определен коэффициент повышения осевой прочности образцов после ультразвукового упрочнения. Представлены микроструктуры разреза образца из алюминиевого сплава марки 8011 без двустороннего ультразвукового упрочнения и с упрочнением. Показано, что микроструктура после двустороннего ультразвукового упрочнения изменяется, появляются наноструктуры на глубине 20–30 мкм, размеры частиц составили 40–80 нмк.

Ключевые слова: транспорт, горные машины, прочность, ультразвуковое упрочнение, наноструктура

DOI: 10.31857/S0235711924020043, EDN: QWINDQ

Современное транспортное машиностроение является одной из ведущих отраслей экономики, обеспечивая мультипликативный эффект развития ряда отраслей и, в частности, инновационных технологий производства и применения новых материалов для деталей и агрегатов силовой установки, трансмиссии, кузовных элементов. Новые, более жесткие требования экологической безопасности, технологичности и эффективности производства заставляют применять новые материалы и технологии по повышению механических свойств материалов деталей.

Применение инновационных технологий в транспортном машиностроении позволяет обеспечить современные транспортные средства и горные машины такими качествами, как: улучшенная энергоэффективность и повышенные экологические показатели; энергосбережение, электрификация, интеллектуальные системы безопасности и управления; технологии информатизации и компьютеризации; технологии экологической, пассивной, активной безопасности и рециклинг; новые гибкие и адаптивные производственные технологии; расширение

применения новых конструкционных и эксплуатационных материалов (снижение массы транспортных средств).

Для транспортных средств различного назначения современные реалии диктуют новые требования снижения веса как отдельных агрегатов и механизмов, так и транспортного средства в целом, что позволяет непосредственно влиять на снижение эксплуатационных расходов и повышение технико-эксплуатационного качества. В связи с этим производители и разработчики транспортных средств на практике применяют разные легкие материалы и компоненты.

Легкие материалы, такие как высокопрочная сталь, алюминий, магний, углепластик, листовой формовочный композит и термопластичный полиолефин, позволяют увеличить пробег электромобилей на одной зарядке и сократить выбросы выхлопных газов у автомобилей с двигателями внутреннего сгорания (ДВС). При более глубоком подходе к замене деталей на облегченные (выпускной тракт, сиденья, маховик и др.) можно уменьшить массу автомобиля на 150–200 кг [1].

Одним из основных направлений развития материалов для кузова и других деталей транспортных средств является увеличение объема применения высокопрочных сталей в целях повышения безопасности и снижения массы транспортного средства. Необходимость снижения массы диктуется постоянным ужесточением экологических требований по уменьшению вредных веществ в выхлопе автомобиля [2].

В ближайшее десятилетие производители транспортных средств будут ускоренными темпами переходить от традиционных материалов, например, высокопрочной стали к ее инновационной версии, алюминию, пластику и композитным материалам. Снижение веса транспортных средств, например электромобилей, позволит увеличить их пробег на одной зарядке и сократить выбросы и расход топлива у автотранспортных средств с ДВС, в частности горных машин.

Сегодня также исследуются возможности повышения показателей надежности с учетом разных эксплуатационных факторов горных машин и автотранспортных средств [3].

Многие детали разных агрегатов и механизмов двигателя и трансмиссии транспортных средств, горных машин, систем управления, несущих систем, рабочего оборудования и кузова в процессе эксплуатации находятся в сопряжении с другими деталями, что приводит их к предельному состоянию из-за изнашивания. В результате этого происходит повышенный износ и в дальнейшем разрушение материала (рис. 1). Отрыв отдельных частиц и элементов от поверхности твердого тела, накопление его остаточной деформации при трении в итоге приводят к естественному постепенному изменению размеров, формы детали, что требует ремонта детали или ее замены.

Условия работы горных машин отличаются повышенным содержанием абразивных частиц и запыленностью воздуха, частым резким изменением динамических и тепловых нагрузок на детали двигателя, ходовой части, рабочего оборудования. Воздействие этих факторов ухудшает условия работы сопряженных элементов, вызывая определенные виды отказов вследствие перегрузок, усталостных явлений, действия силы трения и др.

В процессе работы машин под воздействием высоких нагрузок и внешней среды в результате изнашивания происходят изменения геометрических параметров, формы и массы в элементах ответственных деталей, узлов и агрегатов, что непосредственно влияет на эксплуатационные показатели работы машины.

Основным способом восстановления размеров и формы деталей является нанесение ремонтных покрытий (наплавка, напыление, гальваническое осаждение и др.) с последующей механической обработкой для обеспечения требуемой формы и размеров.

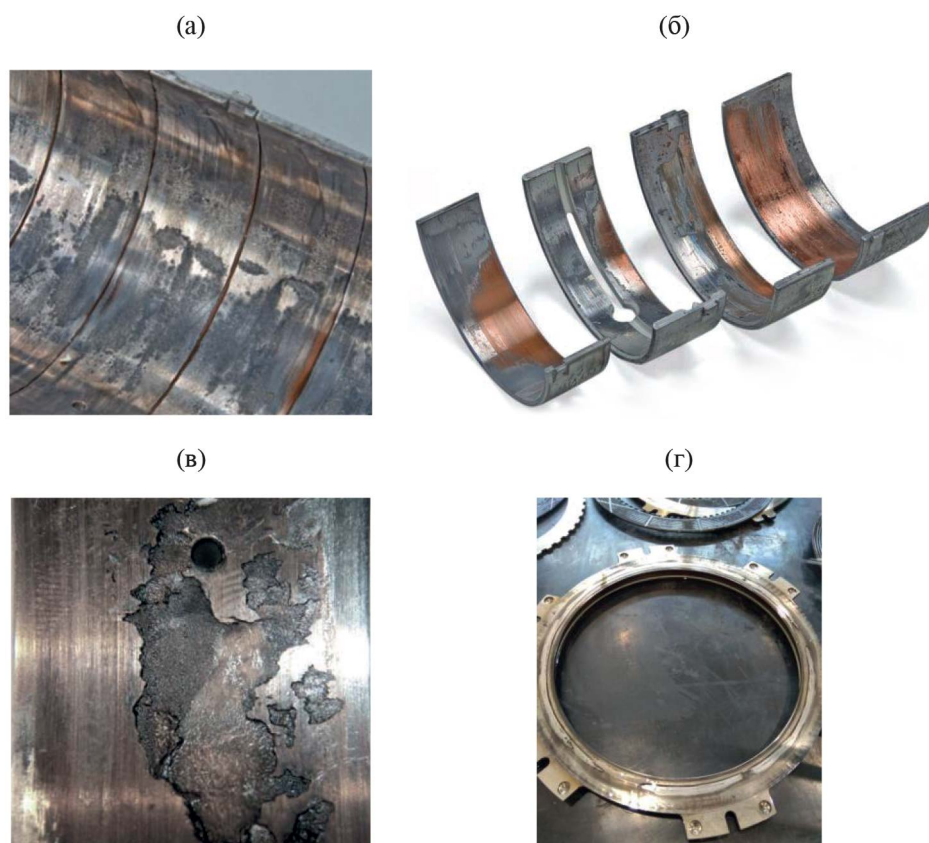


Рис. 1. Виды повреждений. Изношенные поверхности подшипников скольжения двигателя: (а) – рабочая изношенная поверхность; (б) – неравномерный износ; (в) – поврежденная рабочая поверхность подшипника скольжения; (г) – перегретые и изношенные диски пакетов автоматической коробки передач карьерных самосвалов.

В настоящее время эффективными методами по повышению износостойкости деталей и снижению изнашивания являются повышение прочности материала детали и ее поверхностной твердости с одновременным снижением шероховатости слоя трения. Такими технологиями, в частности, являются: изменение состава и структуры поверхностного слоя материала детали, нанесение износостойких покрытий и специальная финишная обработка поверхностей. Повышению механических свойств деталей с разными технологиями, в том числе с применением ультразвука, посвящены многие работы [4–8].

Большое влияние на эксплуатационные свойства восстанавливаемых деталей транспортных средств оказывает формирование и строение поверхностного слоя, расположенного под обработанной поверхностью и контактирующего с сопряженной деталью в процессе эксплуатации. Процессы, происходящие в поверхностных слоях, связанные с наклепом и разупрочнением, с повышением микротвердости и образованием остаточных напряжений, в итоге оказывают решающее влияние на эксплуатационные свойства деталей, в частности на работоспособность и надежность. Особенно сильное влияние на качество поверхностного слоя деталей

оказывает механическая обработка поверхности после наплавки, так как высокая твердость и прочность поверхностного слоя после наплавки приводит к резкому износу и поломкам традиционного лезвийного инструмента из твердых сплавов и металлокерамики. Кроме того, высокие силы резания и температуры приводят к образованию остаточных напряжений большой величины. Значительное влияние на износ и усталостную прочность имеет также знак, величина и глубина залегания поверхностных остаточных напряжений.

Основным источником возникновения остаточных напряжений в поверхностном слое является высокая теплонапряженность процесса механической обработки. Чем выше прочностные свойства обрабатываемого материала, тем более значительные тепловые потоки воздействуют на обрабатываемую деталь.

В настоящее время исследования в области ультразвукового (УЗК) пластического поверхностного деформирования (ППД) деталей машин проводятся в целях повышения их эксплуатационных характеристик [7, 9–15] и осуществляются ультразвуковым упрочнением их рабочих поверхностей с одной стороны, при этом, согласно известным результатам В.П. Алехина [5], на глубине 25–40 мкм создается наноструктура, которая способствует значительному повышению износостойкости рабочих поверхностей таких деталей. Таким образом, если деталь тонкостенная, то ее двустороннее ультразвуковое упрочнение может способствовать еще большему увеличению ее механических характеристик. До настоящего времени такие исследования не проводились, этим и обусловлена актуальность исследования.

Целью исследования является разработка способа ультразвукового двустороннего упрочнения тонкостенных листовых материалов для деталей транспортных средств, который позволит получить заготовки в виде упрочненных с двух сторон листовых материалов, из которых методами обработки давлением изготавливают тонкостенные детали машин.

С целью исследовать влияние УЗК ППД на механические свойства многослойного материала были изготовлены соответствующие образцы толщиной 20 мкм, согласно ГОСТ 618–2014, из материалов алюминиевого сплава марки 8011 и нержавеющей стали марки X18H9T. Образцы после обработки двусторонним УЗК были испытаны на разрыв в целях определения временного сопротивления, модуля Юнга, предела текучести и сравнительного удлинения. На этих данных были построены экспериментальные зависимости временного сопротивления и относительного удлинения от глубины упрочнения.

На основе проведенных исследований установлены экспериментальные зависимости изменения пределов текучести и относительных удлинений слоев после их разрыва от глубины упрочненного слоя для материала из алюминиевого сплава марки 8011 и нержавеющей стали марки X18H9T.

Экспериментальные исследования проведены с применением современных разрывных машин марок Tira Test 2300 и HOUNSFIELD HKS5 с компьютерным интерфейсом, которые позволяют измерять и регистрировать предел текучести, предел прочности, модуль Юнга и относительное удлинение испытываемых образцов до разрыва в реальном времени и осуществлять сбор экспериментальных результатов в отдельном файле. Для изучения зернистости структуры образцов до и после эксперимента использован микроскоп ZEISS AXIO VERT A1 с 1000-кратным увеличением. Виртуальные исследования проведены посредством программной среды ANSYS Multiphysics.

Виртуальные исследования показывают, что временное сопротивление в зависимости от глубины упрочненного слоя сначала снижается до середины разреза образца, а потом увеличивается до максимального значения. При этом чем больше значения параметров, определяющих пластические свойства исходного материала, тем выше сравнительное удлинение и пластичность тонкостенной детали после

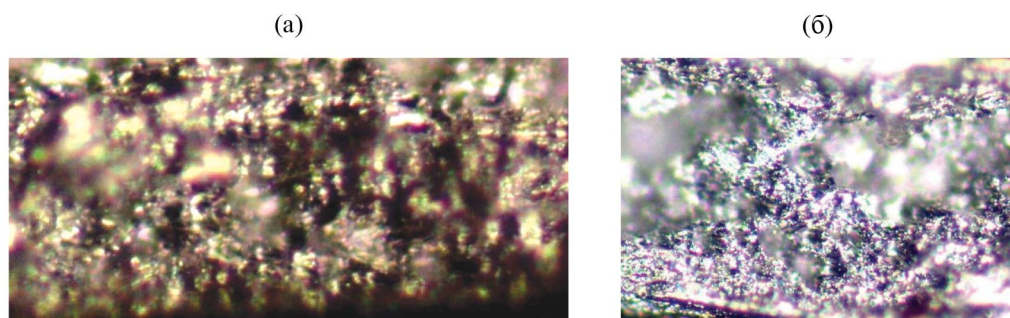


Рис. 2. Общий вид среза разреза образца из алюминиевого сплава марки 8011: (а) — без двустороннего УЗК упрочнения, с увеличением $\times 1000$; (б) — после двустороннего УЗК упрочнения, с увеличением $\times 1000$.

двустороннего УЗК. Сравнительное удлинение слоев увеличивается в два и более раза. Это возможно при появлении наноструктурных образований. С этой целью были сняты разрезы образцов с увеличением $\times 1000$ (рис. 2).

Измерения показали, что в исходном материале размеры частиц находятся в пределах 2–5 мкм для образца из алюминиевого сплава марки 8011, после двустороннего УЗК размеры частиц составили 40–80 нмк, при этом структуры с минимальными размерами появляются в начале второго слоя. Это доказывает известную теорию о появлении наноструктуры на глубине 20–30 мкм.

Такую же картину получаем и для образцов из материала Х18Н9Т с разницей, что в этом случае размеры наноструктуры находятся в пределах 70–100 Нм.

Результаты испытаний на срез образцов с двусторонним ультразвуковым упрочнением и без упрочнения показаны в табл. 1.

На основе полученных результатов можно определить, что во всех случаях в зависимости от материала двустороннее УЗК упрочнение позволяет повысить осевую жесткость до 22–36.7%, при этом чем выше пластические свойства материала, тем выше значения полученного коэффициента.

После двустороннего УЗК упрочнения по результатам экспериментальных исследований было определено также теоретическое значение коэффициента прочности K тонкостенной детали при осевом растяжении, результаты которой представлены в табл. 2.

Как видно из табл. 2, при двустороннем УЗК упрочнении коэффициент повышения осевой прочности увеличивается на 19.6–27.6%.

Таблица 1. Результаты экспериментов на разрез образцов УЗК упрочнением

Материал многослойного образца	Сила среза, H		Коэффициент увеличения осевой жесткости упрочненных образцов с УЗК
	без обработки УЗК	с двусторонней УЗК обработкой	
Алюминиевый сплав марки 8011	613.2	838.46	1.367
Нержавеющая сталь марки Х18Н9Т	4200.0	5524.5	1.315

Таблица 2. Теоретические результаты на разрез образца с УЗК упрочнением

Материал многослойного образца	Сила среза, H		Коэффициент повышения осевой прочности упрочненных образцов
	без УЗК упрочнения	двустороннее УЗК упрочнение	
Нержавеющая сталь марки X18H9T	4350	5513	1.268

Заключение. На основании проведенных исследований установлены экспериментальные зависимости изменения пределов текучести и относительных удлинений слоев после их разрыва от глубины упрочненного слоя. Установлено, что предел текучести в зависимости от глубины упрочненного слоя вначале уменьшается до срединного сечения, после чего увеличивается до своей наибольшей величины. Установлено также, что чем больше предел текучести упрочненного слоя, тем больше его относительное удлинение. Показано, что при одностороннем УЗК упрочнении коэффициент повышения осевой прочности увеличивается на 9.8–13.8%, а при двустороннем упрочнении – до 50%, с одновременным увеличением их пластичности, что дает возможность значительно улучшить условия штамповки сложных деталей транспортных и горных машин из таких пластин.

Финансирование работы. Работа выполнена без финансовой поддержки.

Конфликт интересов. Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. <https://abiznews.net/novosti/snizhenie-vesa-avtomobiley-vzov-i-vozmozhnosti-dlya-proizvoditeley-lakokrasotchnh-pokrtiy/>
2. Кудрявцев С. М., Пачурин Г. В., Соловьев Д. В., Власов В. А. Основы проектирования, производства и материалы кузова современного автомобиля: Монография: Под общей редакцией С. М. Кудрявцева. Н. Новгород: Нижегородский государственный технический университет им. Р. Е. Алексеева, 2010. 236 с.
3. Чибухчян Г. С., Стакян М. Г., Чибухчян О. С. Повышение несущей способности элементов конструкций транспортных средств по критерию коррозионной прочности // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. № 6. С. 91. <https://doi.org/10.1134/S0235711919060038>
4. Абрамов О. В., Хорбенко И. Г., Швецла Ш. Ультразвуковая обработка материалов. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
5. Алехин В. П. Получение нано- и субмикроструктурных структур в сталях с использованием ультразвуковой технологии // Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. 2012. № 8. С. 68.
6. Баласанян Б. С., Агбалян С. Г., Захарян А. А., Баласанян Б. А., Чибухчян О. С. О возможности повышения прочности и пластичности титановой фольги с ультразвуковым упрочнением ее поверхностей // Вестник НПУА. Механика, машиноведение, машиностроение. 2018. № 2. С. 76.
7. Палаев А. Г., Потапов А. И., Максarov В. В., Палаев Н. А. Технология, оборудование ультразвуковой упрочняюще-финишной обработки металлов и контроль качества // Станки и оборудование. 2011. № 6 (66). С. 37.
8. Панин В. Е., Сергеев В. П., Панин А. В. Наноструктурирование поверхностных слоев конструкционных материалов и нанесение наноструктурных покрытий. Томск: Изд-во. ТПУ, 2008. 286 с.
9. Зайцев К. В., Аралкин А. С. Применение ультразвука при обработке углеродистых сталей и титановых сплавов // Современные проблемы науки и образования. 2014. № 3. С. 659.

10. *Lebedev V.A., Kochubey A.A., Kirichek A.V.* The use of the rotating electromagnetic field for hardening treatment of details // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2017. V. 177. P. 1.
11. *Long Y., Li Y., Sun J., Ille I., Li J., Twiefel J.* Effects of process parameters on force reduction and temperature variation during ultrasonic assisted incremental sheet forming process // Int. J. of Advanced Manufacturing Technology. 2018. V. 97. P. 13.
12. *Megson T.H.G.* Aircraft Structures for Engineering Students. 6th edn. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2016. 910 p.
13. *Nima N., Majid R., Ramin H., Saeid A.* Improved microstructure and mechanical properties of sheet metals in ultrasonic vibration enhanced biaxial stretch forming // J. of Theoretical and Applied Vibration and Acoustics. 2019. V. 5 (1). P. 1.
14. *Ochi Y., Masaki K., Matsumura T., Sekino T.* Effect of shot-peening treatment on high cycle fatigue property of ductile cast iron // Int. J. of Fatigue. 2001. V. 23. P. 441.
15. *Bo Wu, Pangpang W., Young Sh., Jianxun Zh., Ri M.* Effect of ultrasonic nanocrystal surface modification on the fatigue behaviors of plasma-nitrided S45C steel // Surface and Coatings Technology. 2012. V. 213. P. 271.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК: 621.833.22

СИНТЕЗ ВНУТРЕННЕГО КОНИЧЕСКОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

© 2024 г. М. А. Халтурин

*Кузбасский государственный аграрный университет имени В.Н. Полецкого, Кемерово, Россия
e-mail: l-air@internet.ru*

Поступила в редакцию 19.03.2023 г.

После доработки 30.11.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

Представлена методика синтеза внутреннего конического зацепления по коэффициентам смещения профилей зубьев и межосевому углу. Выведены формулы для расчета качественных показателей: коэффициентов удельного скольжения, коэффициентов удельного давления и коэффициента перекрытия. Отмечено, что внутреннее коническое зацепление по сравнению с внешним характеризуется лучшими значениями качественных показателей. Приведенные расчетные зависимости положены в основу работы программы Internal bevel gears x64 для генерирования макросов моделирования такой передачи. Проектируемые детали можно изготовить на трех-, четырех- или пятикоординатном станке, а также на 3D-принтере.

Ключевые слова: коническая передача, внутреннее коническое зацепление, коэффициенты смещения, коэффициенты удельного скольжения, коэффициенты удельного давления, коэффициент перекрытия

DOI: 10.31857/S0235711924020054, EDN: QWHAML

Анализ современного состояния рассматриваемой проблемы. Внутреннее коническое зацепление представляет собой неортогональную угловую передачу. Главное преимущество такой передачи состоит в возможности компоновки валов под достаточно малым углом друг к другу.

Согласно рис. 1 и ГОСТ 19624–74 внешнее коническое зацепление существует в диапазоне межосевых углов $0–170^\circ$. При этом, начиная от 120° и выше, диапазон передаточных чисел такой передачи сокращается до 1.0–1.25 ввиду некоторых математических свойств эвольвенты, что делает из нее не редуктор, а передаточный механизм. Внутреннее коническое зацепление позволит решить такой недостаток, поскольку его ориентировочному рабочему диапазону $0–90^\circ$, отсчитываемому с диаметрально противоположной стороны, соответствуют углы расположения валов от 180° до 90° . Кроме того, такие передачи по аналогии с внутренними цилиндрическими передачами обладают лучшими качественными показателями. Диапазоны возможных передаточных чисел внутреннего конического зацепления являются достаточно широкими.

Внутреннее коническое зацепление ввиду неортогональности применяют в конструкциях прецессирующих и нутационных редукторов [1–3]. Также эти передачи могут использоваться для создания сложных движений, например, в робототехнике [3]. Альтернативой таким передачам являются плоскоконические, цилиндрикоконические [4] и другие неэвольвентные передачи. Тем не менее эвольвентные конические

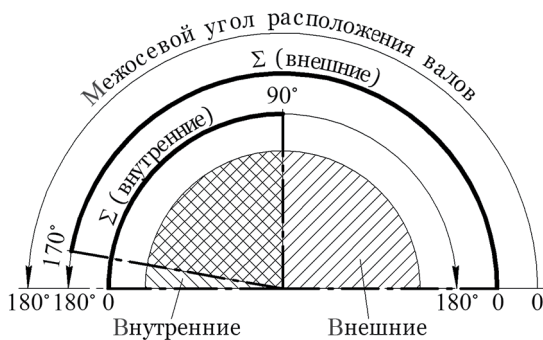


Рис. 1. Ориентировочные границы существования конических передач внешнего и внутреннего зацеплений в зависимости от межосевого угла Σ .

передачи внутреннего и внешнего зацеплений в большинстве случаев не уступают им в силовых и кинематических показателях, а при качественном проектировании — могут превзойти их по износостойкости.

Обоснование актуальности рассматриваемой проблемы. Одна из трудностей применения внутреннего конического зацепления заключается в сложности изготовления конического колеса (рис. 2, деталь 2) на стандартном оборудовании, поскольку зубострогальные станки для изготовления таких колес выпускались в основном только в США. Решением здесь может являться использование четырех- и пятикоординатных станков, позволяющих изготавливать детали со сложными поверхностями, в том числе и рассматриваемые колеса. Колеса с большим углом раствора начального конуса можно изготовить на трехкоординатных станках. Кроме того, изготовление таких колес небольшого размера возможно методом штамповки.

Другая проблема внутреннего конического зацепления состоит в его недостаточной изученности и практически полном отсутствии литературных сведений о нем.

Таким образом, изучение, математическое моделирование и проектирование внутреннего конического зацепления является актуальной проблемой.

Постановка задачи. Главной задачей является написание и вывод формул для расчета геометрических параметров и качественных показателей внутреннего кони-

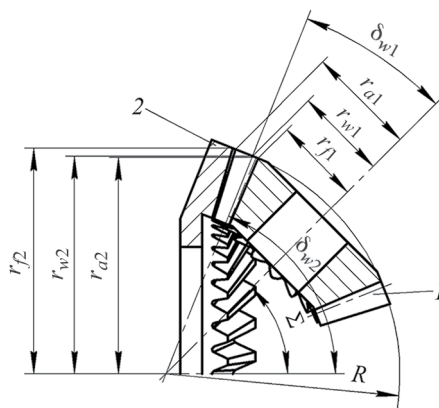


Рис. 2. Геометрические параметры внутреннего конического зацепления: 1 — шестерня; 2 — колесо.

ческого зацепления. Дополнительной задачей является рассмотрение вопросов его силового расчета и 3D-моделирования.

Изложение существа решения задачи. Проектирование внутреннего конического зацепления возможно с использованием специального приложения из САПР КОМПАС-3D. Однако эта функция доступна лишь в коммерческой версии. Кроме того, процесс проектирования такой передачи является закрытым и не располагает ее качественной оценкой.

Другие известные методы [5–7] проектирования конических передач не располагают профилированием внутреннего конического зацепления и являются не вполне доступными с практической точки зрения.

Тем не менее, следуя результатам изучения внешнего конического зацепления [8], можно получить математическую модель внутреннего конического зацепления.

Исходными данными для математического моделирования, как правило, являются (рис. 2): модуль m , мм; межосевой угол Σ , град; количество зубьев шестерни 1 – z_1 и колеса 2 – z_2 ; коэффициенты смещения профилей зубьев шестерни x_1 и колеса x_2 .

Первоначальной задачей является расчет таких показателей, как: радиусов оснований начальных конусов шестерни r_{w1} , мм, и колеса r_{w2} , мм; половин углов начальных конусов шестерни δ_{w1} , град, и колеса δ_{w2} , град; делительного конусного расстояния R , мм; радиусов оснований конусов впадин шестерни r_{f1} , мм, и колеса r_{f2} , мм; радиусов оснований конусов вершин шестерни r_{a1} , мм, и колеса r_{a2} , мм.

