

Номер 6

ISSN 0235-7119
2024



ПРОБЛЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ И НАДЕЖНОСТИ МАШИН



НАУКА
— 1727 —

СОДЕРЖАНИЕ

Механика машин

Определение динамических характеристик крутильных колебаний многомассовой системы колесного сельскохозяйственного трактора тягового класса 1.4 <i>З. А. Годжаев, С. Е. Сенькевич, Е. Н. Ильченко, И. С. Алексеев</i>	3
---	---

Надежность, прочность, износостойкость машин и конструкций

Процессы самоорганизации структуры ионно-плазменных покрытий CrTiZrNbHf (ВЭС), полученных по технологии многокатодного дугового напыления <i>В. И. Колесников, О. В. Кудряков, В. Н. Варавка, И. В. Колесников, К. Н. Политыко</i>	16
Оценка температурной стойкости полноформульного смазочного масла, легированного углеродными нанодобавками <i>А. Ю. Албагачиев, И. А. Буяновский, А. Б. Мухтарова, В. Д. Самусенко</i>	30
Численный анализ возможности высокоскоростной шнековой подачи шашек для твердотопливных генераторов ударных волн <i>В. О. Соловьев, А. Н. Никифоров, С. Б. Макаров</i>	38
Оценка износостойкости конструкции радиальных подшипников скольжения с учетом сжимаемости микрополярного смазочного материала <i>Д. У. Хасьянова, М. А. Мукутадзе</i>	46
Анализ методик расчета контактной выносливости зубчатых цилиндрических передач <i>С. Ю. Лебедев, В. Н. Сызранцев, Ф. Г. Нахатакян</i>	54
Исследование прочности в условиях равномерной нагруженности комбинированных резьбовых соединений в конструкциях деталей из термопласта с металлической арматурой <i>А. А. Гулиев, Н. А. Гасанова, Т. У. Ханкишиева</i>	63
Анализ напряженно-деформированного состояния конструкций из двух трубопроводов при различном их расположении в потоке <i>Т. Н. Фесенко, В. Ю. Фурсов</i>	74

Новые технологии в машиностроении

Моделирование имплантации наночастиц в материал с помощью лазерной ударной волны <i>Г. Ж. Сахвадзе, Г. Г. Сахвадзе</i>	80
---	----

Экспериментальная механика. Диагностика испытания

Исследование эффективности работы проточной вихревой газогидродинамической волновой машины, предназначенной для глубокой очистки промышленных газов от твердых частиц и токсичных компонентов

*С. Р. Ганиев, О. В. Шмырков, В. П. Рудаков, Д. В. Курменев,
А. И. Крюков, Е. М. Конев*

90

Исследование микроструктуры реакционно-спеченной карбидокремниевой керамики с применением подходов цифрового материаловедения

*М. А. Марков, А. Г. Чекуряев, М. М. Сычев, И. Н. Кравченко, Д. А. Дюскина,
А. Н. Николаев, А. Д. Быкова, А. Н. Беляков, А. В. Смольянов*

98

Автоматизация и управление в машиностроении

Совершенствование системы принятия решений при дефектации гильз цилиндров

П. В. Голиницкий, У. Ю. Антонова, Э. И. Черкасова, Л. А. Гринченко

108

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 62–932.4

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ МНОГОМАССОВОЙ СИСТЕМЫ
КОЛЕСНОГО СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ТРАКТОРА
ТЯГОВОГО КЛАССА 1.4****© 2024 г. З. А. Годжаев¹, С. Е. Сенькевич¹,
Е. Н. Ильченко^{1, *}, И. С. Алексеев¹**¹Научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Россия

*e-mail: il4enkat@yandex.ru

Поступила в редакцию 25.05.2024 г.

После доработки 05.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

В статье проведены расчетно-теоретические исследования колебательных процессов в силовой передаче колесного трактора тягового класса 1.4 классической компоновки с двигателем внутреннего сгорания и с конструктивными изменениями: с автономным электроприводом и с применением упругодемпфирующего механизма в силовой передаче. Для проведения исследований разработаны укрупненные расчетные схемы из девяти и одиннадцати масс. Были определены частоты и формы собственных колебаний, а также резонансные частоты. Для нахождения собственных частот ω был применен способ, основанный на решении частотного уравнения в матричном виде. Оснащение трактора упругодемпфирующим механизмом позволяет смещать собственные частоты, а замена силовой установки на электродвигатель позволяет изменять амплитуды собственных частот.

Ключевые слова: сельскохозяйственный трактор, двигатель внутреннего сгорания, электропривод, упругодемпфирующий механизм, силовая передача, колебания

DOI: 10.31857/S0235711924060011, **EDN:** NPGWBC

В настоящее время появились запросы на экологичность и использование альтернативных источников энергии как для экономичности, так и для эффективности управления. Одним из возможных решений возникших проблем может стать совершенствование силовой передачи и замена двигателя внутреннего сгорания (ДВС) на двигатель с электроприводом (ЭД). Это два доминирующих направления совершенствования развития конструкции мобильных энергосредств (МЭС) по которым ведется много исследований. Процесс активно развивается в США, Европе, Китае и Индии. Рассмотрим в качестве примера несколько исследований, на наш взгляд кажущихся актуальными. В работе [1] рассматривается новый подход к оснащению комплексных систем (бот-тракторов) электроприводами с интеллектуализацией бортовой системы управления, а в статье [2] показывается экономическая и техническая возможность использования электрического трактора для небольших ферм за счет автоматизации путем управления батареями.