Указанные параметры можно найти следующим образом:

$$r_{w1} = \frac{0.5m(z_2 - z_1)\cos\alpha}{\left(\frac{z_2}{z_1} - 1\right)\cos\alpha_w},$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол профиля нормального исходного контура; α_w – фактический угол зацепления, который определяется по известной методике из эвольвентной функции $\text{inv } \alpha_w$;

$$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha + \frac{2(x_2 - x_1)\tan\alpha}{z_2 - z_1},$$

где $\text{inv } \alpha = 0.0149044$ – эвольвентная функция стандартного угла зацепления, равного 20° ;

$$\delta_{w1} = \arctan\left(\sin\Sigma\left(\frac{z_2}{z_1} - \cos\Sigma\right)^{-1}\right),$$

$$\delta_{w2} = \Sigma + \delta_{w1},$$

$$R = \frac{r_{w1}}{\sin\delta_{w1}}, r_{w2} = R \sin\delta_{w2}.$$

Радиусы оснований конусов впадин можно определить по аналогии с внешним коническим зацеплением:

$$r_{f1} = r_1 + (x_1 - 1.25)m\cos\delta_{w1},$$

$$r_{f2} = r_2 + (x_2 + 1.25)m\cos\delta_{w2},$$

где $r_1 = 0.5mz_1$ и $r_2 = 0.5mz_2$ – радиусы оснований делительных конусов шестерни и колеса, мм.

Расчет радиусов оснований конусов вершин должен обеспечивать сохранение зазора в зацеплении $0.25m$ на поверхности обратного конуса:

$$r_{a1} = \sqrt{E^2 + F^2} \sin \left[\arctan \left(\frac{F}{E} \right) - \Sigma \right], \quad (1)$$

$$r_{a2} = \sqrt{G^2 + H^2} \sin \left[\arctan \left(\frac{H}{G} \right) + \Sigma \right], \quad (2)$$

где $E = R \cos \delta_{w2} - (r_{f2} - r_{w2} - 0.25m \cos \delta_{w2}) \tan \delta_{w2}$; $F = r_{f2} - 0.25m \cos \delta_{w2}$,
 $G = R \cos \delta_{w1} + (r_{w1} - r_{f1} - 0.25m \cos \delta_{w1}) \tan \delta_{w1}$; $H = r_{f1} + 0.25m \cos \delta_{w1}$.

При равенстве коэффициентов смещения

$$x_1 = x_2 \quad (3)$$

радиусы оснований конусов вершин можно определить по более простым зависимостям:

$$r_{a1} = r_1 + (x_1 + 1)m \cos \delta_{w1},$$

$$r_{a2} = r_2 + (x_2 - 1)m \cos \delta_{w2}.$$

Зная радиусы, можно выполнить сферическую эвольвенту зуба внешнего и внутреннего зацеплений по координатам ее точек (рис. 3):

$$x_{\ominus e} = a \cos \delta_{w1} + b \sin \delta_{w1} \sin \alpha_w,$$

$$y_{\ominus e} = a \sin \delta_{w1} \sin \theta + b \cos \alpha_w \cos \theta - b \sin \theta \cos \delta_{w1} \sin \alpha_w,$$

$$z_{\ominus e} = -a \sin \delta_{w1} \cos \theta + b \cos \alpha_w \sin \theta + b \cos \theta \cos \delta_{w1} \sin \alpha_w,$$

где $a = \sqrt{R^2 - b^2}$ и $b = R \sin \left(\frac{P\widehat{N}_i \cos \alpha_w}{R} \right)$ – отрезки, указывающие точки эвольвенты на рис. 3 (a_0 и b_0 – на крайнюю нижнюю точку, a_n и b_n – на крайнюю верхнюю точку);

$\theta = -\arctan \left(\frac{y_N}{z_N} - \frac{\alpha_{Sw}}{2} \right)$ – угол между плоскостями, проходящими через ось X (прямую OO_1) и точки P и N_i соответственно (здесь y_N и z_N – координаты точки N_i в системе $OXYZ$; α_{Sw} – толщина зуба шестерни 1 при профилировании эвольвенты как шестерни 1, так и колеса 2, поскольку толщина впадины между зубьями на колесе равна толщине зуба шестерни).

Величины для расчета угла θ :

$$y_N = -r_{w1} \sin \left(\frac{P\widehat{N}_i}{r_{w1}} \right),$$

$$z_N = r_{w1} \cos \left(\frac{P\widehat{N}_i}{r_{w1}} \right),$$

$$\alpha_{Sw} = 2 \left[\frac{m (0.5\pi + 2x_1 \tan \alpha)}{2r_1} + \text{inw } \alpha - \text{inw } \alpha_w \right].$$

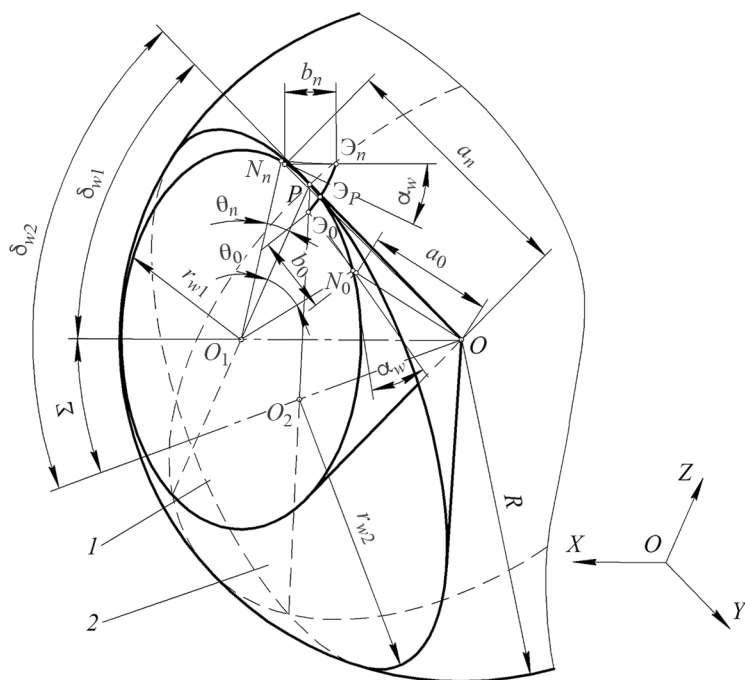


Рис. 3. Образование сферической эвольвенты внутреннего конического зацепления: 1 — шестерня; 2 — колесо.

Следующим важным этапом является расчет качественных показателей проектируемой передачи: коэффициентов удельного скольжения $\lambda_{1\max}$, $\lambda_{2\max}$, $\lambda_{1\min}$, $\lambda_{2\min}$; коэффициентов удельного давления ϑ_1 , ϑ_2 ; коэффициента перекрытия ε .

Зависимости для определения этих показателей можно получить из рассмотрения механизма зацепления. На рис. 4 показано образование точек A и B , которые являются касательными точками поверхности S радиуса R к основаниям конусов эволют радиусами r_{b1} и r_{b2} . Из этих точек отмеряется радиус кривизны эвольвенты шестерни и колеса. При нахождении контакта зубьев в полюсе зацепления P радиусы кривизны эвольвенты шестерни AP и колеса BP будут определяться по формулам

$$AP = R \arccos \left(\cos \delta_{w1} \left[1 - \left(\frac{r_{b1}}{R} \right)^2 \right]^{-0.5} \right),$$

$$BP = R \arccos \left(\cos \delta_{w2} \left[1 - \left(\frac{r_{b2}}{R} \right)^2 \right]^{-0.5} \right),$$

где основания конусов эволют шестерни и колеса определяются стандартным способом:

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha, r_{b2} = r_2 \cos \alpha.$$

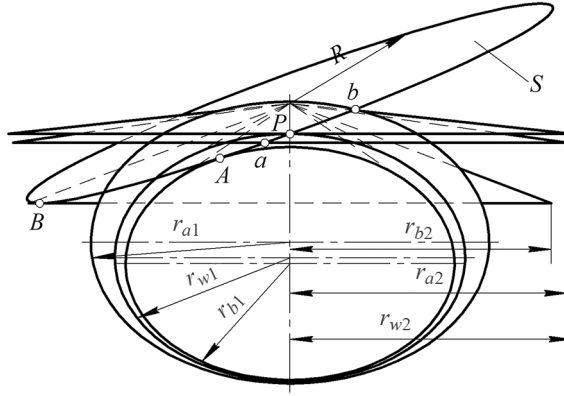


Рис. 4. Образование радиусов кривизны эвольвент и траектории зацепления ab .

В местах пересечения поверхности S с основанием конусов вершин колеса и шестерни образуются точки: a — точка начала (конца) контакта зубьев; b — точка конца (начала) контакта зубьев. Дуга ab по аналогии с цилиндрической зубчатой передачей представляет собой траекторию зацепления. Радиусы кривизны эвольвент в этих точках будут определяться как

$$Ba = R \arccos \left(\cos \left[\arctan \left(\frac{H}{G} \right) + \Sigma \right] \cos^{-1} \left[\arcsin \left(\frac{r_{b2}}{R} \right) \right] \right),$$

$$Ab = R \arccos \left(\cos \left[\arctan \left(\frac{F}{E} \right) - \Sigma \right] \cos^{-1} \left[\arcsin \left(\frac{r_{b1}}{R} \right) \right] \right),$$

где H, G, F, E — элементы формул (1) и (2):

$$Aa = |Ba - AB|, Bb = AB + Ab,$$

где $AB = BP - AP$ при δ_{w2} меньше 90° ; $AB = AP + BP$ при δ_{w2} больше 90° .

Коэффициенты удельного скольжения:

$$\lambda_{1\max} = \left(1 - \frac{1}{U} \right) \frac{Ba - BP}{Aa},$$

$$\lambda_{2\max} = (1 - U) \frac{Ab - AP}{Bb},$$

$$\lambda_{1\min} = \left(1 - \frac{1}{U} \right) \frac{Ab - AP}{Ab},$$

$$\lambda_{2\min} = (1 - U) \frac{Ba - BP}{Ba},$$

где $U = \frac{z_2}{z_1}$ — передаточное число.

Коэффициенты удельного давления можно представить в виде

$$\vartheta_1 = m \frac{Ba - Aa}{Ba \cdot Aa}, \vartheta_2 = m \frac{Bb - Ab}{Bb \cdot Ab}.$$

Коэффициент перекрытия

$$\varepsilon = \frac{Ab - Aa}{\pi m \cos \alpha}.$$

Обсуждение результатов в научном и прикладном аспектах. Представленная методика реализована в программе Internal bevel gears x64¹, написанной в рамках настоящего исследования. Эта программа использовалась при 3D-моделировании.

В качестве объекта моделирования было принято внутреннее коническое зацепление с числом зубьев шестерни $z_1 = 17$ и колеса $z_2 = 34$; модуль зацепления $m = 2$ мм; угол передачи $\Sigma = 60^\circ$. Результаты расчета приведены в табл. 1.

Выбор таких параметров объясняется тем, что здесь половина угла раствора начального конуса колеса δ_{w2} становится равной 90° . Поэтому возникает множество проблем при создании проекций эскизов, поскольку косинус 90° равен 0. Тем не менее программа Internal bevel gears x64 запрограммирована соответствующим образом на выполнение поставленной задачи.

Таблица 1. Геометрические и качественные показатели исследуемых передач

Деталь	Шестерня/колесо
Модуль m , мм	2
Межосевой угол Σ , град	60
Числа зубьев z_1/z_2	17/34
Коэффициенты смещения профилей зубьев x_1/x_2	0.5/0.5
Делительное конусное расстояние R , мм	34
Диаметры оснований начальных конусов d_{w1}/d_{w2} , мм	34/68
Половины углов раствора начальных конусов δ_{w1}/δ_{w2} , град	30/90
Фактический угол зацепления α_w , град	20
Диаметры оснований конусов эволют d_{b1}/d_{b2} , мм	31.95/63.899
Диаметры оснований конусов впадин d_{f1}/d_{f2} , мм	31.402/68.0
Диаметры оснований конусов вершин d_{a1}/d_{a2} , мм	39.196/68.0
Коэффициенты удельного скольжения $\lambda_{1\max}/\lambda_{2\max}$	−0.395/0.246
Коэффициенты удельного скольжения $\lambda_{1\min}/\lambda_{2\min}$	0.058/−0.107
Коэффициент перекрытия ε	1.58
Коэффициенты удельного давления ϑ_1/ϑ_2	0.501/0.12

¹ Доступна по ссылке: <https://disk.yandex.ru/d/dR94MdQfdDsHzA>

Коэффициенты смещения для внутреннего конического зацепления рекомендуется принимать положительными и равными друг другу (3). В табл. 2 приведены рекомендуемые значения коэффициентов смещения, полученные в целях минимизации значений коэффициентов удельного скольжения $\lambda_{1\max}$, $\lambda_{2\max}$, $\lambda_{1\min}$, $\lambda_{2\min}$. Для рассматриваемого случая рекомендуемые коэффициенты смещения x_1 и x_2 составили 0.5.

Согласно предлагаемой методике, колесо внутреннего конического зацепления существует при значениях половины угла раствора начального конуса δ_{w2} до 90° . При переходе через эту отметку такое колесо становится колесом внешнего зацепления.

Из анализа результатов (табл. 1) можно сделать вывод о целесообразности применения внутреннего конического зацепления, поскольку оно обладает сравнительно низкими абсолютными значениями коэффициентов удельного скольжения $\lambda_{1\max}$, $\lambda_{2\max}$, $\lambda_{1\min}$, $\lambda_{2\min}$ (для передач внешнего конического зацепления значения коэффициентов удельного скольжения обычно всегда выше единицы). Максимальные значения коэффициентов удельного давления также ниже в сравнении с внешним коническим зацеплением, что говорит о невысоких контактных напряжениях.

Таблица 2. Ориентировочные значения коэффициентов смещения для внутреннего конического зацепления

Межосевой угол Σ , град	Число зубьев z_1	Ориентировочные коэффициенты смещения $x_1 = x_2$ при передаточном числе U						
		1.25	1.6	2	2.5	3.15	4	5
15	12	0.5	—	—	—	—	—	—
	14	0.5	0.4	0.4	—	—	—	—
	16–20	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
30	12	0.5	0.4	—	—	—	—	—
	14	0.5	0.5	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4
	16–20	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
45	12	0.4	0.5	0.4	—	—	—	—
	14	0.4	0.5	0.5	0.4	0.4	0.4	0.4
	16	0.4	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
	20	0.3	0.4	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
60	12	—	0.5	0.4	0.4	—	—	—
	14	0.3	0.5	0.5	0.4	0.4	0.4	0.4
	16–20	0.3	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
75	12	—	0.5	—	—	—	—	—
	14	—	0.4	0.5	0.4	0.4	0.4	0.4
	16	—	0.4	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
	20	0.2	0.4	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5

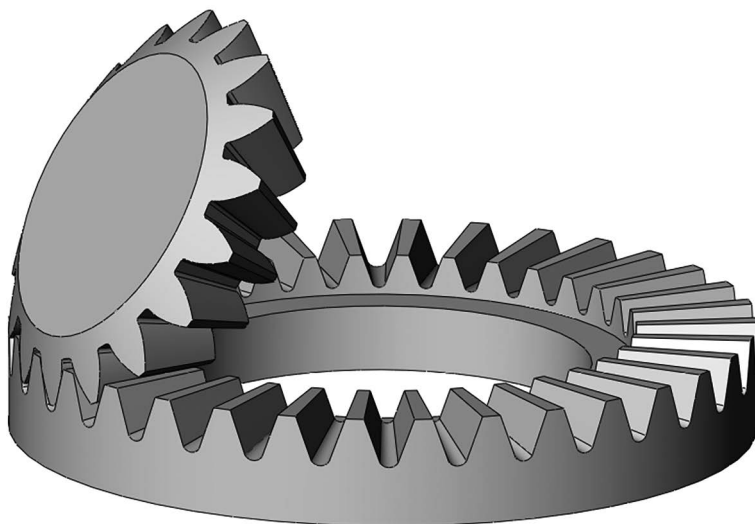


Рис. 5. 3D-модель внутреннего конического зацепления.

Последние можно рассчитать по формуле Герца, адаптированной под внутреннее коническое зацепление

$$\sigma_H = 1.18 \sqrt{\frac{T_1 K_H E_{\text{ПР}} (\cos \delta - \cos \delta U^{-1})}{\theta_H [d_{w1} (R - 0.5b) R^{-1}]^2 b \sin 2\alpha_w}},$$

где $\theta_H = 0.85$ – опытный коэффициент; K_H – коэффициент величины нагрузки; b – ширина зацепления, м; $E_{\text{ПР}}$ – приведенный модуль упругости, МПа; T_1 – крутящий момент на валу шестерни.

Дальнейшим этапом является проверка полученного значения на соответствие допускаемым контактным напряжениям по общеизвестной методике

$$\sigma_H \leq [\sigma_H].$$

3D-модель² рассматриваемой передачи приведена на рис. 4.

Выводы. 1. Представлена оригинальная методика синтеза внутреннего конического зацепления. Выведены формулы для расчета основных геометрических и качественных показателей рассматриваемой передачи. Приведена таблица рекомендуемых коэффициентов смещения. **2.** Согласно полученным данным, внутреннее коническое зацепление характеризуется низкими коэффициентами удельного скольжения (менее единицы), что является одним из главных его преимуществ. Кроме того, для такой передачи характерно достижение значительных передаточных чисел во всем рабочем диапазоне (табл. 2). **3.** Предложена программа для расчета

² Методика 3D-моделирования визуально продемонстрирована:
<https://zen.yandex.ru/id/62484be80e870f43abcb18cb>

и 3D-моделирования такой передачи, что делает представленную методику доступной. 4. Недостатком рассматриваемой передачи является невозможность изготовления колеса внутреннего зацепления на стандартном оборудовании, однако его можно изготовить на трех-, четырех- или пятикоординатном станке.

Финансирование. Данная работа финансировалась за счет средств бюджета Кузбасского государственного аграрного университета имени В.Н. Полецкого. Никаких дополнительных грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

Конфликт интересов. Автор заявляет, что у него нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Lin Z., Yao L., Xie Z.* Dynamic modal analysis of double-sided meshing nutation drive with double circular arc spiral bevel gears // *Mechanical Sciences*. 2020. V. 11. № 1. P. 115.
<https://doi.org/10.5194/ms-11-115-2020>
2. *Zhang D., Wang Z., Yao L., Xie D.* Mathematical modeling and machining of the internal double-arc spiral bevel gear by finger milling cutters for the nutation drive mechanism // *Machines* 2022. V. 10. № 663. P. 1.
<https://doi.org/10.3390/machines10080663>
3. *Cai Y., Yao L., Zhang J., Xie Z., Hong J.* Feasibility analysis of using a two-stage nutation drive as joint reducer for industrial robots // *J. of Mechanical Science and Technology*. 2019. V. 33. № 4. P. 1799.
<https://doi.org/10.1007/s12206-019-0332-z>
4. *Lopatin B. A., Zaynetdinov R. I.* Cutting teeth of non-involute gears of the cylinder-conical internal transmission of internal gearing // *Proceedings of the 4th International conference on industrial engineering ICIE2018: Lecture notes in mechanical engineering*, Москва, 15–18 мая 2018 г., 2019. P. 1201.
https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_125
5. *Chen M., Xiong X., Zhuang W.* Design and Simulation of Meshing Performance of Modified Straight Bevel Gears // *Metals*. 2021. V. 11 (1). P. 33.
<https://doi.org/10.3390/met11010033>
6. *Jiang J., Liu Z., Liu H.* Design and analysis for straight bevel gears with easy-off flank modification based on minimal wear // *Hsi-An Chiao Tung Ta Hsueh*. 2020. V. 54 (6). P. 115.
<https://doi.org/10.7652/xjtub202006013>
7. *Acinapura A., Fragomeni G., Greco P. F., Mundo D., Carbone G., Danieli G.* Design and Prototyping of Miniaturized Straight Bevel Gears for Biomedical Applications // *Machines*. 2019. V. 7 (2). P. 1.
<https://doi.org/10.3390/machines7020038>
8. *Fuentes-Aznar A., Gonzalez-Perez I., Pasapula H. K.* Computerized Design of Straight Bevel Gears with Optimized Profiles for Forging, Molding, or 3D Printing // *Thermal Processing*.
<https://thermalprocessing.com/computerized-design-of-straight-bevel-gears-with-optimized-profiles-for-forging-molding-or-3d-printing>

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 621.892

**КОМПЛЕКСНАЯ МЕТОДИКА
ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ СМАЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ МАСЕЛ
С ТВЕРДЫМИ МИКРО/НАНОДОБАВКАМИ**

© 2024 г. А. Б. Тохметова

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия**e-mail: aygerim.tokhmetova@mail.ru*

Поступила в редакцию 17.10.2023 г.

После доработки 01.12.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

В настоящей статье разработана комплексная методика исследования смазочной способности масел с твердыми микро/нанодобавками, включающая математические модели, позволяющие оценить температуру при сдвиге и переменной скорости в слое, рассчитан динамический градиент температуры по толщине, переменная толщина, момент трения и температура.

Ключевые слова: моторное масло, фуллерен C_{60} , расчет температуры смазочного слоя, момент трения, гидродинамическая смазка

DOI: 10.31857/S0235711924020066, **EDN:** QWFGIS

В исследованиях авторов [1–15] установлено, что микро/наночастицы графита, молибденита, серпентинита, дисульфида вольфрама, наночастиц углерода обеспечивают повышение антифрикционных и противоизносных характеристик смазочных масел. В настоящее время отсутствуют методологии подбора таких композиций, поэтому создание смазочных композиций на основе масел с микро/нанодобавками проводится чисто эмпирически. Поэтому актуальной задачей становится разработка расчета толщины смазочного слоя, момента трения, температуры смазочного слоя, градиента температуры и вязкости. В качестве основы исследуемых смазочных композиций использовали полусинтетическое моторное масло Mobil Ultra SAE 10W-40. В качестве добавок использовали фуллерен C_{60} .

На качество смазочного материала при трении оказывает влияние градиент температуры в слое смазки. При высоких скоростях скольжения снижается ресурс работы смазочного слоя, поэтому для определения средней температуры и градиента температуры по толщине смазочного слоя в настоящей статье разработаны математические модели.

Целью статьи является разработка комплексной методики исследования трибологических (антифрикционных, противоизносных), температурных и вязкостных характеристик жидких смазочных материалов, включающих твердые микро/нанодобавки, для увеличения ресурса функционирования смазочного материала, повышения его трибологических свойств и верификация с экспериментальными данными.

Методы исследования. Математическая модель для расчета средней температуры на основе энергетического баланса трения при переменной скорости сдвига в смазоч-

ном слое. Нагрев смазочного материала в парах трения скольжения влияет на качество смазочного материала. Тепловой поток, генерируемый в смазочном слое Q , находится по формуле

$$Q = Q_1 + Q_2, \quad (1)$$

где Q_1, Q_2 — тепловой поток, генерируемый в подвижной и неподвижной поверхности соответственно.

С использованием закона сохранения энергии мощность трения со смазкой приравняем к удельной теплоте, генерируемой в смазочном слое за один оборот t :

$$\tau v_0 \left(1 - \frac{z}{H} \right) t = \frac{Q}{A}, \quad (2)$$

где τ — напряжения сдвига; v_0 — скорость сдвига; z — координата; H — высота смазочного слоя; A — площадь контакта.