В то же время в работах [3, 4] проводятся исследования гибридного электротрактора с помощью моделирования и натуральных экспериментов, а также авторы решают

проблему недостаточной грузоподъемности и низкой эффективности эксплуатации техники с электроприводом. В работе [3] выполняется анализ конструкции силовой установки трактора методами творческого проектирования Axiomatic Design и Extenics, по результатам которого доказывалось, что такая конструкция трактора обладает преимуществами энергосбережения и сокращения выбросов. По результатам их экспериментов [4] с аппаратным обеспечением, эффективность вспашки и ротационной обработки почвы повышается на 11.35 и 11.70% соответственно.

МЭС с электроприводами удобны для автоматизации, их легче совершенствовать с помощью цифровых технологий. Так, статья [5] описывает интеллектуальную систему управления балластом с активной передачей нагрузки. Теоретические исследования в направлении совершенствования электропривода ведут разные команды исследователей. В работе [6] авторы приводят методические подходы к анализу параметров функционирования электропривода трактора с электромеханической трансмиссией. Достижение требуемых характеристик МЭС, работающих в составе агрегатов, определяются свойствами силовой передачи, а также взаимодействием связанных с ней систем [7].

Применение упругодемпфирующих механизмов в силовых передачах улучшает работу сельскохозяйственных МЭС [8–12]. Эффективное взаимодействие ходовой части машины с поверхностью земли также помогают увеличить производительность и снизить потребление топлива [8]. Не только приведенные исследования, но и другие работы [13, 14] доказывают актуальность исследований в области применения упругих элементов для снижения вибронагруженности МЭС.

В ходе работы было необходимо узнать о собственных частотах и способах их расчета. В работе [15] предлагается методика расчета собственных частот колебаний ротора с помощью уравнений Лагранжа второго рода для системы с одной степенью свободы. В статье [16] авторы провели исследование интерактивных вибраций, вызванных потоком между несколькими цилиндрическими конструкциями, расположенными перпендикулярно устойчивому потоку, и получили амплитудную и частотную характеристику результатов моделирования для двух различных tandemных шероховатых цилиндров с семью соотношениями собственных частот.

Однако для настоящей статьи наибольший интерес представляют исследования, посвященные непосредственно МЭС. В работе [17] описан метод расчета собственных частот передней и задней подвесок грузового автомобиля с учетом веса груза. Особое внимание в исследовании уделяется опасным смещениям закрепленного груза на грузовой платформе. Исследование [18] показывает легко алгоритмизируемый способ определения собственных частот сельскохозяйственного МЭС, который можно применить для трансмиссий со сложной разветвленной структурой.

Цель статьи. Определение динамических характеристик, учитывающих частоты и формы собственных крутильных колебаний трактора тягового класса 1.4 как многомассовой системы с различными силовыми установками и дополнительным устройством для изменения динамических свойств системы.

Материалы и методы проведенных исследований. Каждая система имеет большое количество собственных частот свободных колебаний, которые образуют спектр. Каждой частоте собственных колебаний соответствует своя форма колебаний. Форма колебаний определяется картиной знакопеременных смещений или прогибов и положением узловых линий. По разные стороны узловых линий смещения колеблющихся участков находятся в противофазе. Совокупность форм колебаний системы образуют спектр форм. Существуют различные методы расчёта частот и форм собственных колебаний [19, 20]. Изменение спектра частоты собственных колебаний системы может служить в качестве признака появления и развития дефекта.

В настоящей статье сравниваются две укрупненные схемы силовой передачи трактора тягового класса 1.4 (за прототип взят трактор МТЗ-80). Первая схема состо-

ит из девяти масс (рис. 1). Эта схема включает в себя элементы, которые описывают систему с ДВС. Первая схема также подходит и для расчета системы с ЭД.

На рис. 1: J_1 — момент инерции двигателя, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_2 — момент инерции коробки передач (КПП), $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_3 — момент инерции главной передачи и дифференциала, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_4 и J_5 — моменты инерции бортовых редукторов (БР) и дисков, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_5 и J_8 — моменты инерции шин, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_6 и J_9 — моменты инерции поступательных масс (ПМ), $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $C_{0,1}$ — жесткость условного участка между креплением двигателя, $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; $C_{1,2}$ — жесткость участка между двигателем и КПП, $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; $C_{2,3}$ — жесткость участка между КПП и главной передачей с дифференциалом, $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; $C_{3,4}$ и $C_{3,7}$ — жесткости участков между главной передачей с дифференциалом и бортовыми редукторами с дисками (правым и левым соответственно), $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; $C_{4,5}$ и $C_{7,8}$ — жесткости участков между бортовыми редукторами с дисками и шинами (правым и левым соответственно), $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$; $C_{5,6}$ и $C_{8,9}$ — жесткости участков между шинами и ПМ, $\text{Н}\cdot\text{м}/\text{рад}$.

Вторая схема состоит из одиннадцати масс (рис. 2): J_1 — момент инерции двигателя, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_2 — момент инерции водила планетарного редуктора (ПР), сателлита и вала в сборе, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_3 — момент инерции солнечной шестерни планетарного редуктора, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_4 — момент инерции коробки передач (КПП), $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_5 — момент инерции главной передачи и дифференциала, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_6 и J_9 — моменты инерции бортовых редукторов (БР) и дисков, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_7 и J_{10} — моменты инерции шин, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; J_8 и J_{11} — моменты инерции поступательных масс (ПМ), $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $C_{0,1}$ — жесткость

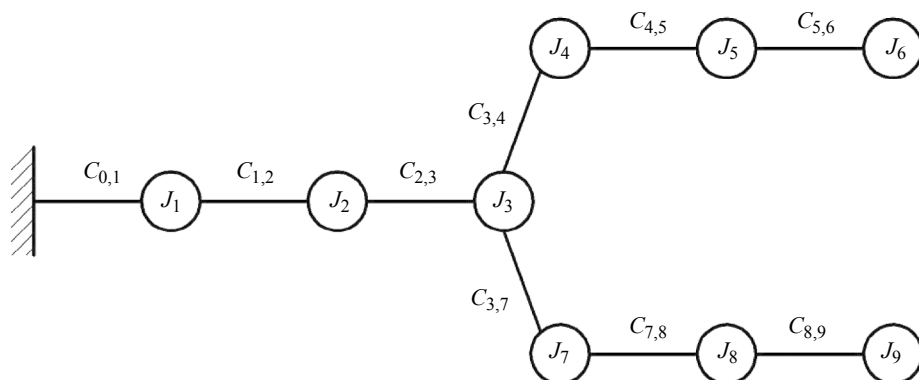


Рис. 1. Динамическая схема крутильно-колеблющейся системы, состоящей из 9 масс.

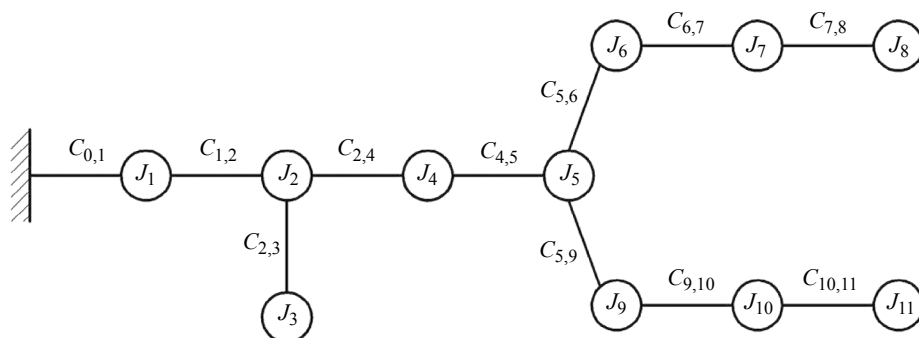


Рис. 2. Динамическая схема крутильно-колеблющейся системы, состоящей из 11 масс.

условного участка между креплением двигателя, Н·м/рад; $C_{1,2}$ — жесткость демпфера муфты сцепления, Н·м/рад; $C_{2,3}$ — жесткость зубчатого зацепления сателлитов с валом водила ПР, Н·м/рад; $C_{2,4}$ — жесткость зубчатого зацепления солнечной шестерни ПР с приводом масляного насоса, Н·м/рад; $C_{4,5}$ — жесткость участка между ПР и КПП, Н·м/рад; $C_{5,6}$ и $C_{5,9}$ — жесткости участков между главной передачей с дифференциалом и бортовыми редукторами с дисками (правым и левым соответственно), Н·м/рад; $C_{6,7}$ и $C_{9,10}$ — жесткости участков между бортовыми редукторами с дисками и шинами (правым и левым соответственно), Н·м/рад; $C_{7,8}$ и $C_{10,11}$ — жесткости участков между шинами и ПМ, Н·м/рад.

Следует отметить, что 11-массовую схему получили путем добавления в 9-массовую дополнительных элементов — упругодемпфирующий механизм (УДМ). Таким образом, в настоящей статье рассматривается три системы: первая это классическая — ДВС с серийной силовой передачей; вторая — ЭД с серийной силовой передачей; третья — ДВС с силовой передачей, в которую установлен УДМ (ДВС с УДМ).

В качестве упрощения можно считать, что трение в системе отсутствует, а все нелинейные элементы системы линеаризованы, колебания масс происходят с малыми амплитудами [19, 20]. Численные значения моментов инерции J_i элементов крутильно-колеблющейся системы представлены в табл. 1. Численные значения жесткости $C_{i, i+1}$ крутильно-колеблющейся системы представлены в табл. 2.

Для проведения расчетов необходимо все массы привести к коленчатому валу двигателя. Для 9 масс полное передаточное отношение силовой передачи от коленчатого вала двигателя до бортового редуктора составляет $i_{sp} = 77.57$. Оно состоит из элементов передаточных отношений: понижающего редуктора: $i_{\text{п. ред.}} = 1.35$; коробки перемены передач на шестой передаче $i_{\text{к. п. п.}} = 3.165$; главной передачи и дифференциала $i_{\text{гл. диф.}} = 3.42$; бортового редуктора $i_{\text{борт. ред.}} = 5.308$.