После преобразований получим математическую модель для расчета средней температуры на основе энергетического баланса пары трения при переменной скорости сдвига в смазочном слое:

$$\theta = \frac{\tau v_0 \left(1 - \frac{z}{H} \right) \sqrt{t}}{1.73 \left(\sqrt{\lambda_1 c_1 \rho_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 \rho_2} \right)}. \quad (3)$$

Математическая модель для расчета градиента температуры при переменной скорости сдвига в смазочном слое. Рассмотрим аналитическое и численное решение краевой задачи на основе одномерного уравнения теплопроводности. Дифференциальное уравнение теплопроводности Фурье примет вид

$$\frac{\partial \theta}{\partial t} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \quad (a = \text{const} > 0). \quad (4)$$

Начальные и граничные условия запишутся следующим образом:

$$t = 0: \theta(z, 0) = 0, 0 < z < H;$$

$$z = 0: \lambda \frac{\partial \theta}{\partial z} = \alpha \tau v_0 \left(1 - \frac{z}{H} \right), t > 0; \quad (5)$$

$$z = H: \theta(\infty, t) = 20,$$

где α — коэффициент распределения теплоты между смазкой и вращающейся со скоростью v_0 поверхности. Для того чтобы дать полное математическое описание рассматриваемой задачи, необходимо еще задать физические условия однозначности. Теплофизические свойства смазочного материала:

$$\lambda = 0.134 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}, \quad \rho = 892 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}, \quad c = 2000 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}.$$

Аналитическое решение краевой задачи (4), (5) получено методом преобразования Лапласа. Общее решение уравнения (4) будет иметь вид

$$\theta(z, p) = Ae^{-\sqrt{\frac{p}{a}}z} + Be^{\sqrt{\frac{p}{a}}z}. \quad (6)$$

После подстановки граничных условий в (6) решение краевой задачи получаем в виде

$$\theta(z, p) = \frac{\alpha\tau\nu_0\sqrt{a}}{\lambda p\sqrt{p}} \left(1 - \frac{z}{H}\right) e^{-\sqrt{\frac{p}{a}}z}. \quad (7)$$

С помощью таблиц интегральных преобразований проведем обратный переход к оригиналу и получим решение краевой задачи:

$$\begin{aligned} \theta(z, t) = & \frac{\alpha\tau\nu_0\sqrt{a}}{\lambda\sqrt{\pi}} \left(1 - \frac{z}{H}\right) \times \\ & \times \left\{ \frac{2e^{-\frac{z^2}{4at}}\sqrt{t}}{\sqrt{\pi}} - \frac{z}{\sqrt{a}} \left(1 - \left(\frac{z}{2\sqrt{at}}\right)\right) \right\}. \end{aligned} \quad (8)$$

Для численного решения задачи заменим дифференциальные операторы в (4) на их конечно-разностные аналоги и получим систему линейных алгебраических уравнений (СЛАУ):

$$\begin{aligned} \rho c \frac{\theta_i^{n+1} - \theta_i^n}{k} &= \lambda \left(\frac{\theta_{i+1}^{n+1} - 2\theta_i^{n+1} + \theta_{i-1}^{n+1}}{h^2} \right), \\ i &= 2, \dots, N-1, n \geq 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Предположим, что существуют такие наборы чисел α_i и β_i ($i = \underline{1, N-1}$), при которых

$$\theta_i^{n+1} = \alpha_i \theta_i^{n+1} + \beta_i, \quad (10)$$

т. е. система уравнений (9) преобразуется в двухточечное уравнение первого порядка (10):

$$\theta_i^{n+1} = \frac{A_i}{B_i - C_i \alpha_{i-1}} \theta_i^{n+1} + \frac{C_i \beta_{i-1} - F_i}{B_i - C_i \alpha_{i-1}}. \quad (11)$$

Таким образом,

$$\left\{ \begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{2a\tau}{2a\tau + h^2}, \\ \beta_1 &= \frac{h^2}{2a\tau + h^2} \theta_1^n + \frac{2ah\tau_1\alpha\tau\nu_0}{\lambda(2a\tau + h^2)} \left(1 - \frac{z}{H}\right). \end{aligned} \right. \quad (12)$$

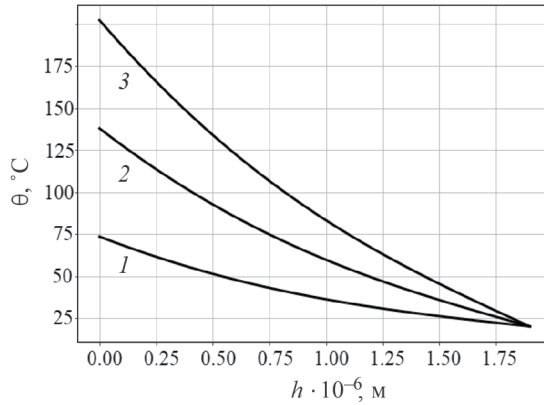


Рис. 1. Распределение температуры смазочного слоя при напряжениях сдвига с использованием неявной разностной схемы: 1 – $1 - \tau = 51.72 \cdot 10^4$ Па; 2 – $1 - \tau = 103.44 \cdot 10^4$ Па; 3 – $1 - \tau = 155.17 \cdot 10^4$ Па.

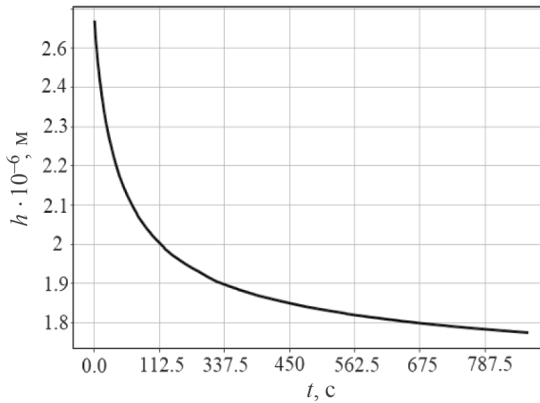


Рис. 2. Зависимость толщины смазочного слоя от времени.

На рис. 1 приведены результаты расчетов по поставленной задаче при $\alpha = 0.5$; $H = 2$ мкм через 15 мин процесса нагрева. Разница между аналитическим и численным решениями составляет 4%.

Математическая модель для расчета толщины смазочного слоя, момента трения и температуры смазочного слоя при переменной вязкости смазочного материала. Рассмотрим нестационарную задачу о скольжении поверхности по неподвижной поверхности, на которую нанесена вязкая жидкость. Математическая постановка задачи включает в себя систему уравнений: нестационарное уравнение Рейнольдса; уравнение давления, развиваемое в смазочном слое; уравнение Баруса и уравнение энергии. В безразмерных переменных система уравнений принимает вид

$$\frac{\partial^2 \underline{p}}{\partial \underline{x}^2} = \frac{1}{\underline{h}^3} \cdot \frac{\partial \underline{h}}{\partial \underline{t}}; \quad (13)$$

$$\int_1^R \underline{x} \cdot \underline{p}(\underline{x}) d\underline{x} = 1; \quad (14)$$

$$\underline{\mu} = \mu_0 \exp(G \underline{p}) \exp(-\Omega \underline{T} + \delta); \quad (15)$$

$$\frac{\partial \underline{T}}{\partial t} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \underline{T}}{\partial t} \right) + \frac{\partial^2 \underline{T}}{\partial z^2}; \quad (16)$$

$$\underline{p}(1, \underline{t}) = \underline{p}(R, \underline{t}) = 0. \quad (17)$$

Ниже представлены результаты расчетов параметров смазочного слоя при $R = 1.4$; $G = 0.00015$; $\delta = 1.8 \cdot 10^{-6}$; $\Omega = 0.9 \cdot 10^{-7}$.

Численное решение системы интегро-дифференциальных уравнений получено методом прогонки. Был разработан программный комплекс на языке программирования Delphi [16].

На рис. 2 показаны результаты расчета толщины смазочного слоя от времени.

В табл. 1, 2 представлены величины момента трения и температуры, полученные для смазочного материала, состоящего из масла SAE 10W-40 и фуллеренов C_{60} . Концентрация фуллеренов в масле изменялась в пределах 0.2–2.0%.

Проведенные расчеты показывают, что увеличение концентрации фуллерена в масле снижало момент трения в среднем в 2.2 раза при нагрузках 80 и 200 Н. При этом значения момента сил с нагрузкой 200 Н в 3 раза ниже значений с нагрузкой 80 Н.

Таблица 1. Расчетный момент трения смазочных слоев масла SAE 10W-40 при различной концентрации фуллеренов C_{60} и нагрузки

Концентрация фуллеренов, %	M , Н·м ($N = 80$ Н)	M , Н·м ($N = 200$ Н)
0	0.28	0.090
0.2	0.19	0.070
0.8	0.18	0.060
1.0	0.17	0.050
1.5	0.15	0.047
2.0	0.13	0.040

Таблица 2. Расчетная температура смазочных слоев масла SAE 10W-40 при различной концентрации фуллеренов C_{60} и нагрузки

Концентрация фуллеренов, %	θ , °C ($N = 80$ Н)	θ , °C ($N = 200$ Н)
0	82.6	73.0
0.2	66.7	68.0
0.8	63.8	64.0
1.0	58.0	55.8
1.5	53.0	51.0
2.0	50.0	50.0

С ростом концентрации фуллерена в смазочном масле снижалась температура смазочного слоя в 1.4 раза при нагрузках 80 и 200 Н. Максимальное снижение момента трения и температуры смазочного слоя наблюдали при смазке с 2% фуллеренов C_{60} .

Верификация теоретических и экспериментальных данных. Графические зависимости опытных и теоретических данных момента трения от концентрации фуллеренов в моторном масле при различной нагрузке показаны на рис. 3. Отличие этих данных показало хорошую корреляцию. Значения экспериментальных данных отличаются от теоретических не более чем на 16%.

Зависимости опытных и теоретических данных температуры смазочного слоя от концентрации фуллеренов в моторном масле при нагрузках 80 и 200 Н приведены на рис. 4. Значения данных отличаются друг от друга не более чем на 20%.

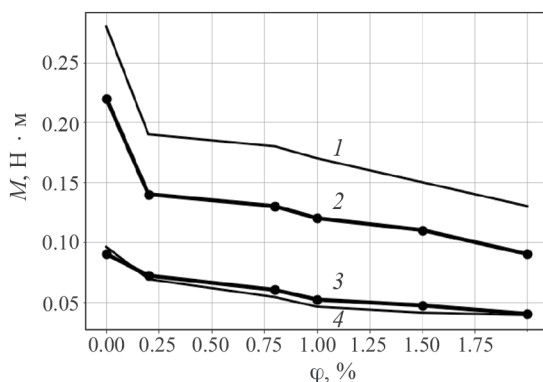


Рис. 3. Зависимость момента трения от концентрации фуллеренов: 1 – теоретические данные при нагрузке 80 Н; 2 – экспериментальные данные при нагрузке 80 Н; 3 – экспериментальные данные при нагрузке 200 Н; 4 – теоретические данные при нагрузке 200 Н.

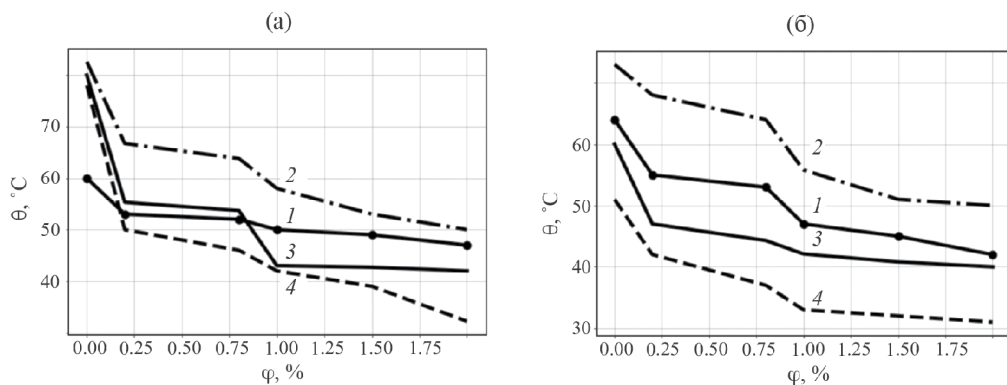


Рис. 4. Зависимость температуры смазочного слоя от концентрации фуллеренов: (а) – нагрузка 80 Н; (б) – нагрузка 200 Н; 1 – экспериментальные данные; 2 – температуры, рассчитанные математической моделью, построенной на основе модифицированного уравнения Рейнольдса с переменной вязкостью; 3 – температуры, рассчитанные моделью, построенной на основе уравнения Фурье; 4 – теоретические данные, рассчитанные моделью, построенной на основе энергетического баланса трения.

Выводы. Разработана комплексная методика повышения трибологических свойств моторного масла с твердыми добавками, состоящая из моделей: 1) расчета температуры смазочного слоя при переменной скорости сдвига; 2) расчета градиент температуры смазочного слоя с микро/нанодобавками при переменной скорости сдвига смазочных слоев; 3) программного комплекса для расчета момента трения, толщины и температуры легированного смазочного слоя на основе решения модифицированного дифференциального уравнения Рейнольдса с переменной вязкостью [16]. Верификация разработанных моделей подтверждена результатами экспериментальных исследований.

Финансирование. Данная работа финансировалась за счет средств бюджета Института машиноведения им. А.А. Благоднарова РАН. Никаких дополнительных грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

Конфликт интересов. Автор заявляет, что она не имеет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Zheng Z., Guo Z., Liu W. et al. Low friction of superslippy and superlubricity: A review // Friction. 2023. V. 11. P. 1121.
2. Albagachiev A. Y., Buyanovskii I. A., Tokhmetova A. Durability Criterion for Lubricant Oils Alloyed with Micro/Nanoparticles of Insoluble Friction Modifiers // J. Mach. Manuf. Reliab. 2023. V. 52. P. 386.
3. Sharma A. K., Katiyar J. K., Bhaumik S. et al. Influence of alumina/MWCNT hybrid nanoparticle additives on tribological properties of lubricants in turning operations // Friction. 2019. V. 7. P. 153.
4. Wang J., Zhuang W., Liang W. et al. Inorganic nanomaterial lubricant additives for base fluids, to improve tribological performance: Recent developments // Friction. 2022. V. 10. P. 645.
5. Meng Y., Xu J., Ma L. et al. A review of advances in tribology in 2020–2021 // Friction. 2022. V. 10. P. 1443.
6. Parfenov A. S., Shilov M. A., Smirnova A. I. et al. Influence of Various Carbon Allotropes on Tribological and Rheological Characteristics of Model Lubricating Systems // J. Frict. Wear. 2021. V. 42. P. 217.
7. Parfenov A. S., Berezina E. V., Smirnova A. I., Gvozdev A. A., Shilov M. A., Dyachkova T. P., Rozhkova N. N., Savilov S. V., Usoltseva N. V. Tribological properties of plastic lubricants in composites with various carbon nanostructures // J. Frict. Wear. 2019. V. 40. № 5. P. 453.
8. Kim B. K., Hyun J. S., Kim Y. H. et al. Effect of Boundary Layer Modification and Enhanced Thermal Characteristics on Tribological Performance of Alumina Nanofluids Dispersed in Lubricant Oil // Exp Tech, 2022.
9. Duan L., Li J., Duan H. Nanomaterials for lubricating oil application: A review // Friction. 2023. V. 11. P. 647.
10. Тохметова А. Б., Мухеев А. В., Тананов М. А. Исследования трибологических свойств моторного масла с содержанием фуллеренов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 4. С. 108.
11. Tuktarov A. R., Khuzin A. A., Dzhemilev U. M. Fullerene-Containing Lubricants: Achievements and Prospects // Pet. Chem. 2020. V. 60. P. 113.
12. Strohmaier A., Waters A. Analytic properties of heat equation solutions and reachable sets // Math. Z. 2022. V. 302. P. 259.
13. Stahl L., Müller M., Ostermeyer G. P. On the experimental characterization of the fluid volume influence on the friction between rough surfaces // Friction. 2023. V. 11. P. 1334.
14. Усов П. П. Численный анализ переходных процессов в вязкоупругогидродинамическом контакте при реверсивном движении // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2021. № 2. С. 81.

-
15. *Meng Y.G, Xu J., Jin Z.M, Prakash B., Hu Y.Z.* A review of recent advances in tribology // Friction. 2020. V. 8. P. 221.
 16. *Албагачиев А. Ю., Тохметова А. Б., Усов П. П.* Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022662966, Российская Федерация. Программный комплекс для расчета нестационарной задачи смазки двух сближающихся поверхностей: № 2022662429, 2022.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 621.9.04

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ СПЕЦИАЛЬНОЙ СТРАТЕГИИ
ОБРАБОТКИ ЦИКЛОИДАЛЬНЫХ ВИНТОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ
НЕПРОФИЛИРОВАННЫМ ИНСТРУМЕНТОМ© 2024 г. А. А. Гончаров^{1, *}, П. Д. Акулиничев¹, М. А. Альбов¹, И. О. Зенин¹¹Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

*e-mail: al.goncharow@yandex.ru

Поступила в редакцию 09.11.2023 г.

После доработки 04.12.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

В винтовых объемных машинах в качестве рабочих органов используются циклоидальные винтовые поверхности сложного профиля. Статья посвящена изучению технологических возможностей подготовки производства таких винтовых поверхностей с помощью специальной стратегии обработки непрофилированным инструментом на 4-координатном станке с ЧПУ. В ходе исследования предложен специальный аналитический критерий, позволяющий оценить возможность обработки винтовых поверхностей с различными параметрами. Выполнен машинный эксперимент, подтверждающий работоспособность предложенного критерия, а также серия натуральных экспериментов.

Ключевые слова: ротор, героторная пара, винтовая поверхность, циклоидальная винтовая поверхность, обработка, станок с ЧПУ, технологические возможности, технология машиностроения

DOI: 10.31857/S0235711924020077, **EDN:** QVVDMT

Изучение закономерностей взаимодействия в системе «станок–инструмент–пригодность–заготовка» является важной технологической задачей, раскрывающей потенциальную возможность повышения качества обрабатываемой детали за счет грамотного назначения различных параметров обработки [1–5]. Одной из областей, в которой данные взаимосвязи изучены не в полной мере, является обработка циклоидальных сложнопрофильных винтовых поверхностей. Такие поверхности нашли применение при изготовлении рабочих органов одновинтовых объемных машин (рис. 1). Подобные машины широко используются в различных областях: в пищевой промышленности, в химической отрасли, для транспортировки нефтепродуктов [6, 7]. Основным способом производства винтовых поверхностей является их изготовление с помощью специальных профилированных инструментов путем копирования, однако такой способ не является гибким и имеет ряд ограничений [8–11]. Вместо традиционного способа в настоящей статье предложена специальная стратегия обработки винтовых поверхностей на станках с числовым программным управлением (ЧПУ) непрофилированным инструментом.

Одной из перспективных сфер применения одновинтовых объемных машин является высокоточное дозирование веществ различной вязкости, в том числе высоковязких [12]. Рабочим органом таких дозаторов является миниатюрная прецизионная

героторная пара, состоящая из металлического ротора и полимерной обоймы (рис. 2). Ввиду высоких требований по точности дозирования при изготовлении рабочих органов для таких дозаторов применяются повышенные требования к точности их формы. Также отличительной особенностью таких героторных пар являются их малые размеры — диаметр ротора составляет 3–8 мм.

Формообразование таких миниатюрных поверхностей обычными для крупногабаритных изделий методами практически невозможно из-за малой жесткости обрабатываемой заготовки [13]. Для решения проблемы авторами данной работы была предложена специальная стратегия обработки миниатюрных винтовых поверхностей цилиндрической фрезой на 4-координатных станках с ЧПУ (рис. 3).

Постановка задачи. Предложенная стратегия обработки винтовых поверхностей цилиндрической фрезой на 4-координатных станках с ЧПУ реализуется с помощью



Рис. 1. Винтовой насос.

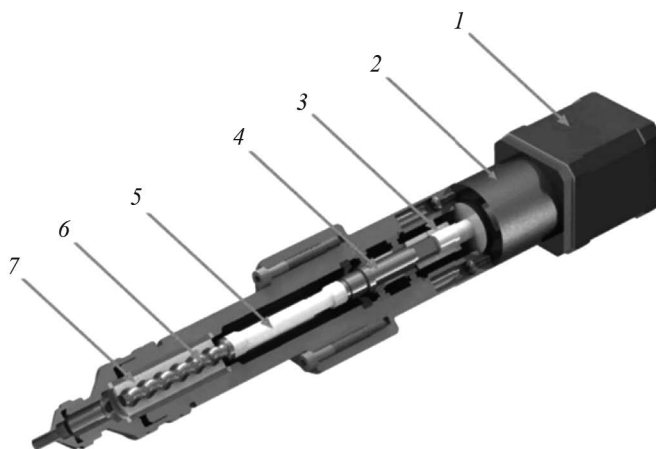


Рис. 2. Сечение высокоточного одновинтового дозатора: 1 — шаговый двигатель; 2 — планетарный редуктор; 3 — муфта; 4 — ступичный узел; 5 — карданный вал; 6 — ротор; 7 — статор.

разработанного алгоритма, описывающего движение фрезы и заготовки в параметрическом виде. Работа алгоритма реализована в виде программы, на входе получающей параметры обрабатываемых поверхностей, а на выходе предлагающей программу управления станком, описывающую координаты заготовки и инструмента в каждый момент времени (G-код). Однако как показала практика, при некоторых заданных параметрах обработки (диаметр сечения, шаг, эксцентриситет винтовой поверхности и диаметр фрезы) возникает подрезание сформированного профиля детали использующимся инструментом (рис. 4).

Таким образом, представленные результаты демонстрируют необходимость исследования существующих геометрических ограничений на соотношение между диаметром сечения ротора, его шагом, эксцентриситетом, а также диаметром использующейся фрезы, при которых не будет происходить вырождения профиля детали. Полученные ограничения позволят своевременно выявлять ситуации, при которых заданные параметры обработки могут привести к браку изделия.

Разработка аналитического выражения ограничительного критерия. Для разработки критерия, накладывающего ограничения на параметры диаметра сечения ротора, его шаг, эксцентриситет, а также диаметр использующейся фрезы при

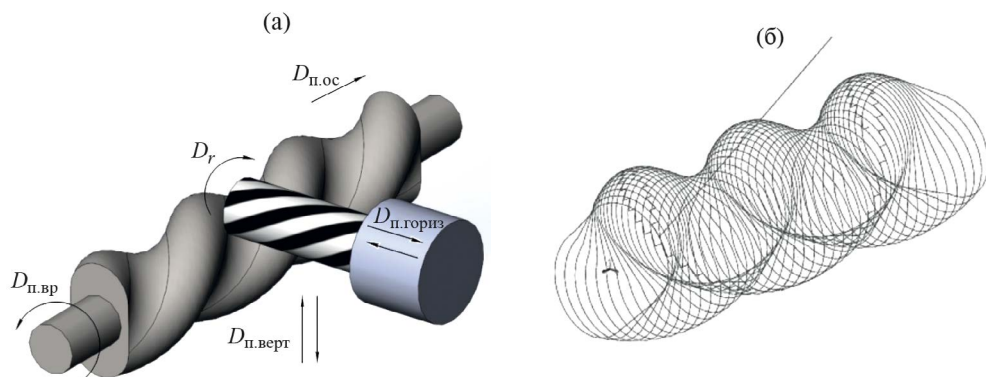


Рис. 3. Специальная стратегия обработки миниатюрных винтовых поверхностей: (а) – схема обработки; (б) – траектория движения инструмента.

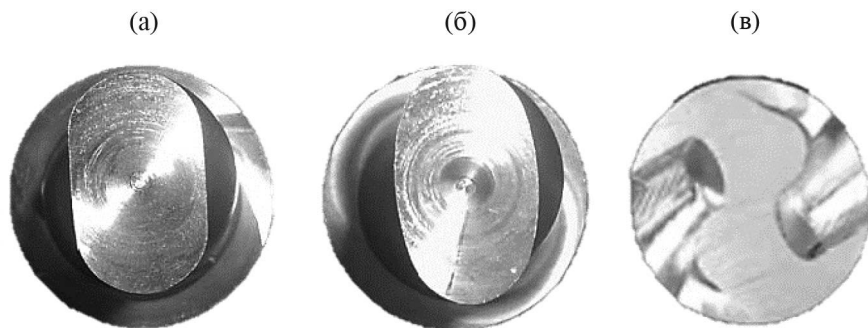


Рис. 4. Результаты обработки ротора с помощью специальной стратегии обработки при различных входных параметрах: (а) – подрезание отсутствует; (б), (в) – отклонение формы от заданной в результате подрезания.

обработке винтовой поверхности на 4-координатном станке с ЧПУ с помощью предложенной специальной стратегии обработки, необходимо изучить математическую модель обработки. Необходимые схемы обработки представлены на рис. 5 и 6.

При анализе предложенных математических моделей обработки можно вывести следующее условие адекватности:

$$Z_i = -(e + r) \sin \sin 45^\circ \left(1 - \frac{t}{A1 + 45^\circ} \right) + \Delta Z \geq A1, \quad \text{при } t = A, \quad (1)$$

где $\Delta Z = -\Delta Y_2 \sin \sin \gamma$; $\Delta Y_2(t) = r_{el} (1 - |\cos \varphi(t)|)$.

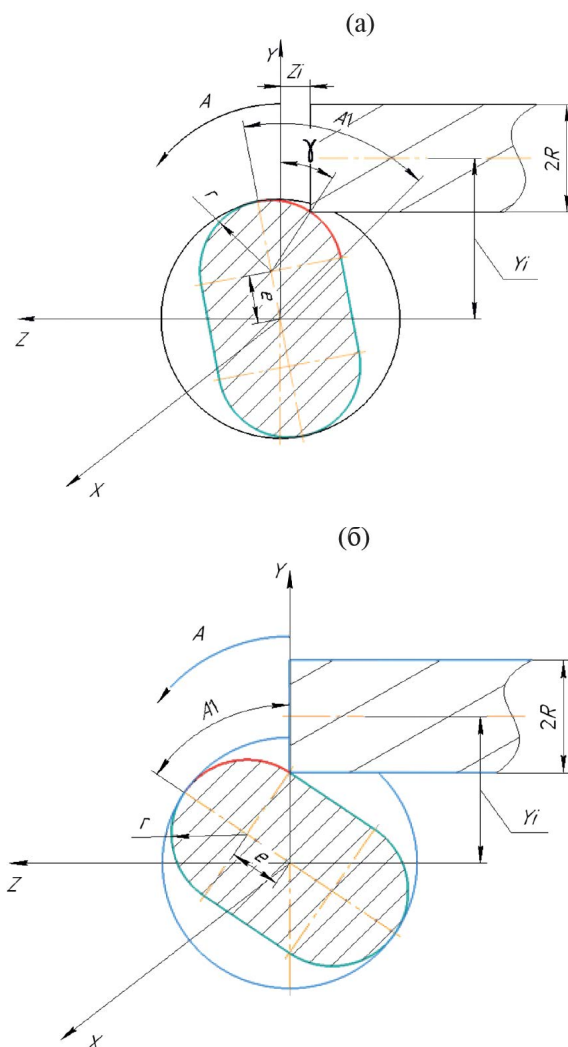


Рис. 5. Положение фрезы при обработке: (а) – в произвольной точке; (б) – в конце участка.

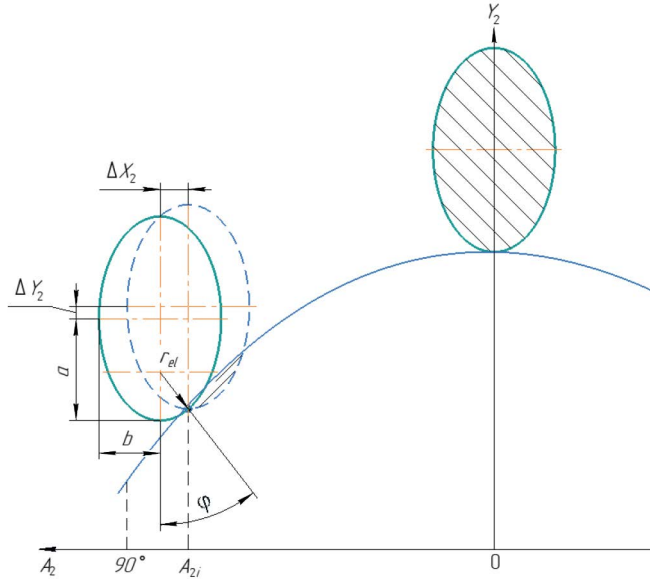


Рис. 6. Расположение сечения фрезы и заготовки в плоскости X_2OY_2 при разных углах: r_{el} — радиус-вектор от фокуса эллипса до точки касания сечений; φ — угол между вертикалью и нормалью к поверхности заготовки в точке касания; a — большая полуось эллипса; b — малая полуось эллипса.

Кроме того,

$$r_{el}(t) = \frac{b}{\sqrt{1 - \left(\frac{b^2}{a^2}\right) \cos^2 \varphi(t)}},$$

$$\varphi(t) = \varphi_m \sin(A_{2i}(t)),$$

где φ_m — максимальный угол отклонения фрезы, град; $\varphi_m = 360e/h$; $b = R/2$ — малая полуось эллипса; $a = \frac{R}{2\cos\varphi(t)}$ — большая полуось эллипса; $A_{2i} = (t - 45^\circ) + \gamma(t)$ — условный угол отклонения фрезы от плоскости обрабатываемого участка.

Делая замену $t = A1$ в (1), можно получить следующее условие:

$$K_\alpha = -(e+r) \sin\left(\frac{\pi}{4}\right) \left(1 - \frac{\arctg\left(\frac{r}{e}\right)}{\arctg\left(\frac{r}{e}\right) + \frac{\pi}{4}}\right) - \frac{R}{2\sqrt{1 - \left(1 - \frac{\pi^2 e^2}{4h^2}\right) \cos^2\left(\frac{2\pi e}{h}\right)}} \times$$

$$\times \left(1 - \left|\cos\left(\frac{2\pi e}{h}\right)\right|\right) \sin\left(\frac{3\pi}{4} - \arctg\left(\frac{r}{e}\right)\right) \geq 0. \quad (2)$$

Экспериментальное подтверждение полученных ограничений. Работоспособность аналитического выражения критерия, накладывающего ограничения на параметры диаметра сечения ротора, его шаг, эксцентриситет, а также диаметр используемой фрезы при обработке винтовой поверхности на 4-координатном станке с ЧПУ с помощью предложенной специальной стратегии обработки, можно проверить с помощью серии экспериментов. На первом этапе был проведен машинный эксперимент с использованием верификатора G-кода. Значение критерия рассчитывалось по выведенной формуле (2). Результаты проведенного эксперимента представлены в табл. 1 и 2.

В результате анализа полученных значений ограничительного критерия при различных параметрах шага и эксцентриситета винтовой поверхности, а также различных диаметрах обрабатывающей фрезы, можно заключить, что геометрически верные сечения винтовой поверхности, выделенные рамкой в табл. 1 и 2, получены при положительных значениях ограничительного критерия, тогда как при отрицательных значениях имеются факты подрезания поверхности.

Таблица 1. Результаты расчета ограничительного критерия при различных параметрах шага винтовой поверхности и диаметра обрабатывающей фрезы

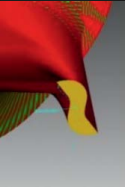
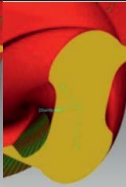
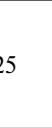
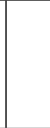
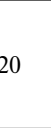
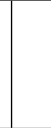
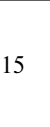
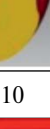
Параметр поверхности, мм			Диаметр фрезы, мм					
Диаметр сечения	Эксцентриситет	Шаг	40	20	16	10	6	2
15	15	100						
			-8.44	-4.22	-3.38	-2.10	-1.26	-1.10
15	15	150						—
			-2.06	-1.03	-0.33	0.21	0.31	—
15	15	200						—
			-0.25	-0.01	0.12	0.15	0.23	—

Таблица 2. Результаты расчета ограничительного критерия при различных параметрах шага и эксцентриситета винтовой поверхности

Параметр поверхности, мм			Эксцентриситет, мм					
Диаметр сечения	Диаметр фрезы	Шаг	25	20	15	10	5	2
15	10	100						
					-2.10	-0.31	0.11	0.12
15	10	150						
			-3.84	-1.12	-0.52	0.04	0.14	0.11
15	10	200						
			-0.78	-0.08	0.04	0.09	-	-

В дополнение к машинному был также проведен натурный эксперимент. В ходе эксперимента в качестве заготовок для обработки использовались прутки из алюминиевого сплава В95Т. Обработка проводилась на 4-осевом горизонтально-фрезерном станке с ЧПУ, оснащённом поворотным столом. При формировании программы для обработки (G-кода) в качестве входных параметров винтовой поверхности выставлялись следующие величины: диаметр 9.8 мм; эксцентриситет 3.4 мм; шаг 36.0 мм. Используемые для обработки фрезы варьировались: выбор их диаметра проводился с использованием разработанного ограничительного критерия. В итоге для проведения эксперимента были выбраны фрезы диаметром 3, 4, 5 и 6 мм, которые согласно проведенной с помощью ограничительного критерия проверки должны обеспечивать геометрию ротора без подрезки. На рис. 7 представлены результаты проведенной обработки.

Как показал эксперимент, геометрия полученных винтовых роторов во всех случаях соответствовала заданной.

Выводы. В ходе проведенного исследования получено аналитическое значение критерия, описывающего ограничения на соотношение между параметрами диаметра сечения ротора, его шагом, эксцентриситетом, а также диаметром используемой фрезы при обработке винтовой поверхности на 4-координатном станке



Рис. 7. Винтовые роторы, обработанные фрезами различного диаметра.

с ЧПУ с помощью предложенной специальной стратегии обработки. Проведен машинный эксперимент, показывающий, что при положительных значениях данного критерия профиль обрабатываемой поверхности соответствует заданным значениям, тогда как при отрицательном значении критерия происходит подрезка обработанной поверхности и вследствие этого отклонение профиля от заданного. Работоспособность критерия была также проверена на серии натурных экспериментов, при которых проводилась обработка роторов фрезами различного диаметра.

Полученный ограничительный критерий может быть интегрирован в специализированную программу, подготавливающую управляющий код для станка с ЧПУ для обработки циклоидальных винтовых поверхностей. Введение такого критерия значительно сократит количество возникающего брака и трудоемкость технологической подготовки производства миниатюрных героторных пар.

Финансирование работы. Работа выполнялась в рамках подготовки диссертации на соискание ученой степени доктора наук Гончаровым Александром Александровичем на базе МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Конфликт интересов. Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

Благодарности. Авторы выражают благодарность Гончаровой Юлии Александровне за помощь в подготовке статьи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Chikhacheva N. Y., Shchedrin A. V., Bekaev A. A., Burlakova T. A. Influence of the Tool's Surface Microgeometry and the Lubricant Composition on Hole Precision in Hybrid Burnishing // Russian Engineering Research. 2022. V. 42. Is. 8. P. 781.
<https://doi.org/10.3103/S1068798X2208010X>
2. Kovalev A. A., Krasko A. S., Rogov N. V. Evaluation of the Surface Roughness of Machine Parts with Wear-Resistant Gas Thermal Coatings during Turning // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2022. V. 51. Is. 6. P. 540.
<https://doi.org/10.3103/S1052618822050089>
3. Fanidi O., Kostryukov A., Shchedrin A. Predicting the Burnishing Force for Cylindrical Workpieces with Amodified Surface Layer // Strojnicky Casopis. 2022. V. 72. Is. 1. P. 35.
<https://doi.org/10.2478/scjme-2022-0004>
4. Magomedov M. K., Gromov A. E., Yakovlev A. V. Adjustment of Impact and Laser Systems when Engraving Materials with Indeterminate Characteristics // Russian Engineering Research. 2022. V. 42. Is. 1. P. 1.
<https://doi.org/10.3103/S1068798X22010130>

5. *Yakovleva A., Isaenkova M., Minushkin R.* The Effect of Combined Processing on Residual Stresses in the Surface Layer of Power Plant Parts // *Materials*. 2022. V. 15. Is. 2. P. 420.
<https://doi.org/10.3390/ma15020420>
6. *Ponomarev B. B., Hien N. S.* Finish Milling Dynamics Simulation Considering Changing Tool Angles // *IOP Conf. Series: Material Science and Engineering*. 2018. V. 327. Is. 2. P. 022083.
<https://doi.org/10.1088/1757-899X/327/2/022083>
7. *Krasnyi V. A., Maksarov V. V.* Improving Wear Resistance of Friction Assemblies of Oilwell Pumps Having Seals from Directionally Reinforced Polymer Composites // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2017. V. 53 (1–2). P. 121.
<https://doi.org/10.1007/s10556-017-0306-x>
8. *Olt J., Liivapuu O., Maksarov V., Liivapuu A., Tärkla T.* Mathematical Modelling of Cutting Process System // *Springer Proceedings in Mathematics and Statistics*. 2016. V. 178. P. 173.
https://doi.org/10.1007/978-3-319-42082-0_11
9. *Lebedev V. A., Serga G. V., Khandozhko A. V.* Increase of Efficiency of Finishing-Cleaning and Hardening Processing of Details Based on Rotor-Screw Technological Systems // *IOP Conf. Series: Material Science and Engineering*. 2018. V. 327. Is. 4. P. 042062.
<https://doi.org/10.1088/1757-899X/327/4/042062>
10. *Рязанцев В. М.* Роторно-вращательные насосы с циклоидальными зацеплениями. М.: Машиностроение, 2005. 345 с.
11. *Alekseeva L. B., Maksarov V. V.* Evaluation of Effect of Oil Film of Rotor Bearing // *IOP Conf. Series: Material Science and Engineering*. 2018. V. 327. Is. 2. P. 022003.
<https://doi.org/10.1088/1757-899X/327/2/022003>
12. *Sacher C., Pössnicker D.* Low-Shear Dosing of Micro-Encapsulated Adhesives // *Adhesion Adhesives & Sealants*. 2013. V. 10. Is. 2. P. 21.
<https://doi.org/10.1365/s35784-013-0158-5>
13. *Гончаров А. А.* Технологическое обеспечение точности циклоидальных винтовых поверхностей при их обработке непрофилированным инструментом на станках с ЧПУ // *Черные металлы*. 2020. № 11. С. 56.
<https://doi.org/10.17580/chm.2020.11.08>

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК: 622.24.06

**ИССЛЕДОВАНИЕ И ВНЕДРЕНИЕ
УНИКАЛЬНОЙ ВОЛНОВОЙ ТЕХНОЛОГИИ
ОБРАБОТКИ ТАМПОНАЖНОЙ СУСПЕНЗИИ
С ПОВЫШЕННЫМИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ****© 2024 г. Ю. С. Кузнецов¹, В. Ю. Артамонов¹, А. П. Аверьянов^{1, *},
С. Р. Ганиев¹, Д. Р. Султанов¹, А. П. Шульгина^{1, *}**¹*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*
**e-mail: orin.home@yandex.ru*

Поступила в редакцию 18.10.2023 г.

После доработки 01.12.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

В статье приведены результаты исследования и внедрения уникальной волновой технологии обработки тампонажной суспензии с повышенными эксплуатационными характеристиками в процессах строительства нефтяных и газовых скважин. На основе теоретического обоснования воздействия волн с определенной спектральной характеристикой на тампонажные суспензии разработана методика и проведены эксперименты в лабораторных и промышленных условиях, позволившие впервые в мире создать волновую технологию обработки тампонажной суспензии. Волновая технология приготовления тампонажных растворов опробована в промышленных условиях на объектах нефтяной промышленности и доказала свою высокую эффективность. Волновая технология обработки цементной суспензии также имеет широкие перспективы для применения в строительстве, особенно при сооружении объектов с повышенными требованиями к прочности бетонных конструкций.

Ключевые слова: волновые технологии, тампонажный раствор, кавитация, кристаллизация

DOI: 10.31857/S0235711924020085, **EDN:** QVSJIT

Использование цемента — минеральных вяжущих материалов — в строительстве, горном деле и во многих других отраслях промышленности распространено настолько широко и является настолько незаменимым, что важность исследований в области технологии их применения не вызывает сомнений. Первая стадия этой технологии заключается в приготовлении цементного раствора — многофазной полидисперсной системы, из которой затем формируется цементный камень с заданными свойствами. Получение заданных свойств цементного камня, как и процесс его формирования, зависит от качества приготовления цементного раствора, в первую очередь от его однородности, т. е. однородности дисперсии по всему ее объему. Как показывает практика, добиться этого простым перемешиванием, даже тщательным, удается только относительно.

Известно, что в момент затворения частицы цемента в значительной мере окружены газовыми оболочками из воздуха, углекислого газа, паров воды. Добавляемая вода, имея по сравнению с газами большой дипольный момент, вытесняет их и облекает частицы

цемента водными оболочками. При этом вследствие неравномерного распределения воды в цементном тесте происходит образование прочных коагуляционных структур. Наличие последних отрицательно сказывается на структуре цементного камня из-за образования крупных пор и поровых капилляров, что в конечном итоге приводит к снижению прочности и повышению проницаемости цементного камня. Для повышения качества приготавливаемых цементных растворов в строительной практике применяется виброобработка, а в практике цементирования обсадных колонн используются методы активации цементного раствора на поверхности, такие как ультразвуковая и дезинтеграторная обработка. Эти методы в большей или меньшей степени позволяют повысить качество приготовления цементного раствора, но при этом существенно усложняют технологический процесс и резко повышают его стоимость. С нашей точки зрения существенные недостатки технических устройств, реализующих эти методы, обусловлены отсутствием базовой теории самого процесса перемешивания многофазных систем. Эти недостатки можно избежать с помощью применения волновых технологий.

Теоретические основы волновой механики разработаны научным коллективом НЦ НВМТ РАН под руководством академика Р.Ф. Ганиева. Теоретические разработки легли в основу принципиально новых подходов к проектированию перемешивающих устройств и волновых технологий гомогенизации суспензий при их приготовлении.

Исследователи, занимающиеся вопросами физикохимии тампонажных материалов, приходят к заключению о том, что необходимо активно вмешиваться в протекающие при твердении физико-химические процессы и, направленно воздействуя на них, улучшать свойства материалов [1–3]. Для повышения качества приготавливаемых цементных суспензий в практике цементирования обсадных колонн используются различные методы их активации на дневной поверхности перед их закачкой в скважину.

При волновой обработке цементного раствора волновыми генераторами происходит интенсивное диспергирование цементного клинкера, что ведет к увеличению числа коллоидных частиц в единице объема. Кроме того, при кавитационном режиме волновой обработки суспензии с поверхности частиц клинкера удаляются продукты гидратации и перекристаллизации, в результате чего обнажаются все новые поверхности для взаимодействия с водой. Огромное развитие поверхности клинкерных минералов ускоряет их растворение и выкристаллизовывание новообразований из пересыщенного раствора.

При последующем возрастании давления кавитационные полости схлопываются, вызывая мощные гидравлические удары, которые приводят к дальнейшему диспергированию частиц цемента. Пузырьки воздуха, вовлеченные в цементный раствор при затворении, содействуют кавитации, ибо являются зародышами кавитационных полостей.

Таким образом, рассмотренные процессы гидратации и структурообразования дают основания считать, что наиболее эффективными являются технологические приемы, которые обеспечат ускорение растворения исходного вяжущего материала и возникновение дополнительных центров кристаллизации. В случае воздействия на цементный раствор волнового поля с необходимыми характеристиками происходит существенное улучшение таких свойств цементного раствора и камня, как седиментационная устойчивость, растекаемость, существенное сокращение ОЗЦ, увеличение прочности и суффозионной устойчивости, а также снижение проницаемости цементного камня.

Проведенные в лабораториях НЦ НВМТ РАН исследования [1–4] послужили основанием для разработки различных конструкций износостойчивых волновых генераторов с эффективными амплитудно-частотными характеристиками

для обработки тампонажных суспензий различного состава, в том числе высокоабразивных. На первом этапе работ по результатам исследований разработанной теоретико-экспериментальной модели генерирования волн и метаматематического моделирования (численных расчетов) были определены основные требования к геометрическим и физическим параметрам кавитационно-волновых устройств (генераторов). В НЦ НВМТ РАН разработаны различные конструкции и изготовлены макеты опытных образцов волновых генераторов и элементы гидравлической обвязки специального лабораторного стенда, что позволило приступить к определению оптимальных типоразмеров, рабочих параметров и амплитудно-частотных характеристик волновых генераторов. Макетные образцы волновых генераторов для проведения серии лабораторных экспериментов на лабораторных стендах изготавливались также из материала ABS-пластик с использованием технологии 3D-печати.

В качестве перспективных образцов малогабаритных волновых генераторов были испытаны три типа: плоский проточный волновой генератор с телами обтекания, проточный на основе трубки Вентури и генератор вихревого типа. Формирование геометрии проточной части волнового генератора проводилось численными методами на основании имеющихся экспериментальных данных и расчетных исследований при различных начальных условиях. По результатам лабораторных стендовых исследований к опытным натурным испытаниям была предложена конструкция волнового генератора вихревого типа со спектральными характеристиками, приведенными на рис. 1.

После проведения натурных испытаний в полевых условиях и внесения необходимых корректив в конструкцию волнового генератора можно было приступить к этапу опытных промышленных испытаний. В результате этих испытаний и последующего широкомасштабного промыслового использования волнового генератора при цементировании кондукторов, обсадных колонн и хвостовиков, с применением различных тампонажных материалов (при различных В/Ц-отношениях ПЦТ II-50, ПЦТ-I-G-СС и др.), в том числе и облегченных, во всех случаях получены положительные результаты, намечена тенденция на экономию тампонажного портландцемента за счет применения низкосортных марок цемента при обеспечении достаточно хорошего качества разобшения пластов. В процессе испытаний выявилась необходимость в фильтре грубой очистки для обеспечения бесперебойной работы генератора. В научном центре НВМТ РАН дополнительно разработали конструкцию самоочищающегося фильтра, не требующего трудоемкого обслуживания.

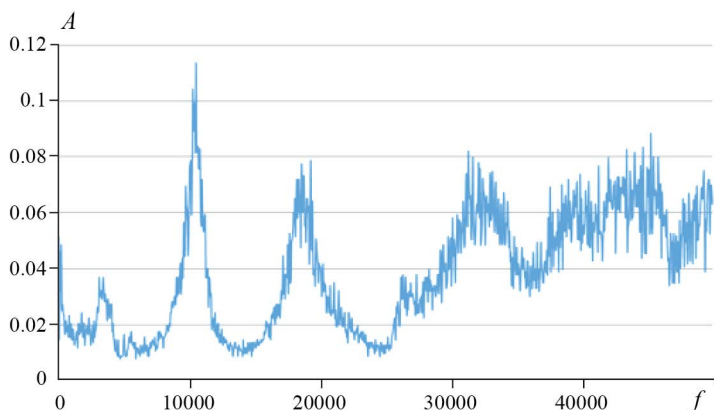


Рис. 1. Спектр излучения генератора вихревого типа

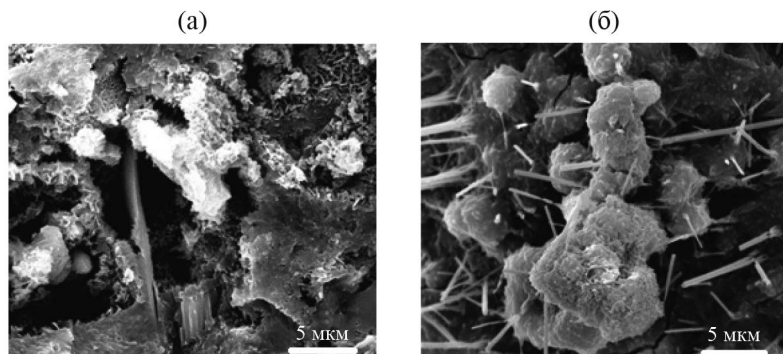


Рис. 2. Микроструктура цементного камня: (а) — до волновой обработки; (б) — после волновой обработки.

На этапе проведения опытных промышленных испытаний нами отбирались пробы обработанных тампонажных растворов и пробы аналогичных растворов до их волновой обработки. Отобранные образцы растворов и полученного из них цементного камня подвергались стандартным лабораторным испытаниям, а структура цементного камня была дополнительно исследована с помощью сканирующей электронной микроскопии.

Стандартные лабораторные испытания показали значительное улучшение качества тампонажных растворов и цементного камня после их волновой обработки в сравнении с образцами, отобранными до обработки. Технологический показатель прокачиваемости увеличился на 15%, седиментационная устойчивость повысилась в два раза, сроки твердения снизились на 20%, а прочность цементного камня повысилась на 25%. Значения интегральных коэффициентов качества строительства скважин на объектах, где применялась волновая технология, получены в пределах 0.82–0.92. Для сравнения, значения коэффициентов качества строительства на аналогичных скважинах, цементирование которых проводилось традиционным методом, лежали в диапазоне 0.66–0.77. Такие результаты создают реальные предпосылки для существенного экономического эффекта как от качества крепления (герметичности и долговечности крепи), так и от экономии цемента в случае необходимости получения облегченных тампонажных растворов.

Сравнительные микрофотографии образцов тампонажного камня, полученные с помощью сканирующего электронного микроскопа, представлены на рис. 2. Структура образца цементного камня до волновой обработки характеризуется наличием рыхлых коагуляционных структур и слабым развитием конденсационно-кристаллизационных структур. Образец камня после волновой обработки, напротив, отличается хорошо развитой конденсационно-кристаллизационной структурой. Как уже было отмечено, прочность цементного камня после волновой обработки в среднем на четверть выше прочности камня, полученного из тампонажного раствора до волновой обработки. Данные электронной микроскопии объясняют причину повышения прочности: волновая обработка цементной суспензии на ранней стадии не позволяет формироваться рыхлым коагуляционным структурам, гомогенизирует суспензию и обеспечивает благоприятные условия для формирования более прочных конденсационно-кристаллизационных связей в структуре цементного камня.

Выводы. 1. Волновая технология приготовления тампонажных растворов впервые в мире опробована в промысловых условиях на объектах нефтяной промышленности и доказала свою эффективность. Предлагается использовать волновую технологию обработки тампонажных суспензий для цементирования особо важ-

ных участков ствола скважины при строительстве и капитальном ремонте либо при приготовлении облегченных тампонажных композиций. **2.** Волновая технология обработки цементной суспензии имеет широкие перспективы для применения в строительстве, особенно при сооружении объектов с повышенными требованиями к прочности бетонных конструкций.

Финансирование. Данная работа финансировалась за счет средств бюджета Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Никаких дополнительных грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Овчинников В. П., Рожкова О. В., Рожкова Д. С., Листак М. В.* Прочностные свойства и микроструктура шлакопортландцемента для крепления скважин с повышенными температурами // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 2023. № 1 (157). С. 60.
2. *Рожкова О. В., Овчинников В. П.* Цементирование скважин на месторождениях, содержащих высоковязкие нефти, цемента-шлаковыми композициями // Бурение и нефть. 2023. № S2. С. 46.
3. *Овчинников В. П., Рожкова О. В., Овчинников П. В.* Повышение долговечности крепи скважины при использовании молотого гранулированного шлака // Инженер-нефтяник. 2023. № 1. С. 40.
4. *Ганиев Р. Ф., Украинский Л. Е.* Нелинейная волновая механика и технологии. М.: Научный центр РХД, 2008. 712 с.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 620.17

**ОРГАНИЗАЦИЯ И ПРОВЕДЕНИЕ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ
СОЕДИНЕНИЙ РЕЗИНОВЫХ АРМИРОВАННЫХ МАНЖЕТ С ВАЛАМИ**

© 2024 г. О. А. Леонов^{1, *}, Н. Ж. Шкаруба¹, О. М. Мельников^{1, *},
Г. А. Нестеркин¹, М. Ю. Конкин¹

¹*Российский государственный аграрный университет — МСХА им. К.А. Тимирязева,
Москва, Россия*

**e-mail: metr@rgau-msha.ru*

Поступила в редакцию 14.09.2023 г.

После доработки 01.12.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

Показано, что соединения резиновых манжет с валами должны обладать заданными параметрами долговечности в целях обеспечения герметичности сборочной единицы, в которой они установлены. Обоснована необходимость и важность проведения стендовых испытаний резиновых армированных манжет с валами. Приведено описание конструкции специального стенда для проведения ускоренных испытаний резиновых армированных манжет с валами. Представлены результаты стендовых ускоренных испытаний манжет 1.1-45×65 ГОСТ 8752–79 в соединении с валами из стали 45. Выявлено, что незначительные утечки проявляются с самого начала работы соединения, а далее по мере увеличения времени работы их величина возрастает. Главным фактором, влияющим на рост утечек, является натяг в соединении, который уменьшается в результате износа деталей.

Ключевые слова: испытания, стенд для испытаний, резиновая армированная манжета, износ, утечки, натяг

DOI: 10.31857/S0235711924020091, **EDN:** QVRJAQ

Долговечность работы соединений можно увеличить двумя путями — повышением износостойкости пар трения и рациональным выбором точности деталей [1]. Особенно это касается ответственных соединений агрегатов машин, которые являются нагруженными и имеют тенденцию к быстрому износу [2]. В противном случае идет рост экономических потерь из-за поломок и простоев техники [3], что невыгодно предприятию, эксплуатирующему эту технику, поэтому в будущем будут выбираться другие марки.

Соединение «вал—уплотнение» является ответственным элементом любого агрегата, и его надежность имеет большое значение для обеспечения срока эксплуатации всей сборочной единицы. Необходимо уделить особое внимание выбору материалов, обработке поверхностей и типу уплотнения для обеспечения эффективного, герметичного и износостойкого соединения [4, 5].