Для 11 масс передаточное отношение от коленчатого вала двигателя до бортового редуктора изменится. Изменения связаны с тем, что в схему с УДМ установлен планетарный редуктор, который изменяет общее передаточное отношение силовой передачи. Полное передаточное отношение силовой передачи от коленчатого вала двигателя до бортового редуктора составляет $i_{sp} = 83.31$; передаточное отношение планетарного редуктора при остановленной солнечной шестерне $i_{\text{план. ред.}} = 1.45$; коробки перемены передач на пятой передаче $i_{\text{к. п. п.}} = 3.165$; главной передачи и дифференциала $i_{\text{гл. диф.}} = 3.42$; бортового редуктора $i_{\text{борт. ред.}} = 5.308$.

Для корректного сравнения обе схемы требуется привести к единым условиям. В этом случае 9- и 11-массовую схемы следует редуцировать до 6-массовой схемы. Результат процесса редуцирования показан на рис. 3.

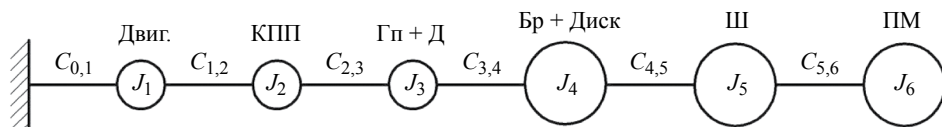


Рис. 3. Результат редуцирования 9- и 11-массовой систем.

В статье приведены расчеты для 6-массовых систем с ДВС, с ЭД, а также — для ДВС с УДМ. Значения моментов инерции J_{id}^{np} i -й массы, приведенные к коленчатому валу двигателя в кг·м², представлены в табл. 3 и 5. Значения крутильных жесткостей C_{ik}^{np} обозначаящих участки между узлами, приведенные к коленчатому валу двигателя, Н·м/рад, представлены в табл. 4 и 6. Для трактора с ЭД изменяется только момент инерции двигателя ($J_1 = 0.2$), а в остальном значения остаются такими же, как и у системы с ДВС.

Таблица 1. Значения моментов инерции элементов системы

9 масс	11 масс	Наименование узла	J_i , кг·м ²
№ узла	№ узла		
1	1	Двигатель	2.8
—	2	Водило планетарного редуктора, сателлиты, вал в сборе	0.0023
—	3	Солнечная шестерня планетарного редуктора (включая привод масляного насоса)	0.0027
2	4	Валы коробки перемены передач	0.23
3	5	Главная передача и дифференциал	0.079
4	6	Бортовой редуктор и диск колеса	30.238
5	7	Шина вместе с воздухом	10.59
6	8	Поступательно движущаяся масса трактора правого борта	1033
7	9	Бортовой редуктор и диск колеса	30.238
8	10	Шина вместе с воздухом	10.59
9	11	Поступательно движущаяся масса трактора левого борта	1033

Таблица 2. Значения коэффициентов жесткости системы

9 масс	11 масс	Наименование участка	$C_{i,i+1}$, Н·м/рад	
1–2	1–2	Демпфер муфты сцепления	$7.08 \cdot 10^3$	$7.08 \cdot 10^3$
—	2–3	Зубчатое зацепление сателлитов с валом водило в сборе (планетарного редуктора)	—	40.4–17690
—	2–4	Зубчатое зацепление солнечной шестерни планетарного редуктора с приводом масляного насоса	—	$1.291 \cdot 10^5$
2–3	4–5	Валы коробки перемены передач	$6.57 \cdot 10^5$	$6.57 \cdot 10^5$
3–4	5–6	Вал полуоси	$2.839 \cdot 10^6$	$2.839 \cdot 10^6$
4–5	6–7	Зубчатое зацепление бортового редуктора	$3.781 \cdot 10^6$	$3.781 \cdot 10^6$
5–6	7–8	Шина вместе с воздухом	$1.014 \cdot 10^6$	$1.014 \cdot 10^6$
3–7	5–9	Вал полуоси	$2.839 \cdot 10^6$	$2.839 \cdot 10^6$
7–8	9–10	Зубчатое зацепление бортового редуктора	$3.781 \cdot 10^6$	$3.781 \cdot 10^6$
8–9	10–11	Шина вместе с воздухом	$1.014 \cdot 10^6$	$1.014 \cdot 10^6$

Таблица 3. Приведенные моменты инерции для 6-массовой системы с ДВС и ЭД

№	Редуцирование	J_{id}^{np}	J_{id}^{np}
1	1	2.8	0.2
2	2	0.013	0.013
3	3	0.004	0.004
4	4 + 7	0.283	0.283
5	5 + 8	0.004	0.004
6	6 + 9	0.344	0.344

Таблица 4. Приведенные коэффициенты жесткости для 6-массовой системы с ДВС и ЭД

№	Редуцирование	$C_{ик}^{np}$
1; 2	1; 2	3885
2; 3	2; 3	35990
3; 4	3; 4 + 3; 7	13300
4; 5	4; 5 + 7; 8	17710
5; 6	5; 6 + 8; 9	168.5

Таблица 5. Приведенные моменты инерции для 6-массовой системы с УДМ

№	Редуцирование	J_{id}^{np}
1	1	2.8
2	2 + 3 + 4	0.119
3	5	0.004
4	6 + 9	0.245
5	7 + 10	0.003
6	8 + 11	0.298

Таблица 6. Приведенные коэффициенты жесткости для 6-массовой системы с УДМ.