При выборе материалов важно учитывать условия эксплуатации, такие как температура, давление, химическая агрессивность среды и скорость вращения

вала. Материалы должны быть совместимы друг с другом и обеспечивать необходимую длительную прочность, повышенную износо- и коррозионную стойкость соединения.

Резиновые уплотнения можно изготовить из различных материалов, каждый из которых имеет свои преимущества и недостатки с точки зрения износостойкости. Например, нитриловые резины имеют более высокую износостойкость, чем натуральные резины, но они могут быть более дорогими.

Установка уплотнения должна проводиться с соблюдением всех необходимых требований и рекомендаций производителя. Важно обеспечить правильное позиционирование уплотнения, без перекосов, а также равномерное и стабильное сжатие резиновой кромкой по всей поверхности контакта с валом.

Следует помнить, что от надежности соединения зависит срок службы всего агрегата в целом – коробок передач, двигателей, редукторов, которые широко применяются в современной технике. Поэтому задача повышения надежности соединения «вал–уплотнение» является актуальной. В современных научных исследованиях можно выделить три основных направления решения поставленной задачи: 1) улучшение физико-химических свойств материала армированной манжеты [6–11]; 2) совершенствование конструкции манжеты [12–15]; 3) повышение качества и износостойкости поверхностей валов под манжету [16–18].

Для подтверждения эффективности предлагаемых методов повышения качества соединения «вал–уплотнение» необходимо проводить стендовые испытания [19–20]. Таким образом, организация стендовых испытаний является неотъемлемой частью работ по совершенствованию надежности соединения «вал–уплотнение».

Целью исследований является экспериментальная оценка величины удельной утечки в зависимости от натяга в соединении «вал–уплотнение». Для достижения поставленной цели необходимо: 1) разработать методику проведения стендовых ускоренных испытаний соединений «вал–уплотнение»; 2) провести эксперимент и построить эмпирические зависимости величины удельных утечек от времени работы соединения, натягов в посадке, вероятности безотказной работы.

Средства и методы исследований. Для проведения стендовых ускоренных испытаний соединений «вал–уплотнение» использован модернизированный стенд, принципиальная схема которого представлена на рис. 1.

Технические характеристики стенда приведены в табл. 1.

Основными узлами стенда являются четыре модуля с рабочими камерами, в каждой из которых размещены по два испытуемых уплотнительных узла. Модули распределены на два автономных блока с индивидуальными приводами и гидравлическими системами. Привод валов каждого блока осуществляется через клиноременную передачу от электродвигателей типа П2201У4 мощностью по 2,2 кВт с плавной регулировкой частоты вращения вала в диапазоне 50–3000 мин⁻¹. Рабочие камеры каждого блока связаны теплоизолированными трубопроводами с термостатами типа ТС-24, обеспечивающими циркуляцию, термоизоляцию и нагрев рабочей жидкости в диапазоне температур 20–120 °С. Уровень рабочей жидкости в камерах контролируется стеклянными уровнемерами и регулируется дросселями на напорных и сливных магистралях. Проточная циркуляционная система подачи рабочей жидкости и сведение к минимуму застойных зон обеспечивают достаточную стабильность концентрации механических примесей абразива в рабочей жидкости при его наличии.

В измерительную систему стенда входят вольтметры для контроля напряжения внешней силовой сети и напряжения питания двигателей электропривода, тахометры для контроля частоты вращения рабочих валов, термометры для контроля температуры масла, тензометрическая система измерения силы трения.

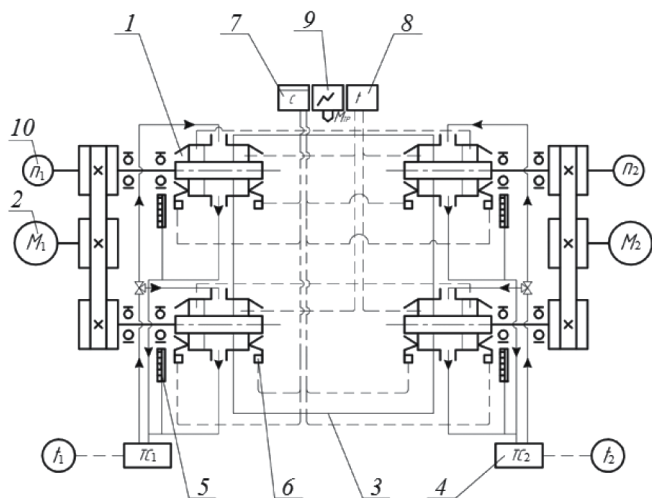


Рис. 1. Принципиальная схема стенда для испытания уплотнительных узлов: 1 – рабочая камера; 2 – электропривод; 3 – основание; 4 – термостат; 5 – уровнемер; 6 – датчик утечки; 7 – блок счетчиков; 8 – потенциометр; 9 – шлейфный осциллограф; 10 – тахометр.

Методика проведения стендовых ускоренных испытаний соединений «вал–уплотнение» заключалась в следующем. Перед испытаниями проводилась оценка качества манжет по относительной остаточной деформации до 70% после выдержки в рабочей среде 70 ч при температуре $+110\text{ }^{\circ}\text{C}$ и степени набухаемости манжет до 7%.

Манжеты подбирались в серии по натягу (диаметру) 2.0 (29.0), 2.3 (29.3), 2.7 (29.7), 3.0 (30.0) по 2 шт. и устанавливались в рабочую камеру номером вверх для обеспечения точности эксперимента.

Испытания проводились в целях определения зависимостей изменения величины утечек, натяга и износа от времени, прогнозирования времени достижения их предельных значений.

Конструкция стенда позволяла полностью моделировать условия эксплуатации соединения.

Режимы испытаний обоснованы исследованиями реальных эксплуатационных режимов и уточнялись на предварительных экспериментах. Для соединения «вал–уплотнение» картофелеуборочных комбайнов рабочая частота вращения составляет $100\text{--}1000\text{ мин}^{-1}$; температура в редукторах до $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, поэтому примем частоту вращения 600 мин^{-1} . Это связано с обеспечением точности дальнейших расчетов, так как коэффициент кратности (ускорения или замедления) показаний режимов по сравнению с реальными объектами не должен превышать двойки. Количество абразива в масле принято 1.5%, как главного фактора ускорения испытаний. Температура рабочей жидкости сохранялась в пределах $50 \pm 2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Измеряемые параметры и средства измерений, используемые на стенде, представлены в табл. 2.

В качестве испытываемых деталей соединения использовались серийные и модифицируемые манжеты 1.1–45×65 ГОСТ 8752–79 и втулка из стали 45 ГОСТ 1050–88 с поверхностной твердостью не менее HRC 50, $Ra = 0.32\text{ мкм}$.

Чертеж втулки и внешний вид образцов для испытаний приведены на рис. 2.

Таблица 1. Технические характеристики стенда для испытания уплотнительных узлов

Наименование контролирующего параметра	Величина
Максимальное число одновременно испытываемых узлов, шт.	8
Число рабочих камер, шт.	4
Диаметр испытываемых узлов, мм	45
Частота вращения вала, мин ⁻¹	50–3000
Система подачи рабочей жидкости	Проточная термостатированная
Рабочая жидкость	масло ТАП-15В
Емкость термостатов, л	2 · 24 = 48
Температура рабочей жидкости, °С	20–200
Радиальное биение вала, мм	0–1
Концентрация механических примесей в рабочей жидкости, % по массе	0–2
Максимально потребляемая мощность, кВт	7.4
в том числе: электроприводом, термостатами	4.4 3
Напряжение питающей сети, В	380

Таблица 2. Измеряемые параметры и средства измерений

Измеряемые параметры	Средства измерений	Погрешность	Пределы измерений
Частота вращения рабочего вала, мин ⁻¹	Первичный преобразователь Д-4 (ГОСТ 21339–82Е) и измеритель магнитоиндукционного дистанционного тахометра ТЭ-4В (ТУ 25-02-1500-78)	±20	50–3000
Температура рабо- чей жидкости, °С	Термометр манометрический ТПП2-В (ГОСТ 8624–80), класс точности 4.0	±2.5	0–120
Сила трения, Н	Тензодатчик (ГОСТ 21616–76), усилитель 8АНЧ-7М, осциллограф Н1 17	2%	0–100
Утечка, см ³	Объемный метод мензурки 10 см ³	±0.1	0–10
Усилие обжатия, Н	Тензодатчик (ГОСТ 21616–76)	2%	0–25
Ширина контакт- ной зоны и диаметр манжет, мм	Двухкоординатный измерительный прибор ДИП-6 с оптико-электронной измерительной системой НИИК-890	±0.001	X 0–200 У 0–100

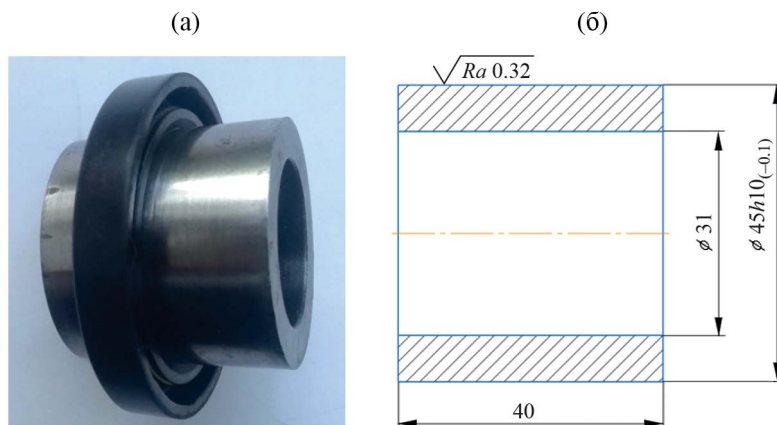


Рис. 2. Образцы для стендовых испытаний: (а) – внешний вид образцов; (б) – эскиз втулки.

Величину утечки по каждому подциклу фиксировали с помощью конусных мензурок, закрепленных на передней панели стенда с ценой деления 0.1 см^3 . В конце каждые 5 ч работы поднимали уровень масла в камерах до оси вала в течение 20 мин.

Наряду с определением износостойкости соединения «вал–манжета», при проведении испытаний оценивается изменение величины утечки во времени и прогнозируется время достижения предельного значения утечки $Q_{\text{пр}}$. Согласно ГОСТ 8752–79 «Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия», удельные утечки не должны быть более 10^{-2} см^3 .

Расчет удельных утечек q , см^3 , производили по формуле (ГОСТ 8752–79)

$$q = \frac{Q}{\pi D t}, \quad (1)$$

где Q – утечки за время t , см^3 ; t – время сбора утечки, ч ($t \geq 8$ ч); D – диаметр вала, см.

Результаты ускоренных стендовых испытаний соединений резиновых армированных манжет с валами и их обсуждение. Для выявления зависимости между натягом и утечками в соединении резиновых армированных манжет с валами был проведен полный цикл ускоренных испытаний, результаты которого представлены в табл. 3.

На рис. 3 показана зависимость утечек от времени работы соединения, откуда видно, что с увеличением времени работы утечки в соединении увеличиваются.

Эмпирические данные (рис. 3) были аппроксимированы линейной зависимостью (величина достоверности аппроксимации $R^2 = 0.94$):

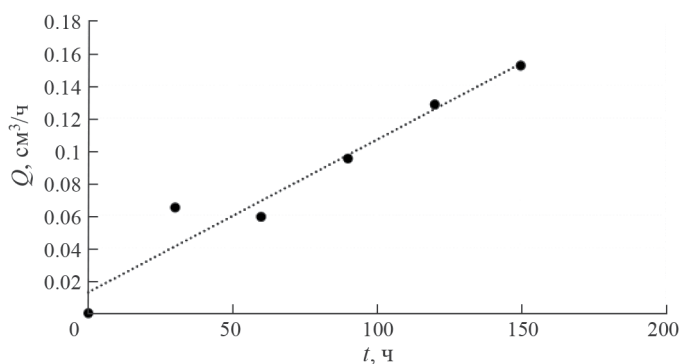
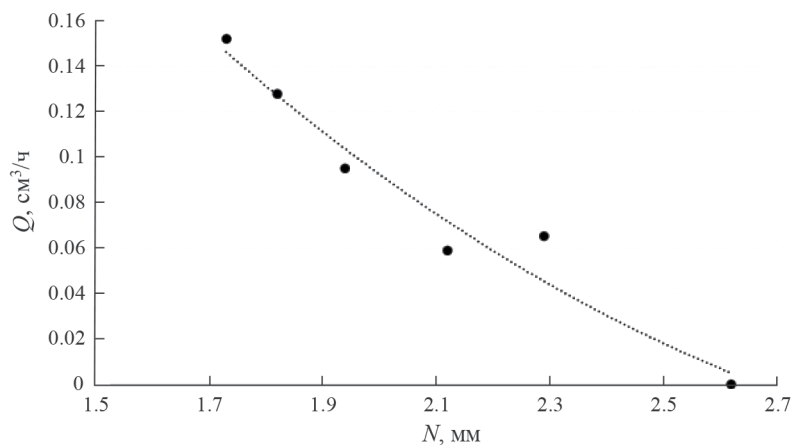
$$Q = 0.0128 + 9 \cdot 10^{-4} t, \quad (2)$$

где t – время работы (испытаний), ч.

Экспериментальная зависимость утечек от уменьшения натяга в соединении представлена на рис. 4, откуда видно, что чем меньше натяг, тем меньше величина утечки.

Таблица 3. Результаты ускоренных испытаний соединений резиновых армированных манжет с валами

Параметр	Время, ч					
	0	30	60	90	120	150
Износ соединения U , мм	0	0.403	0.575	0.757	0.870	0.962
Путь трения L , км	0	153	305	458	610	763
Натяг N , мм	2.62	2.29	2.12	1.94	1.82	1.73
Утечки в соединении						
q , см ³	0	1.94	3.19	8.60	15.24	22.75
Q , см ³ /ч	0	0.065	0.059	0.095	0.128	0.152

**Рис. 3.** Экспериментальная зависимость утечек от времени работы соединения.**Рис. 4.** Экспериментальная зависимость утечек от натяга.

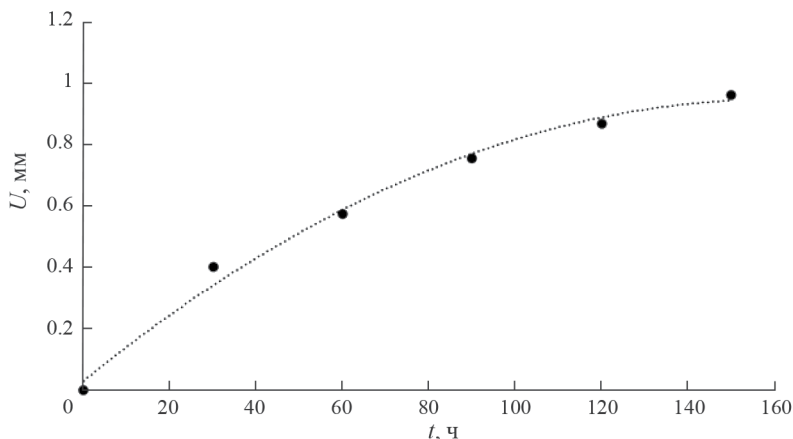


Рис. 5. Зависимость износа соединения от времени работы.

Эмпирические данные (рис. 4) были аппроксимированы полиномиальной зависимостью (величина достоверности аппроксимации $R^2 = 0.95$):

$$Q = 0.7161 - 0.442N + 0.0651N^2, \quad (3)$$

где N — натяг в соединении, мм.

Экспериментальная зависимость износа от времени работы представлена на рис. 4, откуда видно, что износ увеличивается во время работы соединения, при этом скорость изнашивания уменьшается, что подтверждается аппроксимирующей зависимостью (4).

Эмпирические данные (рис. 5) были аппроксимированы полиномиальной зависимостью (величина достоверности аппроксимации $R^2 = 0.99$):

$$I = 0.0312 + 0.0114t - 4 \cdot 10^{-5}t^2, \quad (4)$$

где I — износ в соединении, мм.

Особенностью полученных результатов исследований является тот факт, что незначительные утечки проявляются с самого начала работы соединения, а далее по мере увеличения времени работы их величина возрастает. Главным фактором, влияющим на рост утечек, является натяг в соединении, который уменьшается в результате износа. Снижение интенсивности изнашивания объясняется увеличением ширины рабочей кромки манжеты по мере износа, что влечет за собой уменьшение давления манжеты на вал. Натяг, в свою очередь, компенсирует погрешности формы и расположения поверхностей, такие как отклонение от соосности и радиальное биение вала относительно манжеты, поэтому утечки начинаются даже из-за того, что достаточно плотная кромка материала манжеты не успевает слезть за валом при его вращении и наличии радиального биения.

Выводы. Таким образом, в результате проведенных исследований разработана методика проведения стендовых испытаний соединений резиновых армированных манжет с валами с учетом конструктивных и технических особенностей стенда.

Проведены стендовые ускоренные испытания соединений манжет 1.1-45×65 и валов, изготовленных из стали 45 с поверхностной твердостью HRC 50, $Ra = 0.32$ мкм.

Получены зависимости: утечек от времени работы соединения, которая носит линейный характер; утечек от натяга, которая аппроксимирована полиномиальной обратно пропорциональной зависимостью; износа от времени работы, которая аппроксимирована полиномиальной прямо пропорциональной зависимостью. Незначительные утечки возникают с самого начала работы соединения и увеличиваются по мере изнашивания материалов резины манжеты и поверхности вала. По мере износа происходит уменьшение натягов в соединении, а снижение интенсивности изнашивания объясняется увеличением ширины рабочей кромки манжеты по мере износа, что влечет за собой уменьшение давления манжеты на вал.

Финансирование. Данная работа финансировалась за счет средств бюджета института. Никаких дополнительных грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

Конфликт интересов. Авторы данной работы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Leonov O. A., Shkaruba N. Z., Temasova G. N., Vergazova Y. G., Golinitiskii P. V. Calculation of Fit Tolerance with Clearance to Increase Relative Wear Resistance of Joints // J. of Friction and Wear. 2023. V. 44. № 3. P. 171.
<https://doi.org/10.3103/S1068366623030054>
2. Leonov O. A., Shkaruba N. Z., Vergazova Y. G., Golinitiskiy P. V., Pupkova D. A. Fit of Elastic Sleeve-Pin Couplings with Shafts // Russian Engineering Research. 2023. V. 43 (4). P. 399.
<https://doi.org/10.3103/S1068798X2305012X>
3. Leonov O. A., Shkaruba N. Z., Vergazova Y. G., Khasyanova D. U. Justification of Keyed Joint Fits // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2022. V. 51 (6). P. 548.
<https://doi.org/10.3103/S1052618822060073>
4. Мельников О. М. Работоспособность соединений “вал–манжета” и повышение их надежности // Вестник федерального государственного образовательного учреждения высшего профессионального образования “Московский государственный агроинженерный университет имени В. П. Горячкина”. 2018. № 2 (84). С. 50.
<https://doi.org/10.26897/1728-7936-2018-2-50-54>
5. Erokhin M. N., Belov M. I., Melnikov O. M. Contact Pressure of a Rubber Cuff on a Shaft // Russian Engineering Research. 2021. V. 41. № 2. P. 115.
<https://doi.org/10.3103/S1068798X21020052>
6. Тараховский А. Ю., Бабилов И. И. Анализ применимости фторопласта в конструкциях современных уплотнений силовых гидроцилиндров // Автоматизированное проектирование в машиностроении. 2020. № 8. С. 29.
<https://doi.org/10.26160/2309-8864-2020-8-29-31>
7. Mayasari H., Sholeh M., Kinasih N., Sya'bani M., Pidhatika B. The preparation of NBR/ENR composite for oil seal applications // European J. of Materials Science and Engineering. 2020. V. 5. P. 161.
<https://doi.org/10.36868/ejmse.2020.05.03.161>
8. Shabbir S., Garvey S., Dakka S., Rothwell B., Su R., Leach R., Weston N. Analysis of the tribological interaction of a polytetrafluoroethylene-lined radial lip oil seal, shaft and lubricant sample // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: J. of Engineering Tribology. 2021. V. 236. 135065012110058.
<https://doi.org/10.1177/13506501211005876>

9. *Cheng X.-P., Zhang Y.-L., Kang L.-P.* Study on Sealing Performance of Oil Seal with Micro-pores Textured in Rotary Shaft Surface // MATEC Web Conf. 2020. V. 327. P. 03002.
<https://doi.org/10.1051/mateconf/202032703002>
10. *Мухаметшина А. И., Буторин И. В., Нурлыева Г. Д. и др.* Влияние состава резины манжет на их работоспособность // Автомобильная промышленность. 2015. № 2. С. 34.
11. *Stoll M., Dakov N., Gohs M., Bauer F.* A near-frictionless sealing approach with innovative gas-lubricated shaft seals made of elastomer // Tribology Transactions. 2021. V. 64 (6). P. 1022.
<https://doi.org/10.1080/10402004.2021.1958967>
12. *Heo S., Park G., Shin C., Lim K., Kwak H., Jang H., Kim C.* Design of an expeller seal to reduce leakage in a stuffing box // J. of Mechanical Science and Technology. 2022. V. 36. P. 2387.
<https://doi.org/10.1007/s12206-022-0421-2>
13. *Li Y., Hao M., Ren B., Li T., Sun X.* Experimental Study on Leakage and Thermal Features of Herringbone-Grooved Oil-Film-Lubricated Mechanical Face Seals // Tribology Online. 2022. V. 17. P. 126.
<https://doi.org/10.2474/trol.17.126>
14. *Журавлева С. Н., Денисов М. В.* Исследование влияния конструктивной формы рабочей кромки манжетного уплотнения на обеспечение гарантированной герметизации // Новые материалы и технологии в машиностроении. 2023. № 37. С. 21.
15. *Водяков В. Н., Кузнецов В. В., Березин М. А., Борисов В. И.* Повышение ресурса уплотнительных соединений активного типа модификацией посадочных мест // Тракторы и сельхозмашины. 2009. № 8. С. 33.
16. *Пучков П. В., Зарубин В. П., Киселев В. В. и др.* Повышение износостойкости валов дифференциалов за счет применения технологии алмазного выравнивания // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение. 2022. № 4 (72). С. 55.
<https://doi.org/10.6060/snt.20227204.0008>
17. *Березин М. А.* Теоретическое исследование влияния шероховатости поверхности контртела на работоспособность неподвижных уплотнительных соединений // Агропромышленные технологии Центральной России. 2023. № 1 (27). С. 137.
<https://doi.org/10.24888/2541-7835-2023-27-137-143>
18. *Röttger J., Bergs T., Barth S., Baumann M., Bauer F.* Influence of dressing parameters on the formation of micro lead on shaft sealing counterfaces during external cylindrical plunge grinding // Advances in Industrial and Manufacturing Engineering. 2022. V. 5. P. 100098.
<https://doi.org/10.1016/j.aime.2022.100098>
19. *Bauer N., Baumann M., Feldmeth S., Bauer F., Schmitz K.* Elastohydrodynamic Simulation of Pneumatic Sealing Friction Considering 3D Surface Topography // Chemical Engineering & Technology. 2023. V. 46 (1). Special Iss: No. 7049610. Digital Reliable Sustainable. P. 167.
<https://doi.org/10.1002/ceat.202200471>
20. *Grün J., Gohs M., Bauer F.* Multiscale Structural Mechanics of Rotary Shaft Seals: Numerical Studies and Visual Experiments // Lubricants. 2023. V. 11 (6). P. 234.
<https://doi.org/10.3390/lubricants11060234>

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 621.671.22

**К ВОПРОСУ НИЗКОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ХИМИЧЕСКИХ НАСОСОВ
В УСЛОВИЯХ КИМБЕРЛИТОВОГО РУДНИКА**

© 2024 г. Н. П. Овчинников

*Северо-Восточный федеральный университет им. М.К. Аммосова, Якутск, Россия
e-mail: ovchinnlar1986@mail.ru*

Поступила в редакцию 08.11.2023 г.

После доработки 01.12.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

Низкая долговечность химических насосов при эксплуатации в условиях кимберлитового рудника обусловлена частыми отказами их подшипников. На основании результатов выполненных исследований была установлена основная причина преждевременного выхода из строя подшипников и предложены рекомендации, направленные на ее устранение.

Ключевые слова: кимберлитовый рудник, водоотлив, химический насос, подшипник, отказ, технологическое решение

DOI: 10.31857/S0235711924020102, **EDN:** QVQVIL

Рудничный водоотлив является технологическим процессом, от уровня надежности которого во многом зависит безопасность ведения подземных горных работ [1–3].

Многолетний опыт эксплуатации секционных насосов кимберлитовых рудников свидетельствует, что их деталям проточной части характерно интенсивное гидроабразивно-коррозионное изнашивание [4]. Результатом работы насосов в таких сложных условиях эксплуатации является их низкая наработка на отказ [5–9].

Для повышения степени надежности функционирования участковой водоотливной установки кимберлитового рудника «Удачный» секционные насосы со временем были заменены на одноступенчатые консольные насосы типа Х (далее — химические насосы).

Практика показывает, что в сравнении с секционными насосами детали проточной части химических насосов более износостойки в условиях гидроабразивно-коррозионного изнашивания. Несмотря на достаточную коррозионную стойкость и износостойкость элементов корпусных и роторных элементов химических насосов, ресурс их подшипников достаточно мал и имеет тренд к снижению. За последние 4 года он снизился с 550 до 400 ч.

В соответствии с теорией и практикой эксплуатации одноступенчатых насосов, основной причиной преждевременного отказа подшипников является увеличение на них нагрузки со стороны ротора из-за разбалансировки рабочего колеса [10, 11]. В горнодобывающей промышленности разбалансировка рабочего колеса насоса преимущественно вызвана его истиранием твердой фазой перекачиваемых жидкостей [12].