№	Редуцирование	$C_{ик}^{np}$
1; 2	1; 2; 3; 4	1334
2; 3	2; 3; 4; 5	13940
3; 4	5; 6 + 5; 9	11520
4; 5	6; 7 + 9; 10	545
5; 6	7; 8 + 10; 11	146.1

Параметры собственных и вынужденных частот и форм колебаний, вычисляемых на основе расчета с использованием матриц распределения масс, матриц жесткости и матриц демпфирования, производится согласно [21] по формуле

$$[\mathbf{A}]\left\{\frac{d\ddot{\Phi}}{dt}\right\} + [\mathbf{B}]\left\{\frac{d\Phi}{dt}\right\} + [\mathbf{C}]\{\Phi\} = \{f\}, \quad (1)$$

где $[\mathbf{A}]$ — матрица моментов инерции; $[\mathbf{B}]$ — матрица демпфирования; $[\mathbf{C}]$ — матрица крутильной жесткости; $\{\Phi\}$ — вектор реакций (угловых перемещений); $\{f\}$ — вектор внешних пар сил.

Для расчета собственных колебаний матрица демпфирования $[\mathbf{B}]$ не нужна. Тогда уравнение (1) запишется следующим образом:

$$[\mathbf{A}]\left\{\frac{d\ddot{\Phi}}{dt}\right\} + [\mathbf{C}]\{\Phi\} = 0, \quad (2)$$

где Φ и $\ddot{\Phi}$ — обобщенные координаты и обобщенные ускорения крутильно-колебательной системы с n степенями свободы соответственно.

Согласно вышеприведенным зависимостям система дифференциальных уравнений, для определения собственных частот n -массовой системы имеет вид [31–33]

$$\begin{aligned} J_1\ddot{\Phi}_1 + c_{1;2}(\Phi_1 - \Phi_2) &= 0, \\ J_2\ddot{\Phi}_2 - c_{1;2}(\Phi_1 - \Phi_2) + c_{2;3}(\Phi_2 - \Phi_3) &= 0, \\ &\dots \\ J_i\ddot{\Phi}_i - c_{i-1}(\Phi_{i-1} - \Phi_i) + c_{i;i+1}(\Phi_i - \Phi_{i+1}) &= 0, \\ &\dots \\ J_{n-1}\ddot{\Phi}_{n-1} - c_{n-2;n-1}(\Phi_{n-2} - \Phi_{n-1}) + c_{n-1;n}(\Phi_{n-1} - \Phi_n) &= 0, \\ J_n\ddot{\Phi}_n - c_{n-1;n}(\Phi_{n-1} - \Phi_n) &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Каждое из уравнений системы (3) имеет привязку к конкретной i -й сосредоточенной массе расчетной схемы. Согласно системе уравнений, если в момент времени t i -я масса повернулась относительно $(i-1)$ -й массы на некоторый угол $\Phi_i - \Phi_{i-1}$, то на участке валопровода $(i-1)$ образуется мгновенный крутящий момент от сил упругости, равный $c_{i-1;i}(\Phi_i - \Phi_{i-1})$ и действующий на инерционную массу J_i в сторону, обратную вращению массы.

Если в то же время масса J_{i+1} повернулась относительно массы J_i на угол $\Phi_{i+1} - \Phi_i$ и на участке $i, i+1$ образовался упругий крутящий момент $c_{i;i+1}(\Phi_{i+1} - \Phi_i)$, действующий на массу в сторону ее вращения, по принципу Даламбера эти два упругих момента уравновешиваются величиной — моментом $J_i\ddot{\Phi}_i$.

Результаты исследований. В результате исследований были получены круговых частоты ω , величины которых для всех вариантов представлены в табл. 7. Значения амплитуд для каждой системы представлены в табл. 8, 9 и 10.

Таблица 7. Собственные частоты 6-массовой системы с ДВС, ЭД и УДМ

№	ω , рад/с		
	ДВС	ЭД	УДМ
1	23	28	20
2	104	154	63
3	958	960	295
4	2128.749	2128.748	481.610
5	3809.248	3809.256	2539.830

Таблица 8. Относительные амплитуды для 6-массовой системы с ДВС

№	a при ω , рад/с				
	23	104	958	2128.749	3809.248
1	1	1	1	1	1
2	−0.1167	−0.0736	−0.0689	−0.0563	−0.0463
3	2.6403	−18.1282	−20.2986	−26.1052	−25.9130
4	−0.0018	1.1861	0.9212	−0.0497	−0.0501
5	$-7.4 \cdot 10^{-5}$	0.2423	−0.1282	−0.9560	67.6456
6	$-7.2 \cdot 10^{-6}$	0.0751	−0.3106	0.0010	−0.0047

Таблица 9. Относительные амплитуды для 6-массовой схемы с ЭД

№	a при ω , рад/с				
	28	154	960	2128.748	3809.256
1	1	1	1	1	1
2	−0.7077	−0.6782	−0.6748	−0.6655	−0.6500
3	−80.6779	17.7724	28.2476	56.3923	56.1682
4	−0.0249	1.1567	0.8988	−0.0483	−0.0483
5	−0.0010	0.2413	−0.1275	−0.9519	67.3569
6	−0.0001	0.0751	−0.3102	0.0010	−0.0047

Таблица 10. Относительные амплитуды для 6-массовой схемы ДВС с УДМ

№	a при ω , рад/с				
	20	63	295	481.6095	2539.83
1	1	1	1	1	1
2	−0.1056	−0.0198	−0.0115	−0.0015	0.2106
3	2.4492	−18.2659	−19.6200	−21.2310	−16.8256
4	−0.0045	0.8129	0.2886	−0.3546	−0.1095
5	−0.0008	0.3726	−0.3294	−1.1524	101.6164
6	$-8.2 \cdot 10^{-7}$	0.0111	−0.5974	0.0044	−0.0080

Значения точек пересечения собственных частот ω_i с частотами вращения коленвала на разных гармониках k представляют собой значения резонансных частот ω_d , которые представлены в табл. 11–13.

В этих таблицах полужирным шрифтом выделены значения точек резонанса определенной узловой формы колебаний с заданной.

Частотные диаграммы для трактора с ДВС, трактора с ЭД и трактора с УДМ представлены на рис. 4.

Обсуждение результатов исследований. Анализ собственных частот и форм (амплитуд) колебаний показывает, что ЭД и УДМ изменяет частоты и формы колебаний (табл. 7). Смещение первой частоты собственных колебаний для трактора с ЭД происходит с 23 до 28 рад/с, что составляет 22%. Смещение первой частоты собственных колебаний для трактора с УДМ происходит с 23 до 20 рад/с, что составляет 13%.

Сравнение собственных частот с частотами вращения коленчатого вала в точках пересечения, на разных гармониках для трактора серийного, трактора с ЭД и трактора с УДМ (табл. 11–13), показало, что применение ЭД и УДМ ведет к из-

Таблица 11. Значения резонансных частот системы для трактора с ДВС

ω_p , рад/с	ω_d (рад/с) при k							
	$k = 0.5$	$k = 1$	$k = 1.5$	$k = 2$	$k = 2.5$	$k = 3$	$k = 3.5$	$k = 4$
$\omega_1 = 23$	45.28	22.64	15.09	11.32	9.06	7.55	6.47	5.66
$\omega_2 = 104$	208.94	104.47	69.65	52.23	41.79	34.82	29.85	26.12
$\omega_3 = 958$	1915.70	957.87	638.58	478.94	383.15	319.29	273.68	239.45
$\omega_4 = 2129$	4257.50	2128.7	1419.2	1064.4	851.5	709.58	608.21	532.19
$\omega_5 = 3809$	7618.50	3809.2	2539.5	1904.6	1523.7	1269.7	1088.4	952.31
—	$k = 4.5$	$k = 5$	$k = 5.5$	$k = 6$	$k = 6.5$	$k = 7$	$k = 7.5$	—
$\omega_1 = 23$	5.03	4.53	4.12	3.77	3.48	3.23	3.02	—
$\omega_2 = 104$	23.24	20.89	18.99	17.41	16.07	14.92	13.93	—
$\omega_3 = 958$	212.86	191.57	174.16	159.66	147.36	136.84	127.72	—
$\omega_4 = 2129$	473.06	425.75	387.05	354.79	327.5	304.11	283.83	—
$\omega_5 = 3809$	846.50	761.85	692.59	634.87	586.04	544.18	507.9	—

Таблица 12. Значения резонансных частот для трактора с ЭД

ω_p , рад/с	ω_d , рад/с						
	$k = 1$	$k = 2$	$k = 3$	$k = 4$	$k = 5$	$k = 6$	$k = 7$
$\omega_1 = 28$	28.43	14.21	9.48	7.11	5.69	4.74	4.06
$\omega_2 = 154$	153.96	76.98	51.32	38.49	30.79	25.66	21.99
$\omega_3 = 960$	960.42	480.21	320.14	240.11	192.08	160.07	137.2
$\omega_4 = 2129$	2128.7	1064.4	709.58	532.19	425.75	354.79	304.11
$\omega_5 = 3809$	3809.3	1904.6	1269.8	952.31	761.85	634.88	544.18

Таблица 13. Значения резонансных частот системы для трактора с УДМ

ω_p , рад/с	ω_d , рад/с							
	$k = 0.5$	$k = 1$	$k = 1.5$	$k = 2$	$k = 2.5$	$k = 3$	$k = 3.5$	$k = 4$
$\omega_1 = 20$	39.35	19.68	13.12	9.84	7.87	6.56	5.62	4.92
$\omega_2 = 63$	126.96	63.48	42.32	31.74	25.39	21.16	18.14	15.87
$\omega_3 = 295$	589.33	294.67	196.44	147.33	117.87	98.22	84.19	73.67
$\omega_4 = 481.6$	963.22	481.61	321.07	240.8	192.64	160.54	137.6	120.4
$\omega_5 = 2540$	5079.7	2539.8	1693.2	1269.9	1015.9	846.61	725.67	634.96
—	$k = 4.5$	$k = 5$	$k = 5.5$	$k = 6$	$k = 6.5$	$k = 7$	$k = 7.5$	—
$\omega_1 = 20$	4.37	3.94	3.58	3.28	3.03	2.81	2.62	—
$\omega_2 = 63$	14.11	12.7	11.54	10.58	9.77	9.07	8.46	—
$\omega_3 = 295$	65.48	58.93	53.58	49.11	45.33	42.1	39.29	—
$\omega_4 = 481.6$	107.02	96.32	87.57	80.27	74.09	68.8	64.21	—
$\omega_5 = 2540$	564.41	507.97	461.79	423.31	390.74	362.83	338.64	—