Выполненные визуальные осмотры рабочих колес химических насосов в процессе замены подшипников свидетельствуют об их удовлетворительном техническом состоянии.

Целью исследования является установление причины преждевременных отказов подшипников химических насосов водоотливной установки рудника «Удачный» с последующей разработкой рекомендаций по повышению их ресурса, что позволит повысить уровень надежности функционирования водоотливного хозяйства рудника.

Анализ результатов исследований. Проведенные многочисленные наблюдения за работой насосного оборудования рассматриваемой водоотливной установки свидетельствуют, что они регулярно работают в нештатных режимах – предкавитационных режимах вследствие ухудшения их всасывающей способности по причине сильного заилиenia водосборников.

Статистическая обработка данных, полученных в ходе выполнения лабораторных исследований (рис. 1), показала, что средние квадратичные значения (далее – СКЗ) виброскорости подшипника одноступенчатого консольного насоса v с новым рабочим колесом в предкавитационных режимах превышают его вибрационный уровень при работе с изношенным колесом при подачах от $0.8Q$ и ниже, где Q – номинальная подача, $\text{м}^3/\text{ч}$.

В реальных условиях эксплуатации негативное влияние работы исследованных химических насосов в предкавитационных режимах на средний ресурс их подшипников T подтверждается линейной зависимостью $T = -0.0689V + 1033.1$, где V – количество выводимых продуктов заилиenia из водосборников, от величины которых зависит интенсивность возникновения такого рода нештатных режимов работы (рис. 2).

Рекомендации по повышению долговечности исследованных насосов. Одной из причин преждевременного заилиenia водосборников рассматриваемой водоотливной установки является регулярное поступление в них ило-шламовой пульпы с основного горизонта рудника [2]. Ило-шламовая пульпа представляет собой просыпанную горную массу, смешавшуюся с технической водой, используемой при орошении кимберлитовой руды.

Для снижения интенсивности ее образования рекомендуется смонтировать на основном горизонте рудника «Удачный» механизированный комплекс по сбору просыпанной горной породы (рис. 3) [2].

Принцип работы такого технологического решения заключается в следующем. При перегрузке горной массы (руды) с вибропитателя 1 на ленточный конвейер 2 просыпанная горная масса скапливается в месте, огороженном от остальной подконвейерной зоны перегородкой 3. Погрузочное устройство типа «нагребающая звезда» 4, смонтированное в зоне просыпа горной массы, в процессе своего вра-

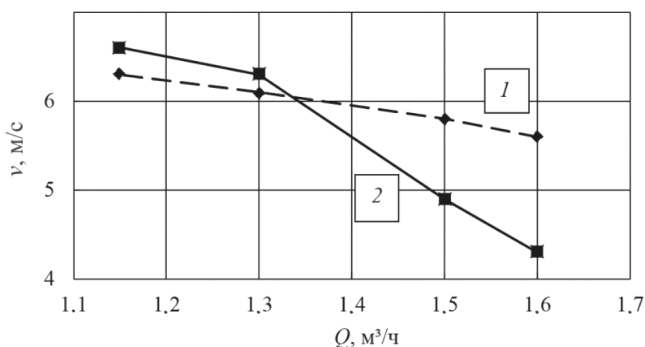


Рис. 1. Зависимость СКЗ виброскорости подшипника одноступенчатого консольного насоса v от его подачи Q : 1 – при работе насоса с изношенным рабочим колесом; 2 – при работе насоса с новым рабочим колесом в предкавитационных режимах.

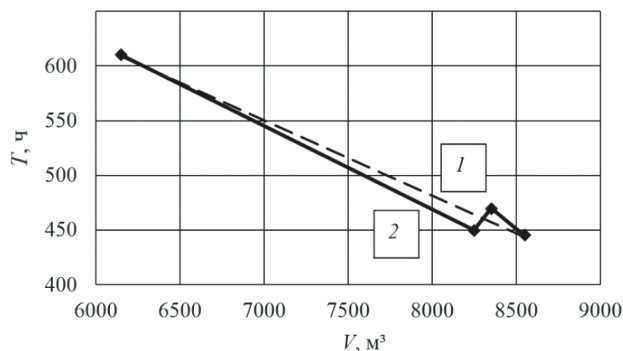


Рис. 2. Зависимость среднего ресурса подшипников химических насосов T от количества вывозимых продуктов заиливания из водосборников V : 1 – расчетная, 2 – экспериментальная.

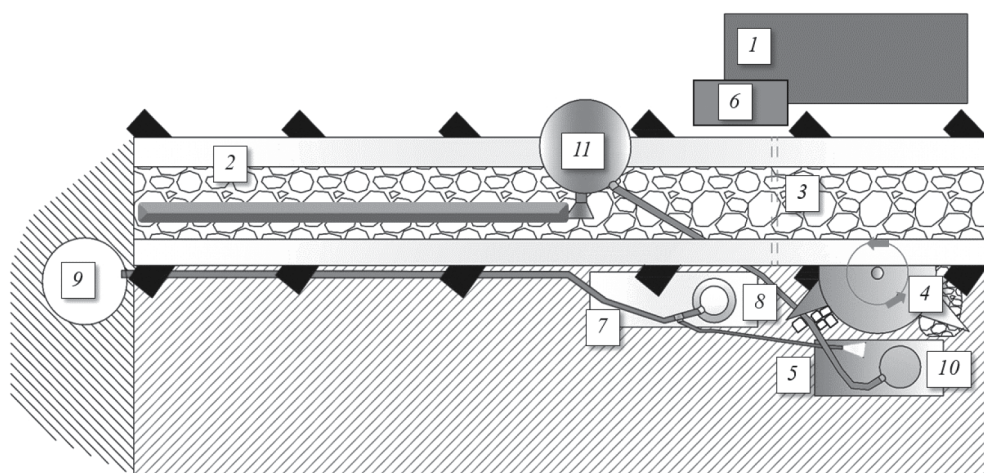


Рис. 3. Механизированный комплекс по сбору просыпанной горной массы: 1 – вибропитатель; 2 – ленточный конвейер; 3 – перегородка; 4 – загребаящая звезда; 5 – шламоборник; 6 – система орошения руды; 7 – водосборник; 8 – погружной насос; 9 – скиповый ствол; 10 – погружной насос с агитатором; 11 – емкость для сбора ило-шламовой пульпы.

шения перемещает в специальный шламоборник 5 образовавшиеся отложения лучами, закрепленными на ее втулке. Проливающаяся на почву горной выработки вода при работе системы орошения руды 6 стекает в специальный водосборник 7, откуда она затем погружным насосом 8 перекачивается в зумпф скипового ствола 9. Часть воды из нагнетательного трубопровода насоса 8 периодически поступает в шламоборник 5 через его ответвляющуюся часть. Поступившая в шламоборник вода перемешивается с накопившейся горной массой с помощью агитатора (мешалки) погружного насоса 10, образуя ило-шламовую пульпу, которая затем этим же насосом перекачивается в емкость 11, расположенную над конвейером. Через сливной кран емкости 11 ило-шламовая пульпа равномерно подается на ленту конвейера.

Кроме этого, также необходимо футеровать накопительный бункер и подъемный сосуд (скип) материалами с антифрикционными характеристиками, так как это позволит снизить риск залипания руды в их конструкциях, тем самым сократив количество используемой технической воды на орошение алмазосодержащего сырья.

Выводы. Лабораторными исследованиями установлено, а статистическими исследованиями подтверждено, что основной причиной преждевременных отказов подшипников химических насосов участковой водоотливной установки рудника «Удачный» является их работа в предкавитационных режимах, вызванная ухудшением всасывающей способности насосного оборудования по причине сильного заиливания водосборников. Предложены рекомендации по снижению интенсивности заиливания водосборников участковой водоотливной установки.

Финансирование. Данная работа финансировалась за счет средств бюджета Северо-Восточного федерального университета им. М.К. Аммосова. Никаких дополнительных грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

Конфликт интересов. Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыбникова Л. С., Рыбников П. А., Смирнов А. Ю. Затопление шахт и разрезов Челябинского угольного бассейна: последствия, проблемы и решения // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. 2023. № 3. С. 167.
2. Овчинников Н. П. Об обеспечении безопасной эксплуатации главной водоотливной установки рудника «Удачный» // Безопасность труда в промышленности. 2023. № 5. С. 41.
3. Dominique P., Aochi H., Morel J. Triggered seismicity in a flooded former coal mining basin (Gardanne Area, France) // Mine Water Environ. 2022. V. 41. P. 317.
4. Овчинников Н. П. Системный анализ влияния факторов внутренней и внешней среды на периодичность капитальных ремонтов секционных насосов // Горный журнал. 2022. № 9. С. 74.
5. Shen Z., Li R., Han W., Quan H. Erosion wear in impeller of double-suction centrifugal pump due to sediment flow // J. of Applied Fluid Mechanics. 2020. V. 13. № 4. P. 1131.
6. Долганов А. В. Гидроабразивный износ и экономичность водоотливных установок шахт и рудников // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2019. № S9. С. 3.
7. Долганов А. В. Повышение энергоэффективности при эксплуатации комплексов шахтного водоотлива // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2019. № S9. С. 16.
8. Shishlyannikov D., Zvonarev I., Rybin A., Zverev V., Ivanchenko A. Assessment of Changes in the Abrasiveness of Solid Particles in Hydraulic Mixtures Pumped with ESPs // Applied Sciences. 2023. V. 13 (3). P. 1.
9. Шишлянников Д. И., Лавренко С. А., Зверев В. Ю., Муравский А. К., Микрюков А. Ю. Исследование гидроабразивного износа рабочих ступеней скважинных электроцентробежных насосов, перекачивающих жидкости с высоким содержанием механических примесей // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2023. № 7. С. 5.
10. Мустафин А. Х., Кабылкайыр Д. Н., Исакова Т. А., Гребенкин В. В., Кайролла Б. К. Разработка методов защиты насосных агрегатов от вибрационных нагрузок // Наука и техника Казахстана. 2019. № 2. С. 6.
11. Поветкин В. В., Керимжанова М. Ф., Орлова Е. П., Зукаева А. З. Совершенствование оборудования для транспортировки гидросмеси в обогательном производстве // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2018. № 6. С. 161.
12. Брусова О. М. К вопросу повышения срока службы грунтовых насосов // Вестник Пермского научно-исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. 2014. № 10. С. 98.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 621.822

**К ВОПРОСУ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗАЩИТНОЙ ВТУЛКИ ВАЛА
С ЭЛАСТИЧНЫМ ДЕМПФИРУЮЩИМ ЭЛЕМЕНТОМ**

© 2024 г. И. С. Сплавский

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия**e-mail: spl-igor@yandex.ru*

Поступила в редакцию 14.08.2023 г.

После доработки 29.11.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

В статье представлен принцип конструктивной особенности подшипника для разделения сред. Описаны эксперименты по оценке работоспособности таких подшипников в узле осевой разгрузки ротора лабиринтно-винтового насоса.

Ключевые слова: опорно-упорный подшипник, циркуляционный агрегат реакторной установки, главный циркуляционный насос (ГЦН), грузоподъемность, насос, коэффициент трения

DOI: 10.31857/S0235711924020114, **EDN:** QVPUNG

В конструкциях погружной техники широко применяются радиальные подшипники из твердого сплава для повышения надежности оборудования [1]. Особенно это техническое решение распространено в насосах и предвключенных устройствах, предназначенных для работы при большом газовом факторе и механических примесях, а также широко применяется в высокооборотной технике [2].

Такая пара трения имеет ряд недостатков: 1) наличие концентраторов напряжений на втулке, установленной на валу, что может привести к разрушению и, как следствие, увеличение толщины втулки и строгий контроль технологии изготовления шпоночного паза; 2) большая масса, вращающаяся на валу, которая негативно проявляется при высоких оборотах; 3) заклинивание втулок без грязеотводящих винтовых канавок при попадании крупных частиц и работе в газожидкостной среде; 4) высокая стоимость материала [3].

Параллельно с решением вышеперечисленных задач, в рамках исследований работоспособности лабиринтно-винтового насоса компанией «Лекс», возникла необходимость испытания насоса с гидродинамической разгрузкой пяты, что, в свою очередь, требует минимизировать утечки жидкости из узла разгрузки.

Для решения задачи компания РЕАМ РТИ предоставила два вида радиальных подшипников с эластичными демпфирующими элементами (ЭДЭ), которые предположительно могут заменить не только металлокерамические материалы, но и обеспечить минимальные перетоки жидкости в зоне подшипника [4]. При этом обеспечивается тепломассоперенос в трибосопряжении, который исключает перегрев подшипника [5].

В этой связи возникает возможность применения такого подшипника в узлах осевой разгрузки динамических насосов, где перетоки жидкости должны быть минимальны или вообще недопустимы.

Компания «Лекс» провела ряд экспериментов по оценке работоспособности таких подшипников в узле осевой разгрузки ротора лабиринтно-винтового насоса (ЛВН), где узел осевой разгрузки обеспечивает его высокую энергоэффективность.

Испытания проводились на высокоскоростном стенде в ИМАШ РАН с использованием опытно-промышленного образца лабиринтно-винтового насоса ЛВН 01-92, в узле осевой разгрузки которого применялись металлокерамические радиальные подшипники ВК8 с осевой винтовой канавкой на втулке вала, ВК8 без винтовой канавки с минимальным зазором и два типа ЭДЭ подшипников на основе капролона с номинальным диаметром трения 20 мм и с предварительным натягом резинового элемента в трибосопряжении 0.05 мм и 0.1 мм. Основа представленных втулок была получена с применением 3D-моделирования (печати). Они были выполнены из разных материалов и имели разный коэффициент усадки.

На рис. 1 представлен узел осевой разгрузки ЛВН 01-92 с радиальным подшипником.

На рис. 2 представлен радиальный подшипник с защитной втулкой ЭДЭ узла осевой разгрузки ЛВН 01-92 с эластичным демпфирующим элементом.

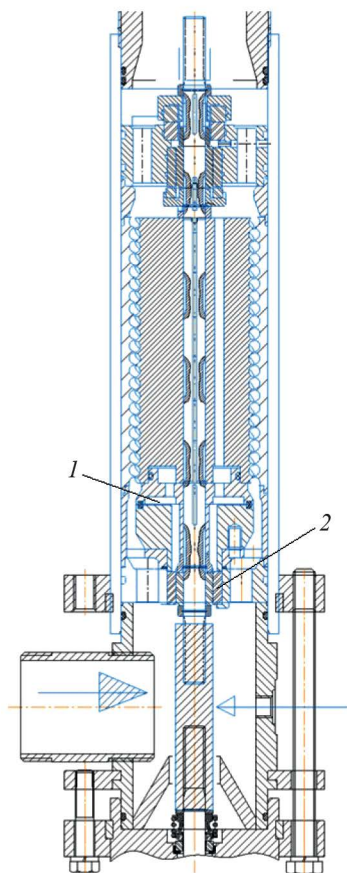


Рис. 1. ЛВН 01-92: 1 – узел осевой разгрузки; 2 – радиальный подшипник.

На рис. 3 представлены два типа радиальных подшипников. Проведено несколько экспериментов: два эксперимента проводились с твердосплавной втулкой Вк 8 с винтовой канавкой и без нее, два последующих эксперимента проводились с втулками, представленными на рис. 3а (исполнение 1 и 2). Вид установки подшипника представлен на рис. 3б.

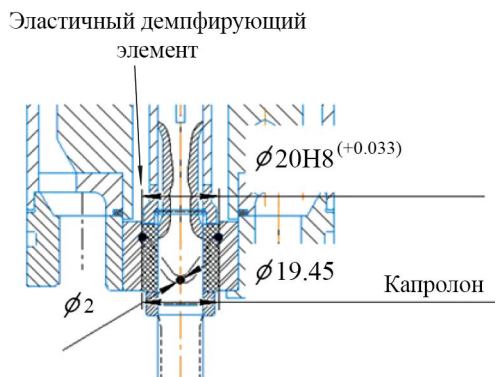


Рис. 2. Чертеж радиального подшипника с защитной втулкой ЭДЭ узла осевой разгрузки ЛВН 01-92.



Рис. 3. Защитные втулки с эластичным демпфирующим элементом – ЭДЭ радиального подшипника узла осевой разгрузки ротора ЛВН 01-92: (а) – втулки с исполнением 1 и 2; (б) – вид установки втулки в подшипник.



Рис. 4. Развертка поверхности втулки ЭДЭ с разделением зон высокого и низкого давления в узле осевой разгрузки.

Так как у данного типа подшипника минимизирован или отсутствует переток жидкости, в связи с этим образуются 2 зоны высокого и низкого давления, что показано на развертке (рис. 4).

Эксперимент по оценке влияния утечек в узле осевой разгрузки проводился на воде при частоте вращения ротора 9000 об/мин. Использовались несколько типов защитных втулок вала радиального подшипника, конструкция которого определяет динамику утечек жидкости из узла осевой разгрузки пяты ротора ЛВН 01-92 (рис. 1): 1) защитная гладкая втулка твердосплавная ВК8 – вкладыш подшипника твердый сплав ВК8 (зазор – 0.05 мм) (рис. 5а); 2) защитная втулка твердосплавная ВК8 с винтовой грязеотводящей канавкой – вкладыш подшипника твердый сплав ВК8 (зазор – 0.05 мм) (рис. 5б); 3) защитная втулка – ЭДЭ, исполнение 1: вкладыш подшипника – капролон с предварительным натягом резинового элемента в трибосопряжении 0.1 мм; 4) защитная втулка – ЭДЭ, исполнение 2: вкладыш подшипника – капролон с предварительным натягом резинового элемента в трибосопряжении 0.05 мм.

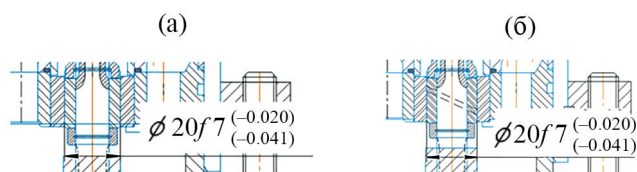


Рис. 5. Чертежи защитных втулок: (а) – гладкая втулка; (б) – втулка с винтовой грязеотводящей канавкой.

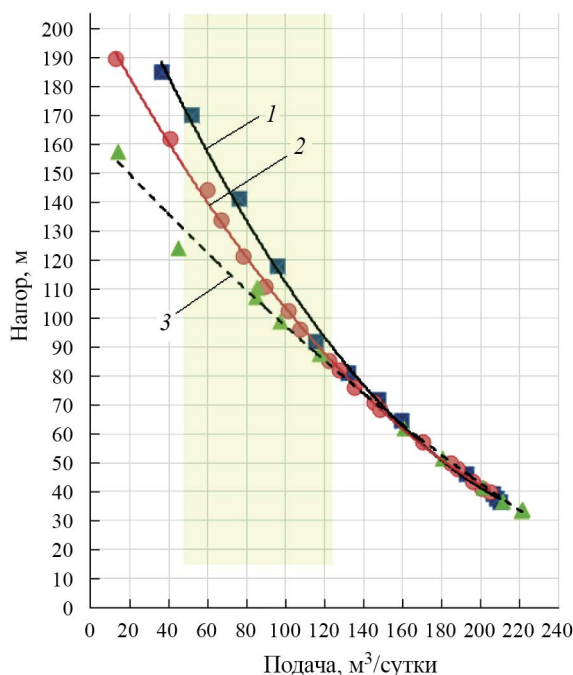


Рис. 6. Уровень напора ЛВН 01-92 в зависимости от типа радиального подшипника узла разгрузки: 1 – ЭДЭ; 2 – подшипник без канавки; 3 – подшипник с канавкой.

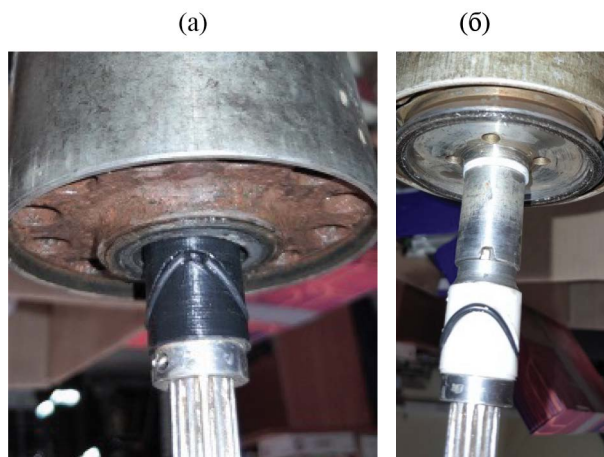


Рис. 7. Состояние подшипников ЭДЭ после испытаний: (а) — втулка по исполнению 1; (б) — втулка по исполнению 2.

Проведенные сравнительные гидродинамические испытания ЛВН 01-92 с различными типами радиального подшипника показали работоспособность и эффективность подшипника ЭДЭ. Сравнительная напорно-расходная характеристика насоса представлена на рис. 6.

Следует отметить, что при использовании подшипника ЭДЭ зафиксирован самый низкий уровень перетоков жидкости в зоне узла осевой разгрузки насоса, что свидетельствует о высокой герметизации камеры осевой разгрузки.

После сравнительных гидродинамических испытаний ЛВН 01-92 был проведен тщательный визуальный осмотр защитной втулки ЭДЭ. На рис. 7 показано состояние защитных втулок вала ЭДЭ различного исполнения. На ЭДЭ исполнения 1 (рис. 7а, втулка по исполнению 1) по краям имеются следы касания о твердосплавный вкладыш, а также локальный разрыв резинового кольца. При анализе дефектов можно сделать вывод, что они связаны с геометрическими отклонениями от конструкторской документации (КД) опытного образца втулки. На ЭДЭ исполнения 2 заметных дефектов не обнаружено (рис. 7б).

Полученные результаты свидетельствуют о работоспособности и эффективности радиального подшипника с защитной втулкой ЭДЭ.

Закключение. Испытания подтвердили работоспособность подшипников с защитными втулками ЭДЭ на высоких частотах вращения. Как показано на рис. 4, траектория прокладки ЭДЭ по поверхности защитной втулки обеспечивает устойчивое обтекание жидкостью поверхностей трения без перетоков из зоны высокого давления в зону низкого давления узла разгрузки. Этот эффект особенно важен для высокоскоростного подшипника, так как при использовании высокоточных защитных втулок (зазор не более 0.05 мм) без грязеотводящих винтовых канавок наблюдается перегрев и в ряде случаев задиры и схватывание поверхностей трения [6].

Решение о внедрении таких подшипников в узлах осевой разгрузки высокооборотных роторов ЛВН возможно принять по завершении исследований их износостойкости с учетом воздействия агрессивных условий эксплуатации [7].

Финансирование. Данная работа финансировалась за счет средств бюджета Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Никаких дополнительных

грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

Конфликт интересов. Автор заявляет, что у него нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Xu J., Wang W., Zhang C., Wang J.* Experimental investigations of novel compound bearing of superconducting magnetic field and hydrodynamic fluid field // IEEE Transactions on Applied Superconductivity. 2020. Т. 30. № 1. P. 8794543.
2. *Шихватов А. М.* Об устойчивости упорных газодинамических подшипников, профилированных спиральными канавками // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 6. С. 27.
3. *Юшин Е. С.* Насосное оборудование системы трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. Ухта: Ухтинский гос. техн. ун-т, 2019. 219 с.
4. *Majorov S.* On finite element model for hydrodynamic journal bearing with micropolar lubrication // The 10th Int. Conf. BALTRIB'2019. С. 202.
5. *Gangrade A. K., Phalle V. M., Mantha S. S., Siddiquee A. N.* Influence of eccentricity ratio on stability performance of hydrodynamic conical journal bearing // J. of Physics: Conf. Series. 2, Advances in Mechanical Engineering. Series "2nd Int. Conf. on New Frontiers in Engineering, Science and Technology, NFEST 2019", 2019. С. 012115.
6. *Temis Yu. M., Temis M. Yu.* Rigidity and damping characteristics of hydrodynamic sliding bearing with deformable working surfaces // J. of Friction and Wear. 2007. Т. 28. № 2. С. 128.
7. *Черемисинов Е. М., Славский И. С.* Разработка и оптимизация высокооборотных нагруженных осевых опор с плавающими секторами погружных лопастных насосов // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2023. № 1. С. 16.
https://doi.org/10.52261/02346206_2023_1_16

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 621.89.017

**ИССЛЕДОВАНИЯ АНТИФРИКЦИОННЫХ И РЕСУРСНЫХ СВОЙСТВ
СУСПЕНЗИОННЫХ ПОКРЫТИЙ
НА ОСНОВЕ ДИСУЛЬФИДА МОЛИБДЕНА****© 2023 г. М. В. Прожега^{1, *}, А. А. Мисоченко¹,
Е. О. Константинов¹, Е. О. Решиков²**¹*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*²*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия***e-mail: maksim.prozhega@yandex.ru*

Поступила в редакцию 28.07.2023 г.

После доработки 08.12.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

В статье приведены результаты испытания покрытий на износ по схеме “шар–диск” (ASTM G99) и при линейном возвратно-поступательном движении по схеме “шар–плоскость” (ASTM G133) покрытий на основе дисульфида молибдена в широком диапазоне условий эксплуатации. Монокомпонентные и легированные графитом, керамикой и политетрафторэтиленом суспензионные покрытия на основе дисульфида молибдена исследовались в вакууме при повышенных температурах и при нормальных атмосферных условиях. Коэффициент трения и ресурс покрытий определялись в зависимости от технологии нанесения и условий эксплуатации. Были исследованы структура и химический состав покрытий, механизмы износа и разрушения покрытий.