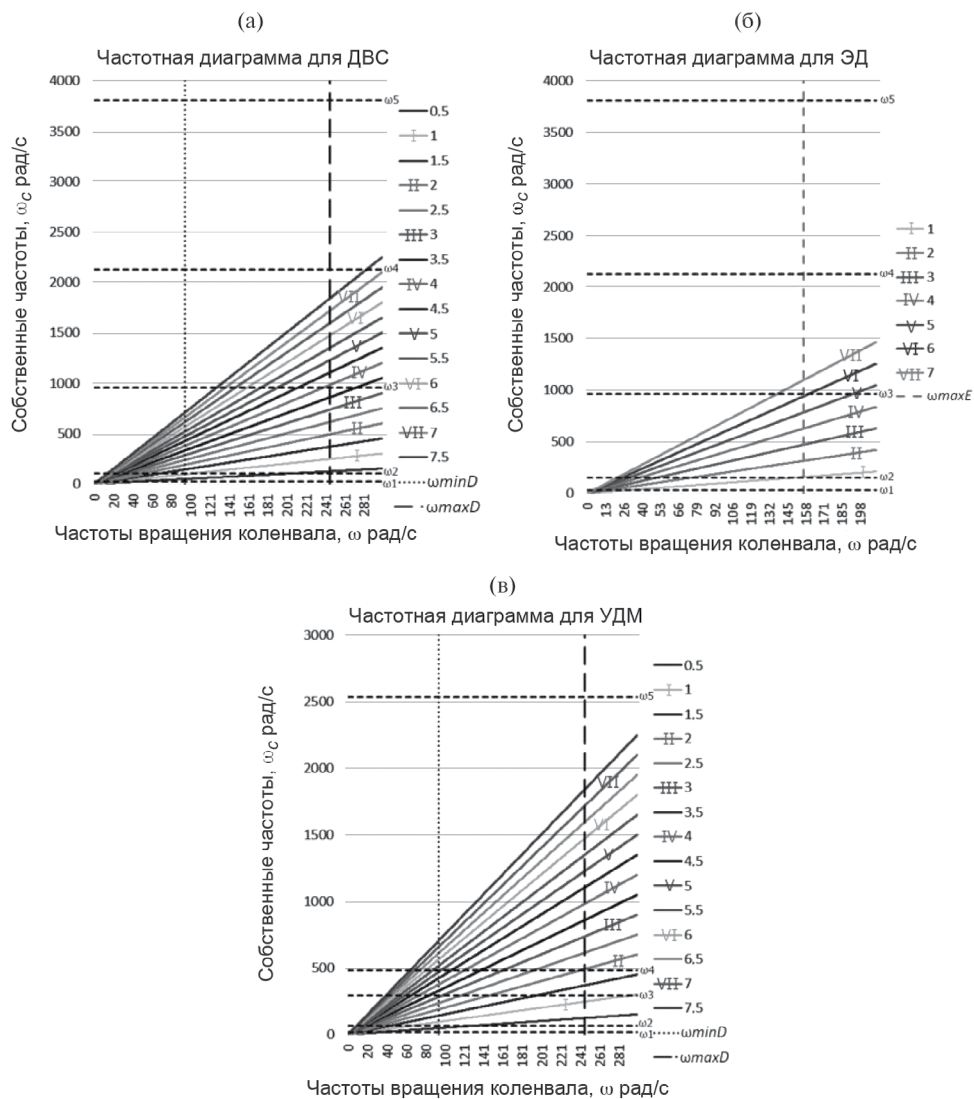


Рис. 4. Частотная диаграмма для: (а) — для 6-массовой схемы с ДВС; (б) — для 6-и массовой схемы с ЭД; (в) — для 6-массовой схемы с УДМ.

менению точек резонанса. Для ЭД точки смещаются в область высоких частот. УДМ смещает в область низких частот. Наиболее опасны (табл. 11) для серийного трактора частоты двигателя $\omega_d = 208$ рад/с при $k = 0.5$ и $\omega_d = 104.5$ рад/с при $k = 1.0$. Наиболее опасны (табл. 12) для трактора с ЭД частоты двигателя: $\omega_d = 28$ и 153.9 рад/с, при $k = 1.0$; $\omega_d = 14$ и 76.9 рад/с, при $k = 2.0$; $\omega_d = 9.5$ и 51.0 рад/с, при $k = 3.0$. В то же время наиболее опасными для трактора с УДМ (табл. 13) частоты двигателя: $\omega_d = 126$ рад/с при $k = 0.5$; $\omega_d = 196$ рад/с при $k = 1.5$, $\omega_d = 147$ и 240 рад/с при $k = 2.0$; $\omega_d = 118$ и 193 рад/с при $k = 2.5$; $\omega_d = 98$ и 160 рад/с при $k = 3.0$. Следует отметить, что гармоники высоких порядков ($k = 3.5\text{--}7.5$) имеют как правило, малую энергетическую составляющую и легко преодолеваются силами инерции, возникающими от вращения маховика и валов трансмиссии.

Выводы. Проведенные расчетно-теоретические исследования МЭС тягового класса 1.4 на примере МТЗ-80 в сравнении с применением ЭД и с применением УДМ в силовой передаче показали эффективность применения ЭД и УДМ.

Для проведения таких исследований разработаны 9- и 11-массовые расчетные схемы силовой передачи трактора и определены их динамические характеристики. Выявлено, что применение ЭД вызывает изменение собственных частот и форм колебаний: амплитуды снижаются, а частоты смещаются в высокочастотную область. Оснащение трактора УДМ позволяет изменять амплитуды собственных частот в сторону снижения, а частоты смещаются в низкочастотную область.