Ключевые слова: дисульфид молибдена, вакуум, покрытие, трение, износ**DOI:** 10.31857/S0235711924020127, **EDN:** QVGKHZ

Твердые смазочные материалы (далее — ТСМ) используют для снижения трения и износа в условиях эксплуатации, когда применение пластичных и жидких смазочных материалов неэффективно. Одним из широко применяемых ТСМ является дисульфид молибдена MoS_2 . Особую актуальность покрытия на основе дисульфида молибдена приобретают в условиях работы космических аппаратов [1–3], в металлообработке (вытяжка, штамповка, резание) [4, 5], термоядерных реакторах [6, 7] и других экстремальных условиях эксплуатации. Известно, что трибологические свойства покрытий из MoS_2 зависят от условий окружающей среды, в первую очередь от температуры, влажности, наличия кислорода и структуры самого покрытия [1, 3, 7, 8]. В вакууме или в среде инертного газа (в отсутствие кислорода и влажности) покрытия на основе MoS_2 показывают низкие значения коэффициента трения (менее 0.05) и высокую долговечность (несколько миллионов циклов) даже при высоких температурах до 400–500 °С [2, 4, 8, 9]. Во влажной среде трение возрастает в результате взаимодействия молекул воды и MoS_2 . Увеличение трения при адсорбции молекул воды является термически обратимым, т. е. коэффициент трения (КТ) снижается при повышении температуры [2, 9, 10]. Во влажном воздухе КТ покрытий из MoS_2

составляет 0.15–0.2, а долговечность не превышает нескольких тысяч циклов [7]. При повышении температуры до 100–400 °С в присутствии кислорода возникает поверхностное окисление пленок MoS_2 с образованием оксидов молибдена MoO_3 и MoO_2 , что значительно снижает трибологические свойства. В работе [10] отмечается, что небольшое количество кислорода или водяного пара в атмосфере улучшает трибологические свойства покрытий из MoS_2 . Таким образом, состав покрытий и условия эксплуатации имеют существенное значение и влияют на трибологические свойства.

Целью настоящей статьи является исследование трибологических свойств покрытий на основе MoS_2 , нанесенных суспензионным методом при комнатной и повышенной температурах, а также в вакууме.

Методика испытаний и оборудование. Описание образцов покрытий. Были проведены исследования на шести образцах твердосмазочных покрытий суспензионного нанесения. Характеристики образцов представлены в табл. 1. Суспензии с антифрикционным наполнителем на основе MoS_2 наносили на образцы в виде дисков диаметром 82 мм, толщиной 2 мм из стали 12Х17. Перед нанесением диски подвергали пескоструйной обработке электрокорундом с зернистостью 100 мкм. Затем образцы промывали в специальном очистителе, протирали ветошью и высушивали на воздухе в течение не менее 15 мин. Отверждение покрытий происходило на воздухе при температуре, рекомендуемой производителем, согласно табл. 1. Все покрытия имеют разный тип пленкообразователя.

Методика испытаний на трение по схеме “шар–диск” (ASTM G99) на воздухе. Трибологические испытания в воздушной среде проводили на аттестованной машине трения ТРИБОТЕСТ “Шар–Диск-01” (рис. 1), разработанной в ИМАШ РАН [11] в соответствии со стандартом ASTM G99.

В качестве контрольного образца использовали шар диаметром 6.35 мм из стали ШХ15. Режимы испытаний на трение приведены в табл. 2.

В 1-й серии опытов при заданном времени испытания – 30 мин исследовали кинетику КТ. Во 2-й серии опытов при большей нагрузке и скорости оценивали ресурс покрытия по предельному пути трения L , который выдерживает покрытие до дости-

Таблица 1. Характеристики исследуемых покрытий

Номер образца	Основа	Тип пленкообразователя	Температура полимеризации, °С	Температура эксплуатации, °С	Антикоррозионные свойства по ISO 9227, ч
1	MoS_2	Органический	+20	–70...+150	Не предназначено для защиты
2	MoS_2	Неорганический силикатный	+200	–	То же
3	MoS_2 + ПТФЭ	Эпоксидное	+200	–75...+255	>672
4	MoS_2	Органический термопластичный полимер	+20	–210...+320	>160
5	MoS_2	Эпоксидное	+130...+200	–200...+255	>720
6	MoS_2 + графит	Полиамидимид	+200	–70...+315	Не предназначено для защиты

Примечание. ПТФЭ – политетрафторэтилен.

жения КТ величины $f = 0.3$. Усилие на образец $N(H)$ задавали постоянным в течение всего времени испытания.

Методика испытаний по схеме “шар–плоскость” (ASTM G133). Трибологические испытания в соответствии с методикой ASTM G133 по кинематической схеме возвратно-поступательного движения проводили на специальном стенде для испытаний в вакууме ВС-01, который разработан в ИМАШ РАН [12]. Стенд позволяет проводить испытания при давлении в камере не более 10^{-3} Па, температуре образца до 250°C , амплитуде перемещения образца 5 мм и частоте возвратно-поступательного перемещения 0.5 Гц. Усилие на образец составляет 7 Н. Длительность опытов для определения КТ составляла 30 мин. Ресурс оценивали по пути трения, пройденному до повышения КТ $f = 0.3$. В качестве контрообразца использовали шар диаметром 6.35 мм из стали ШХ15. Для оценки износостойкости покрытия использовали величину площади сечения дорожки трения S , измеренную с помощью профилометра в трех местах.

Микроструктуру исследовали методом сканирующей электронной микроскопии на микроскопе JSM-IT500 фирмы JEOL с химическим анализатором.

Результаты и их обсуждение. Результаты исследований структуры покрытий. Исследуемые покрытия представляют собой пористый однородный (образец 1) или неоднородный (образцы 2–6) слой (рис. 2).

Покрытие 1 имеет равномерную однофазную структуру (рис. 2а) со средним размером структурной составляющей 6–8 мкм. Структура покрытия образца 2 является однофазной, но характеризуется неоднородным распределением размеров структурных составляющих 2–18 мкм (рис. 2б). При этом оба покрытия (образец 1 и 2) не содержат

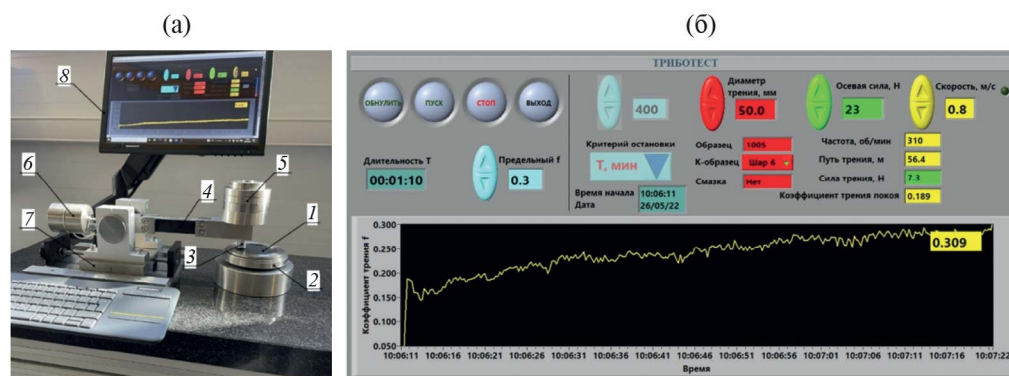


Рис. 1. Внешний вид машины трения ТРИБОТЕСТ “Шар–Диск-01” (а), лицевая панель программы для управления и сбора данных (б); 1 – образец с покрытием; 2 – патрон; 3 – индентор с контрообразцом; 4 – тензодатчик; 5 – грузы; 6 – балансир; 7 – подвижная каретка; 8 – экран с сенсорным управлением.

Таблица 2. Режимы испытаний по стандарту ASTM G99

Серия опытов	Критерий	Сила, Н	Скорость скольжения, м/с	Условие остановки	Среда	Температура образца, $^{\circ}\text{C}$
1	Коэффициент трения	7	0.1	30 мин или $f = 0.3$	Воздух	+23
2	Путь трения, м	23	0.8	$f = 0.3$	Воздух	+23

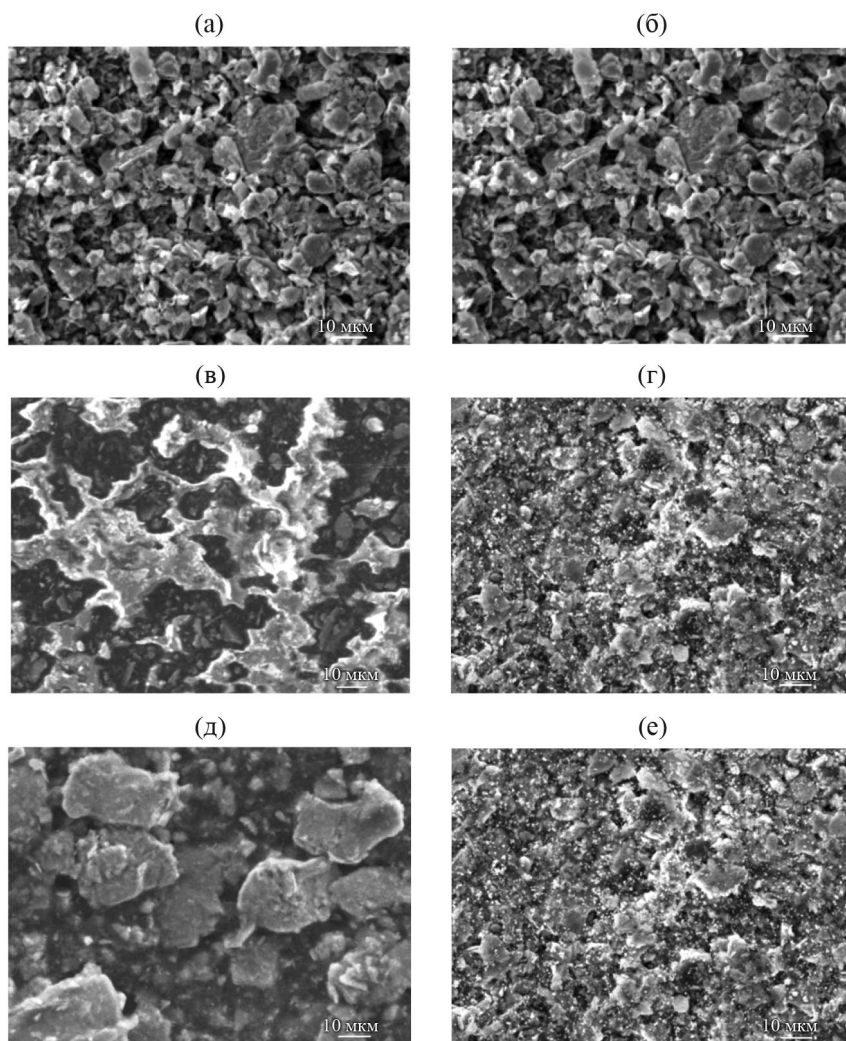


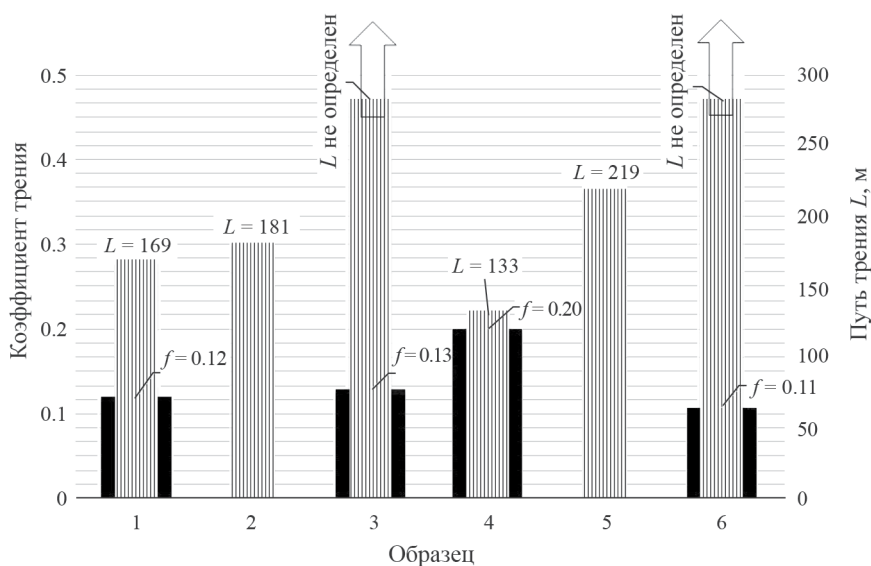
Рис. 2. Результаты исследования микроструктуры покрытий: (а) — образец 1; (б) — образец 2; (в) — образец 3; (г) — образец 4; (д) — образец 5; (е) — образец 6. Увеличение $\times 1000$.

легирующих элементов в составе и характеризуются наличием пор размерами до 4 мкм (для образца 1) и 8 мкм (для образца 2) (рис. 2а, б).

Элементный анализ показал наличие фтора в покрытии образца 3, сурьмы в покрытии образца 4, титана в покрытии образца 5 и вольфрама в покрытии образца 6 (табл. 3). Перечисленные покрытия имеют двухфазную структуру (рис. 2в–е) со средними размерами структурных составляющих 12 и 8 мкм (рис. 2в), 7 и 13 мкм (рис. 2г), 10 и 18 мкм (рис. 2д), 1 и 4 мкм (рис. 2е). Наличие фтора является свидетельством присутствия ПТФЭ в покрытии образца 3 (табл. 1), добавленного в целях улучшения антифрикционных свойств. Наличие титана, сурьмы и вольфрама, по-видимому, указывает на присутствие этих элементов в виде оксидов

Таблица 3. Химический состав образцов до испытаний

Номер образца	Элемент								
	C	O	F	Si	S	Ti	Mo	Sb	W
1	20.8	5.0	—	0.4	28.6	—	44.4	—	—
2	—	14.0	—	3.5	32.5	—	48.6	—	—
3	52.4	11.2	21.0	4.8	4.4	—	6.4	—	—
4	34.9	16.1	—	0.4	8.4	—	13.9	26.2	—
5	60.2	15.7	—	0.2	8.4	3.1	11.7	—	—
6	44.1	13.5	—	1.6	11.3	—	16.4	—	13.1

Рис. 3. Коэффициент трения и путь трения покрытий по результатам испытаний по схеме “шар–диск” (табл. 2, режим № 1); ■ — коэффициент трения f ; ▨ — путь трения L , м.

или карбидов для повышения износостойкости покрытий у образцов № 5, № 4 и № 6 соответственно. Так, в работе [8] показана возможность использовать покрытия на основе MoS_2 во влажной среде с $f = 0.04$ благодаря легированию титаном. Повышенное содержание кислорода в образце № 5 свидетельствует, что использовали оксид титана для легирования.

У покрытия образца 4, легированного Sb_2O_3 , отсутствуют заметные поры (рис. 2г). Из литературы известно, что Sb_2O_3 повышает твердость твердосмазочных покрытий. Для покрытия образца 6 характерно наличие мелкодисперсных равномерно распределенных включений углерода (рис. 2д).

Результаты испытания по методике G99 на воздухе. Испытания на трение при низком уровне нагрузок (табл. 2, режим 1) показали, что образцы 3 и 6 имеют выгодное

сочетание низкого КТ и повышенного ресурса (рис. 3). Это можно объяснить наличием добавок ПТФЭ и графита в образцах соответственно. В течение 30 мин разрушения не наблюдали. Опыты с образцами 1, 2, 4 и 5 были остановлены по критерию превышения предельного значения КТ $f_{\text{пред}} = 0.3$ вследствие их постоянного роста. Для образцов 1 и 4 значения КТ (рис. 3) соответствуют выходу на установившийся режим, но в течение очень короткого периода. Для образцов 2 и 5 не удалось определить значения КТ, поскольку выход на установившийся режим не наблюдался.

Результаты испытаний по методике G99 на 2-м режиме (табл. 2), представленные на рис. 4, показали, что наибольшим КТ обладают образцы 5 и 1 ($f = 0.24$), а также образец 4 ($f = 0.19$), что предположительно связано с легированием титаном и оксидом сурьмы соответственно (табл. 3).

Коэффициент трения образцов 6, 2 значительно ниже, чем у образцов 5 и 1, более чем в 2 раза (рис. 4). Покрытие образца 6 имеет наибольший ресурс, вероятно связанный с присутствием графита, коррелирующий с измерениями коэффициента трения, чего не наблюдается в случае покрытия образца 2 (рис. 4). Покрытие образца 3, отличающееся наличием ПТФЭ, имеет достаточно низкий КТ $f = 0.12$ и высокий ресурс, который, однако, остается ниже, чем у покрытия образца 6 с графитом и соединением вольфрама.

Результаты испытания по методике G133. Исследование кинетики КТ на воздухе при возвратно-поступательном движении показало рост у покрытия образца 5 с $f = 0.15$ до $f = 0.28$ после прохождения пути трения $L = 2.5$ м, несмотря на легирование оксидом титаном, которое, как ожидалось, будет способствовать стабилизации работы покрытия во влажной среде (рис. 5а). Остальные покрытия характеризуются условно постоянным КТ в течение времени испытания. Средние значения составили $f = 0.085$ для покрытия образца № 1; $f = 0.12$ для покрытия образца № 2; $f = 0.07$ для покрытия образца № 3; $f = 0.125$ для образца № 4; $f = 0.12$ для образца № 6 (рис. 5а).

Следует отметить немонотонное поведение КТ в случае покрытий образцов № 1, № 2, № 6 и № 4. При этом максимальная амплитуда изменения значения КТ в процессе испытания соответствовала покрытию образца № 4 (изменялся от $f = 0.085$ до $f = 0.15$). Покрытие образца № 3, имеющее в составе ПТФЭ, характеризуется стабильно низким КТ в течение всего времени испытания ($f = 0.07$). Максимальной

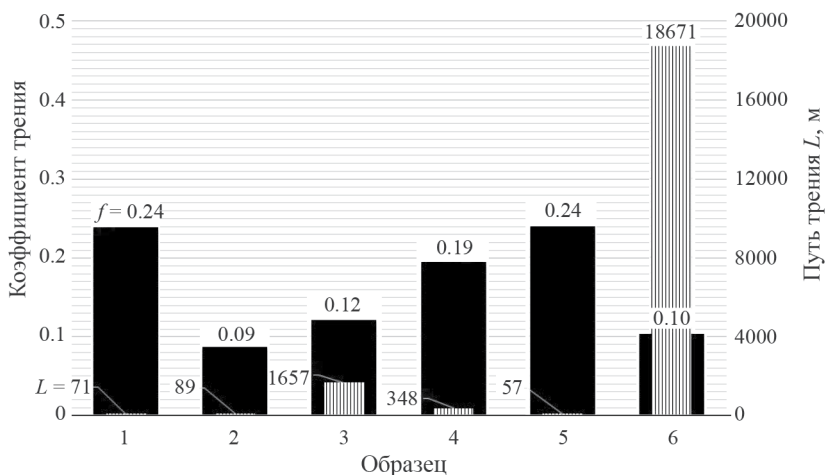


Рис. 4. Коэффициент трения покрытий и путь трения покрытий по результатам испытаний на воздухе по схеме «шар – диск», методика G99 (табл. 2, режим № 2); ■ – коэффициент трения f ; ▨ – путь трения L , м.

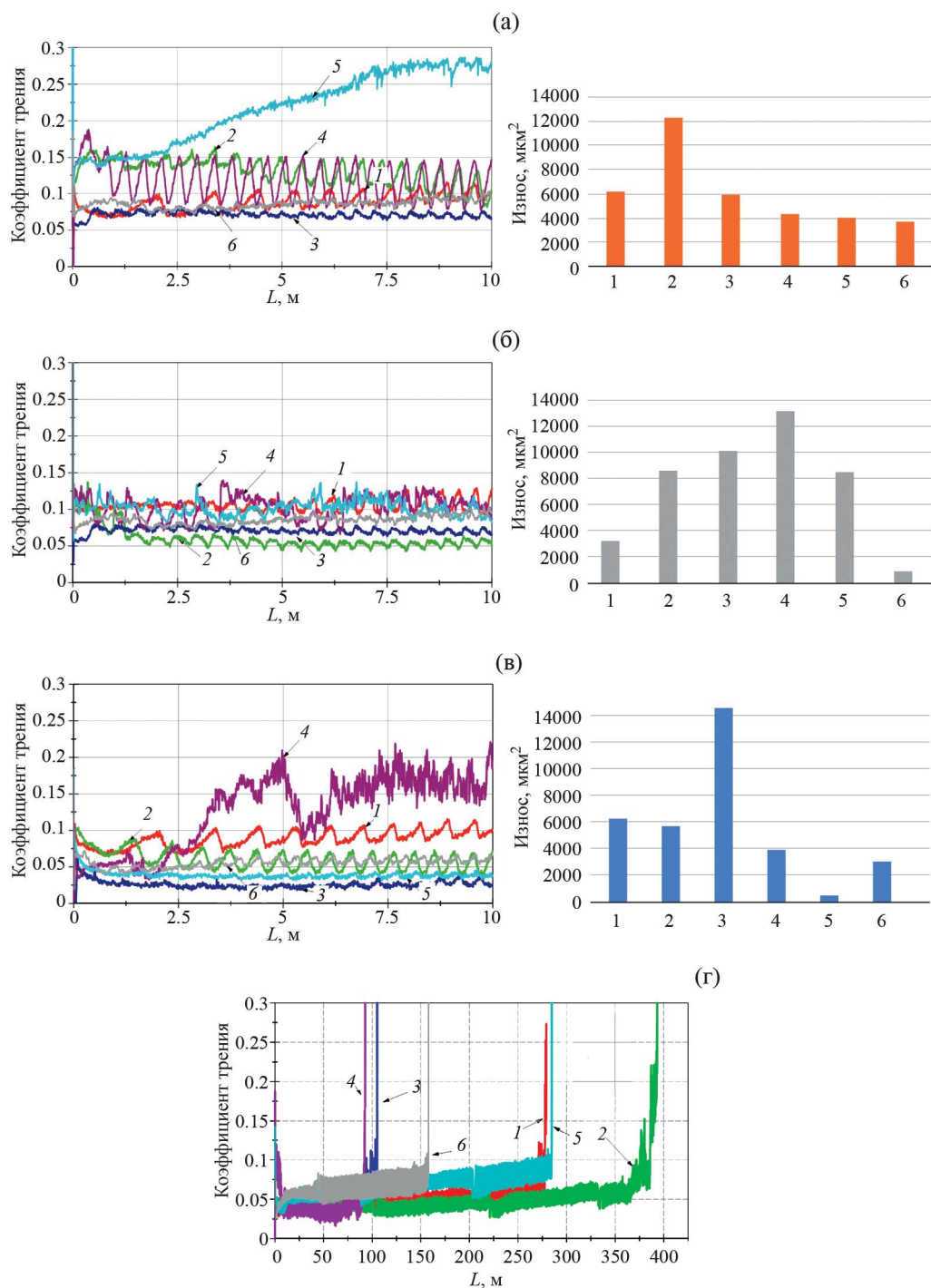


Рис. 5. Результаты испытаний на трение и износ при возвратно-поступательном движении (методика G133): (а) – на воздухе при 23 °С; (б) – в вакууме при комнатной температуре 23 °С; (в) – в вакууме при температуре 250 °С; (г) – ресурс в вакууме при температуре 250 °С; $Fr = 0.5$ Гц, $L = 5$ м.

износостойкостью при этом обладают покрытия образцов № 4 и № 6, что, по-видимому, связано с повышением их твердости вследствие легирования оксидом сурьмы и соединением вольфрама соответственно. Минимальную износостойкость демонстрирует покрытие образца № 2. КТ в вакууме остался условно постоянным для всех покрытий в течение времени испытания, разрушения не наблюдали (рис. 5б). Немонотонное поведение при этом сохраняется, однако амплитуда «скачков» заметно ниже ($f = 0.075$ – 0.12 для покрытия образца № 4). Средняя величина КТ при этих условиях испытания для покрытий образцов № 1, № 5 и № 4 составляет $f = 0.1$; для покрытия образца № 6 – $f = 0.08$; для покрытия образца № 3 – $f = 0.075$; для покрытия образца № 2 – $f = 0.05$. Наиболее заметное снижение КТ по сравнению с испытаниями на воздухе наблюдается для покрытия образца № 2. Наибольшей износостойкостью в этих условиях испытаний обладают покрытия образцов № 1 и № 6. При повышенной температуре на $L = 4$ м наблюдался резкий рост КТ с $f = 0.05$ до $f = 0.18$ для покрытия образца № 4, легированного Sb_2O_3 (рис. 5в). При испытании на ресурс (рис. 5г) заметна стабилизация КТ для данного покрытия вплоть до $L = 85$ м, что, однако, остается худшим показателем при сравнении с остальными исследуемыми покрытиями. Покрытия образцов № 1, № 3 и № 5 при повышении температуры в вакууме характеризовались стабильным поведением КТ – $f = 0.04$ для покрытий образцов № 1 и № 5; $f = 0.025$ для покрытия образца № 3. Для покрытий образцов № 2 и № 6 сохраняется немонотонное поведение КТ. При этом средняя величина КТ составляет $f = 0.055$ для обоих покрытий, но варьируется в пределах 0.04 – 0.07 для покрытия образца № 2 и 0.05 – 0.06 для покрытия образца № 6. Наибольшая износостойкость в этих условиях характерна для покрытия образца № 5, легированного оксидом титана.

При испытании на ресурс при повышенной температуре (рис. 5г) наибольшую работоспособность демонстрирует покрытие образца № 2, наименьшую – образец № 4 с добавками Sb_2O_3 и № 3 с ПТФЭ. Так, ПТФЭ в качестве добавки к покрытию на основе MoS_2 показывает эффективную работу в воздушной среде, но при повышении температуры выше 250 °С может терять свои свойства вследствие начала деструкции химических связей [13]. Изменение среды и температуры испытания может оказывать существенное влияние на характер изменения КТ исследуемых покрытий. Вакуум, в отличие от воздуха, стабилизирует покрытие образца № 5, легированное оксидом титана, а повышение температуры в вакууме приводит к разрушению покрытия образца № 4 с добавками Sb_2O_3 . Наличие вакуума, как правило, снижает КТ всех покрытий на основе MoS_2 , наибольшее снижение при этом наблюдается в величине КТ покрытия образца № 2, и почти не влияет на КТ покрытия образца № 3 с ПТФЭ.

Повышение температуры в вакууме приводит к заметному снижению КТ всех изучаемых покрытий, наименьшая величина при этом соответствует покрытию образца № 3, которое также характеризуется наиболее стабильным поведением при всех условиях испытаний, однако наряду с покрытием образца № 4 показывает наименьший ресурс. Графит и соединение вольфрама как легирующие добавки покрытия образца № 6 обеспечивают работоспособность как во влажной среде на воздухе, так и в условиях вакуума. При этом в условиях повышенной температуры добавка соединения вольфрама приводит к увеличению износостойкости покрытия.

Исследование поверхности трения (рис. 6) показало схожую ширину дорожки трения покрытий образцов № 1, № 3, № 5 и № 6 (250 – 300 мкм). При этом покрытия образцов № 1 и № 3 характеризуются неоднородностью (неровностью) краев дорожки, покрытие образца № 6, напротив, вязким характером движения контртела по поверхности.

Дорожка трения покрытия образца № 2 характеризуется частичным отслоением покрытия, неровностью краев, хотя общая ширина дорожки из приведенных образцов максимальна (порядка 400 мкм). Минимальная ширина дорожки трения наблюдается

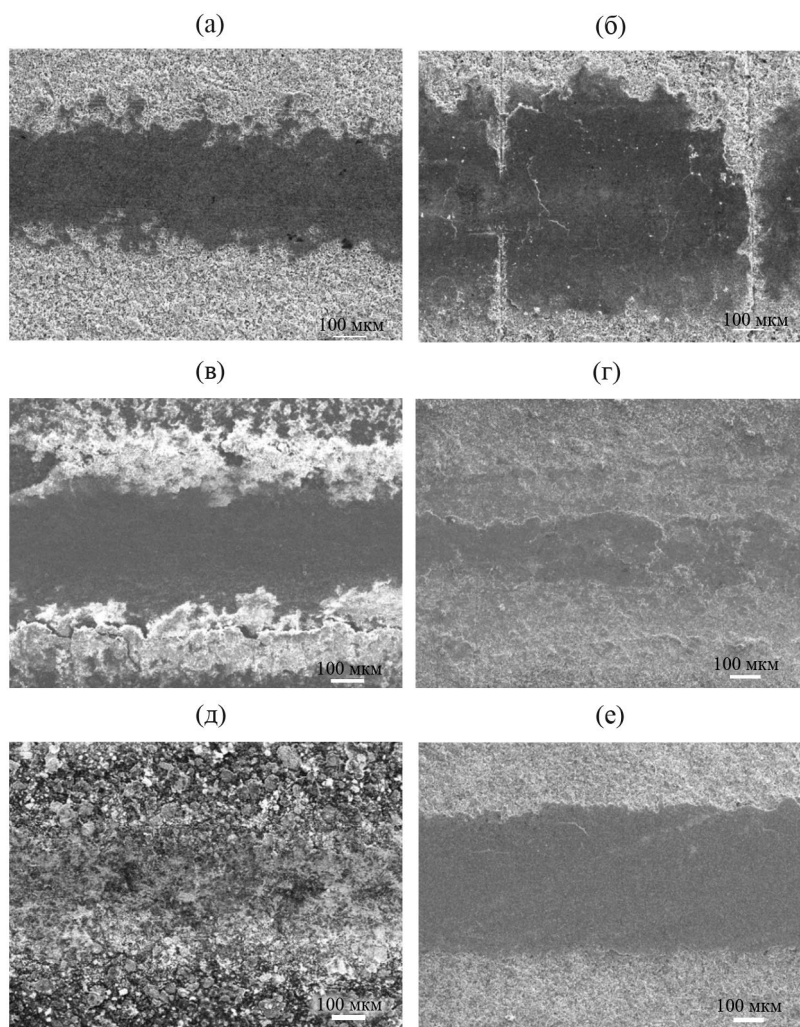


Рис. 6. Результаты исследования микроструктуры покрытий после испытаний на трение в вакууме при температуре 250 °С. Увеличение $\times 100$. (а) – покрытие 1; (б) – 2; (в) – 3; (г) – 4; (д) – 5; (е) – 6.

у покрытия образца № 4, легированного Sb_2O_3 (100–150 мкм), однако данные испытаний, приведенные на рис. 5, показывают минимальный ресурс этого покрытия среди всех исследуемых.

Заключение. В настоящей статье проведены трибологические испытания в соответствии с международными стандартами ASTM G99 и G133 покрытий на основе MoS_2 суспензионного способа нанесения, с различными легирующими элементами (графит, ПТФЭ, оксид титана, оксид сурьмы, соединение вольфрама) в экстремальных условиях эксплуатации (вакуум и повышенные температуры) и в нормальных атмосферных условиях.

Установлено влияние на трибологические свойства (коэффициент трения и ресурс) покрытий условий эксплуатации (воздух, вакуум, повышенная температура) и легирующих элементов. Исследованы структура и химический состав покрытия.

Показано, что при всех исследуемых условиях испытаний наиболее стабильно ведет себя покрытие на основе MoS_2 с добавкой графита и соединения вольфрама. Такое покрытие обладает наилучшими антифрикционными характеристиками и повышенным ресурсом. Максимальный ресурс при испытаниях на воздухе показывает покрытие на основе MoS_2 с ПТФЭ.

Легирование оксидом титана не оказывает влияния на стабилизацию КТ на воздухе, но при этом стабилизирует работу покрытия в вакууме. При повышении температуры покрытия, легированное оксидом титана, показывает наибольшую износостойкость.

Оксид сурьмы повышает износостойкость покрытия, однако не показывает стабильной работы на воздухе и в вакууме при повышении температуры. Влияние легирования соединением вольфрама на КТ не очевидно, однако при одновременной работе с графитом в качестве добавки приводит к максимальной износостойкости покрытия образца № 6 в условиях вакуума при повышении температуры.

Изменение условий среды может оказывать значительное влияние на характеристики трения. Испытания в вакууме и при повышенной температуре показали снижение КТ всех исследуемых покрытий, наибольшее понижение наблюдается у покрытия образца № 2, и почти не влияют на КТ покрытия образца № 3 с ПТФЭ. Вакуум, в отличие от воздуха, стабилизирует покрытие образца № 5, легированное оксидом титана, что, предположительно, является результатом испарения влаги из покрытия. Повышение температуры в вакууме приводит к разрушению покрытия образца № 4 с добавками Sb_2O_3 . Наибольший ресурс в условиях вакуума при повышении температуры демонстрирует покрытие образца № 2 (без легирования) на неорганическом пленкообразователе.

Благодарности. Авторы благодарят компанию ООО «Моденжи» за предоставленные образцы суспензий покрытий ТМ MODENGY.

Финансирование. Работа выполнена с использованием оборудования ЦКП ИМАШ РАН в рамках Госзадания, регистрационный номер темы 121121700349-5.

Конфликт интересов. Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крагельский И. В. и др. Трение и износ в вакууме. М.: Машиностроение, 1973. 216 с.
2. Vazirisereshk M. R., Martini A., Strubbe D. A., Baykara M. Z. Solid Lubrication with MoS_2 // A Review. Lubricants. 2019. V. 7. P. 57.
<https://doi.org/10.3390/lubricants7070057>
3. Khopin P. N. Comprehensive assessment of tribotechnical indicators of interfaces with solid lubricant coatings: Doctor's degree dissertation. Moscow: Institute of Mechanical Engineering named after. A. A. Blagonravov, 2018. (in Russian)
4. Sarkar M., Nilrudra Mandal. Solid lubricant materials for high temperature application: A review. Materials Today: Proceedings. 2022. V. 66. P. 3762.
<https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.06.030>
5. Jivan R., Eskandarzade M., Bewsher S., Leighton M., Mohammadpour M., Saremi-Yarahmadi S. Application of solid lubricant for enhanced frictional efficiency of deep drawing process // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2022. V. 236 (1). P. 624.
<https://doi.org/10.1177/0954406221994886>
6. Prozhega M. V., Kharkov M. M., Reschikov E. O., Rykunov G. I., Kaziev A. V., Kukushkina M. S., Kolodko D. V., Stepanova T. V. Estimation of MoS_2 Coating Performance on Bronze and Steel in Vacuum at High Temperatures // Coatings. 2022. V. 12 (2). P. 125.
<https://doi.org/10.3390/coatings12020125>
7. Gradt T., Schneider T. Tribological Performance of MoS_2 Coatings in Various Environments // Lubricants. 2016. V. 4 (3). P. 32.
<https://doi.org/10.3390/lubricants4030032>

8. *Scharf T. W., Prasad S. V.* Solid lubricants: a review // J. Mater. Sci. 2013. V. 48. P. 511.
<https://doi.org/10.1007/s10853-012-7038-2>
9. *Manu B. R., Gupta A., Jayatissa A. H.* Tribological Properties of 2D Materials and Composites // A Review of Recent Advances. Materials. 2021. V. 14. P. 1630.
<https://doi.org/10.3390/ma14071630>
10. *Shankara A., Menezes P. L., Simha K. R. Y. et al.* Study of solid lubrication with MoS₂ coating in the presence of additives using reciprocating ball-on-flat scratch tester // Sadhana. 2008. V. 33. P. 207.
<https://doi.org/10.1007/s12046-008-0014-5>
11. Испытательное оборудование ТРИБОТЕСТ (дата обращения 02.07.2023).
www.tribotest.ru
12. *Prozhega M. V., Reschikov E. O., Shirshov A. D., Yakovenko N. G.* Frictional Properties of 3D Printing Polymers in Vacuum // J. of Friction and Wear. 2020. V. 41. № 6. P. 565.
<https://doi.org/10.3103/S1068366620060173>
13. *Клинов И. Я., Левин А. Н.* Пластмассы в химическом машиностроении. М.: Машгиз, 1963. 215 с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА. ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.833.

ВЛИЯНИЕ КРИВИЗНЫ КОНТАКТИРУЮЩИХ ТЕЛ НА ИХ УПРУГОЕ СБЛИЖЕНИЕ ПРИ ЛИНЕЙНОМ КОНТАКТЕ

© 2024 г. Ф. Г. Нахатакян^{1, *}, Д. Ф. Нахатакян¹¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: filnahat7@mail.ru

Поступила в редакцию 13.11.2023 г.

После доработки 09.12.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

Исследовано влияние кривизны цилиндрических тел на их упругое сближение при начальном линейном касании. Показано, что сближение двух круговых цилиндров зависит от суммы радиусов их кривизны и не зависит от радиуса кривизны отдельного цилиндра. Показано, что несмотря на то, что приведенный радиус кривизны в полюсе зацепления зубчатых передач больше, чем в точке их входа в зацепление, жесткость контакта не меняется, так как сумма радиусов кривизны в этих точках постоянна. Получены аналитические формулы в общем виде для определения влияния кривизны на сближение упругих тел при начальном касании по линии.

Ключевые слова: силовой контакт, кривизна цилиндрических тел, упругое сближение на линейном контакте, сближение цилиндрических тел, жесткость зубчатых передач, упругое сближение при начальном касании по линии

DOI: 10.31857/S0235711924020135, EDN: QVEAER

Силовой контакт упругих тел начальным линейным касанием распространен в инженерных приложениях и имеет важное прикладное значение. На его основе рассчитываются жесткость и нагруженность зубчатых зацеплений, роликовых подшипников, кулачковых механизмов, мостовых катков и т. д. [1–12]. Анализ методов расчета контактной жесткости упругих тел на линейном контакте показывает, что необходимо более точно учитывать влияние кривизны контактирующих тел на параметры нагруженности, нежели принято в традиционных методиках [1, 2, 4], поэтому в настоящей статье рассматривается проблема влияния кривизны контактирующих поверхностей на жесткость контакта.

Сначала определим приведенный радиус кривизны $R_{пр}$ контактирующих тел в зависимости от формы их поверхностей, а также полуширину полоски контакта b_H как функцию кривизны.

Рассматриваются три характерных случая сопряжений:

– контакт цилиндра радиуса R_1 с плоскостью $R_2 = \infty$; в этом случае приведенный

радиус кривизны определяется $R_{пр} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} = R_1$, а полуширина b_H будет опре-

деляться [13] $b_H = 2\sqrt{2q\theta R_{пр}}$, где $\theta = \frac{1-\nu^2}{\pi E}$; здесь E , ν – модуль упругости и коэф-

коэффициент Пуассона материалов соответственно; q – погонная нагрузка; тогда при $\nu = 0.3$ величина полуширины будет $b_H = 1.52\sqrt{\frac{qR_1}{E}}$;

– контакт двух цилиндров радиусов $R_1 = R_2$; здесь приведенный радиус кривизны определяется $R_{пр} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} = R_1/2$, а полуширина b_H будет определяться формулой $b_H = 2\sqrt{qR_1 \frac{1-\nu^2}{\pi E}}$ или при $\nu = 0.3$ получаем $b_H = 1.08\sqrt{\frac{qR_1}{E}}$;

– контакт двух цилиндров радиусов $R_1 \neq R_2$; приведенный радиус кривизны определяется $R_{пр} = \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)}$, а полуширина, соответственно, при $\nu = 0.3$ будет $b_H = 1.52\sqrt{qR_{пр}/E}$.

Определим сближение центров цилиндров с радиусами R_1, R_2 (рис. 1) при сжатии погонной нагрузкой q . Сближение α будет складываться из составляющих: α_1 – половина контактной деформации первого цилиндра радиуса R_1 ; α_2 – половина контактной деформации второго цилиндра радиуса R_2 , т. е. $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$, где α_1 и α_2 определяются [14]:

$$\alpha_1 = \frac{1}{2}4\theta q \left[\ln \frac{4R_1}{b_H} - 0.5 \right], \quad \alpha_2 = \frac{1}{2}4\theta q \left[\ln \frac{4R_2}{b_H} - 0.5 \right],$$

при этом полуширина полосы контакта определяется (6) $b_H = 1.52\sqrt{\frac{qR_{пр}}{E}}$; следовательно, полное сближение α

будет определяться формулой: $\alpha = \frac{1}{2}4\theta q \left[\ln \frac{4R_1}{b_H} - 0.5 \right] + \frac{1}{2}4\theta q \left[\ln \frac{4R_2}{b_H} - 0.5 \right]$.

Отсюда с учетом приведенных выше зависимостей легко получить зависимость для полного сближения

$$\alpha = 1.16 \frac{q}{E} \left(\ln 1.59 \sqrt{\frac{E(R_1 + R_2)}{q}} \right).$$

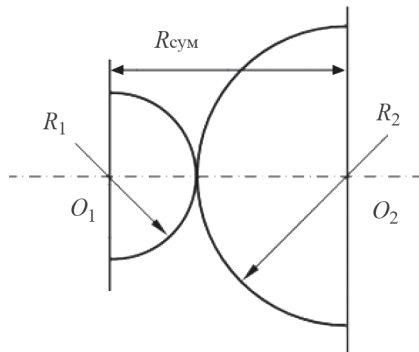


Рис. 1. Контакт двух полуцилиндров.

Получен любопытный результат: если сумма радиусов $R_{\text{сум}} = R_1 + R_2$ – константа, т. е. расстояние между цилиндрами (между центрами радиусов кривизны сопряжений) не меняется, при этом могут меняться радиусы кривизны самих цилиндров, то сближение (т. е., по сути, жесткость системы), остается постоянным.

Рассмотрим влияние радиуса кривизны на сближение в зубчатых передачах на примере из ГОСТ [15] и рассмотрим расчет в характерных точках – в полюсе зацепления и в точке входа зубьев в зацепление, а также оценим влияние изменения радиуса кривизны на жесткость зацепления. Параметры кинематической пары такой зубчатой передачи: делительный диаметр и количество зубьев шестерни $d_1 = 166.7$ мм и $Z_1 = 32$ соответственно; передаточное число передачи $u = 2$; модуль зацепления $m = 5$ мм; ширина зубчатого венца $b_w = 60$ мм; окружная сила в зацеплении $P_t = 25635$ Н; радиусы кривизны профиля зуба шестерни и колеса в полюсе зацепления $R_1 = 29.5$ мм, $R_2 = 59.1$ мм соответственно; радиусы кривизны профиля зуба шестерни и колеса в точке входа зуба в зацепление $\rho_1 = 16.6$ мм, $\rho_2 = 72.0$ мм соответственно. По этим данным получаем, что приведенный радиус кривизны в полюсе зацепления зубьев $R_{\text{пр}} = R_1 R_2 / (R_1 + R_2) = 20.0$ мм, а в точке входа зубьев в зацепление $\rho_{\text{пр}} = \rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2) = 13.5$ мм, т. е. в полюсе зацепления приведенный радиус кривизны больше на 48%, чем приведенный радиус кривизны профиля зуба в точке входа зубьев в зацепление. Однако в силу того, что сумма радиусов кривизны в рассматриваемых точках одинакова – $R_{\text{сум}} = a_w \sin \alpha_w = \rho_{\text{сум}} = 88.6$ мм, где $a_w = (d_1 + d_2)/2 = d_1(1 + u)/2$ – межосевое расстояние, жесткость зацепления в этих точках не меняется.

То же самое нельзя сказать в случае контакта кулачок–тарелка в кулачковых механизмах, где меняется именно сумма радиусов кривизны сопряжений (рис. 2), т. е. в таких механизмах жесткость по мере вращения кулачка непостоянна.

Отметим, что во многих работах, например [12, 16], показано, что сближение за счет деформации в контактной области упругих тел на линейном контакте определяется формулой $\alpha_K = \frac{K_\alpha q}{E}$, где коэффициент K_α со ссылкой на работы [12, 16] равен 1.245 и 1.08, откуда следует, что жесткость контакта не зависит от радиуса кривизны сопряжений в контактной области. Однако, как показано выше, полная контактная жесткость сопряжений не зависит от суммы радиусов кривизны сопряженных поверхностей.

Рассмотрим в качестве примера еще одну задачу о влиянии кривизны сопряжений на линейном контакте – сжатие цилиндрических тел, поперечные сечения которых имеют произвольную форму (рис. 3), при воздействии на них нагрузкой с интенсивностью распределения по длине цилиндра, равной q .

При такой схеме нагружения сближение точек приложения нагрузки для цилиндра (рис. 3а) будет определяться как сумма сближений: $\alpha_{\text{ц1}}$ – полуцилиндра радиуса R_1 ; α_l – призматического тела размерами $l \times b_w \times R$ и $\alpha_{\text{ц2}}$ – полуцилиндра радиуса R_2 , где b_w – длина цилиндра. Получаем:

$$\alpha = \alpha_{\text{ц1}} + \alpha_l + \alpha_{\text{ц2}}, \quad (1)$$

где с учетом полученных выше соотношений $\alpha_{\text{ц1}} = \frac{1}{2} 4\theta q \left[\ln \frac{4R_1}{b_{H1}} - 0.5 \right]$,

$$\alpha_l = \frac{q}{E} \left(\frac{l}{4R_1} + \frac{l}{4R_2} \right), \quad \alpha_{\text{ц2}} = \frac{1}{2} 4\theta q \left[\ln \frac{4R_2}{b_{H2}} - 0.5 \right], \quad b_{H1} = 2\sqrt{2\theta q R_{\text{пр}}} = 1.08\sqrt{q R_1/E},$$

$$b_{H2} = 1.08\sqrt{q R_2/E}, \text{ следовательно, из (1) и последних зависимостей получим:}$$

$$\alpha = 0.58 \frac{q}{E} \left[\ln 10.1 \frac{E\sqrt{R_1 R_2}}{q} \right] + \frac{ql(R_1 + R_2)}{4ER_1 R_2}. \quad (2)$$

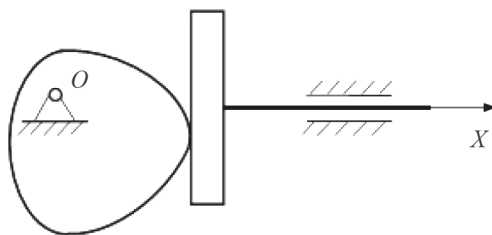
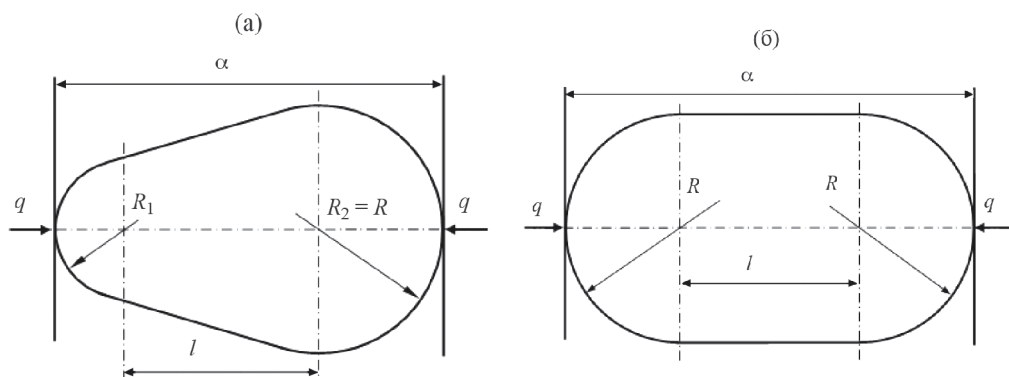


Рис. 2. Силовой контакт в кулачковом механизме.

Рис. 3. Контактное взаимодействие упругих тел при начальном касании по линии: (а) – $R_1 < R_2$; (б) – $R_1 = R_2 = R$.

Для второго цилиндра (рис. 3б) сближение точек приложения нагрузки можно определить из формулы (2) как частный случай, подставив туда $R_1 = R = R_2$. Получим

$$\alpha = 0.58 \frac{q}{E} \left[\ln 10.1 \frac{ER}{q} \right] + \frac{ql}{2ER}. \quad (3)$$

Анализ полученных формул (2)–(3) показывает, что для таких цилиндрических тел (рис. 3), в отличие от круговых цилиндров, изменение радиуса кривизны влияет на их сближение, т. е. на жесткость сопряжений.

Вывод. Таким образом, в работе показано, что: 1) если расстояние между центрами двух круговых цилиндров – константа, то жесткость силового контакта не меняется при изменении радиусов кривизны цилиндров; 2) несмотря на то что приведенный радиус кривизны зубьев в полюсе зацепления больше, чем приведенный радиус кривизны профилей зубьев в точке входа их в зацепление, жесткость зацепления в этих точках не меняется, так как сумма радиусов кривизны в этих точках одинакова; 3) полученные формулы позволяют определить сближение цилиндрических тел произвольной формы при начальном касании по линии в зависимости от радиуса кривизны.

Финансирование. Данная работа финансировалась за счет средств бюджета Института машиноведения им. А.А. Благоднарова РАН. Никаких дополнительных грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

Конфликт интересов. Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Азаров А. Д., Журавлев Г. А., Бабенко И. С.* Анализ влияния кривизны контактирующих упругих цилиндров на их напряженное состояние // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Естественные науки. 2013. № 2. С. 21.
2. *Журавлев Г. А.* О несоответствиях классических решений контактных задач Герца контакту реальных тел // Современные проблемы теории машин. 2015. № 3. С. 232.
3. *Бутов Э. С., Журавлев Г. А.* О путях увеличения несущей способности и ресурса тяжелонагруженных зубчатых передач // Вестник РГУПС. 2012. № 2. С. 7.
4. *Журавлев Г. А.* Сближение упругих тел, моделируемых круговыми цилиндрами // Техника машиностроения. 2000. № 6 (28). С. 51.
5. *Матлин М. М., Мозгунова А. И., Стариков А. А., Куликова М. А.* К вопросу расчетного определения упругого сближения при первоначально линейном контакте деталей машин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 1. С. 44.
6. *Нахатакян Ф. Г.* Сближение упругих тел конечных размеров при начальном касании по линии // Вестник машиностроения. 2014. № 2. С. 24.
7. *Хоприх М. Р., Цантопулос Г.* Контактные деформации вдоль прямой линии: цилиндр между двумя плоскими плитами // Тр. Американского общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки. М.: Мир, 1974. № 3. С. 193.
8. *Джонсон К.* Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1989. 510 с.
9. *Орлов А. В.* Упругие деформации и напряжения на линейном контакте // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 6. С. 31.
10. *Дорофеев В. Л.* Применение теории Г. Герца и метода виртуальных внешних нагрузок для обобщенного решения контактных задач // Вестник машиностроения. 2017. № 3. С. 19.
11. *Матлин М. М., Бабаков А. В.* Механика контактного взаимодействия твердых тел при начальном контакте по линии // Механика. 2000. № 3 (23). С. 5.
12. *Динник А. Н.* Избранные труды. Киев: АН УССР, 1952. Т. 1. 151 с.
13. *Нахатакян Ф. Г.* Решение плоской контактной задачи теории упругости с помощью модели упругого полупространства // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011. № 5. С. 63.
14. ГОСТ 21354–87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1988. 127 с.
15. *Кистьян Я. Г., Френкель И. Н.* Экспериментальное определение жесткости зубьев прямо-зубых цилиндрических колес внешнего зацепления. М.: ЦНИИТМАШ, Машгиз, 1956. С. 172.