Значения точек пересечения собственных частот с частотами вращения коленчатого вала на разных гармониках для трактора серийного исполнения и трактора с ЭД и с УДМ показало, что применение ЭД и УДМ изменяет область резонанса, смещая его в область частот, которые трудно достижимы или не являются рабочими для трактора исследуемого типа. Установка ЭД и УДМ позволила осуществить изменение частот собственных колебаний для трактора с ЭД — до 48% в высокочастотную область, для трактора с УДМ — до 61% в низкочастотную область.

Финансирование. Работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ в рамках Государственного задания ФГБНУ «Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ» (тема № FGUN-2022-0009).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с проведенным исследованием и публикацией настоящей статьи.

Вклад авторов. З. А. Годжаев — общая систематизация исследований, обзор и анализ литературных источников, корректировка текста статьи; С. Е. Сенькевич — постановка задачи, планирование и проведение расчетно-экспериментальных исследований, сбор и анализ литературных источников, написание текста и редактирование статьи; Е. Н. Ильченко — проведение расчетов, сбор и анализ литературных источников, подготовка и написание текста статьи; И. С. Алексеев — сбор и анализ литературных источников, написание текста и редактирование статьи.

Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям ICMJE (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Алексеев В. А., Колосов С. П. Оснащение бот-тракторов электроприводами с интеллектуализацией бортовой системы управления в целях повышения эффективности сельскохозяйственной отрасли // *Технология машиностроения*. 2018. № 9. С. 63.
2. Vogt H. H., de Melo R. R., Daher S. et al. Electric tractor system for family farming: Increased autonomy and economic feasibility for an energy transition // *Journal of Energy Storage*. 2021. V. 40. P. 102744.
<https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102744>

3. *Li J., Wu X., Zhang X. et al.* Design of distributed hybrid electric tractor based on axiomatic design and Extenics // *Advanced Engineering Informatics*. 2022. V. 54. P. 101765.
<https://doi.org/10.1016/j.aei.2022.101765>
4. *Xie B., Wang S., Wu X. et al.* Design and hardware-in-the-loop test of a coupled drive system for electric tractor // *Biosystems Engineering*. 2022. V. 216. P. 165.
<https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2022.02.014>
5. *Zhang S., Xie B., Wen C. et al.* Intelligent ballast control system with active load-transfer for electric tractors // *Biosystems Engineering*. 2022. V. 215. P. 143.
<https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2022.01.008>
6. *Солдатенко Д. С.* Расчет электромеханических параметров тягового электропривода тракторов // *Актуальные вопросы машиноведения*. 2019. Т. 8. С. 129.
7. *Годжаев З. А., Сенькевич С. Е., Алексеев И. С., Ильченко Е. Н.* Обоснование выбора параметров электромеханической трансмиссии для трактора тягового класса 0.6–0.9 и согласование тяговых характеристик // *Агроинженерия*. 2023. Т. 25. № 1. С. 63.
<https://doi.org/10.26897/2687-1149-2023-1-63-70>
8. *Кравченко В. А., Кравченко Л. В., Сенькевич С. Е., и др.* Влияние УДМ в силовой передаче энергетического средства класса 1.4 на динамические процессы в звеньях машинно-тракторного агрегата // *Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета*. 2022. № 177. С. 104.
<https://doi.org/10.21515/1990-4665-177-010>
9. *Кравченко В. А., Сенькевич А. А., Сенькевич С. Е.* Некоторые статистические показатели функционирования посевного МТА с упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии трактора // *Тракторы и сельхозмашины*. 2009. № 9. С. 32.
10. *Кравченко В. А., Кравченко Л. В., Сенькевич С. Е. и др.* Влияние УДМ в силовой передаче энергетического средства класса 1,4 на буксование его движителей при работе в составе МТА // *Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета*. 2022. № 178. С. 119.
<https://doi.org/10.21515/1990-4665-178-010>
11. *Кравченко В. А., Кравченко Л. В., Сенькевич С. Е. и др.* Влияние на качество выполнения работ машинно-тракторными агрегатами, агрегируемыми мобильными энергетическими средствами тягового класса 1.4 с УДМ в силовой передаче // *Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного аграрного университета*. 2022. № 180. С. 72.
<https://doi.org/10.21515/1990-4665-180-008>
12. *Попов И. П.* Упругие сцепки составного сельскохозяйственного транспортно-технологического средства // *Вестник НГИЭИ*. 2021. № 4 (119). С. 21.
<https://doi.org/10.24412/2227-9407-2021-4-21-30>
13. *Сенькевич С. Е., Крюковская Н. С.* Анализ экспериментальных исследований трактора, оснащенного упругодемпфирующим механизмом в трансмиссии, при движении в составе транспортного тракторного агрегата // *Тракторы и сельхозмашины*. 2020. № 6. С. 59.
<https://doi.org/10.31992/0321-4443-2020-6-59-66>
14. *Сенькевич С. Е., Ильченко Е. Н., Алексеев И. С.* Результаты проведения экспериментальных исследований трактора, оснащенного упругодемпфирующим механизмом при агрегатировании с сеелкой // *Тракторы и сельхозмашины*. 2021. Т. 88. № 4. С. 33.
<https://doi.org/10.31992/0321-4443-2021-4-33-44>
15. *Белинис С. М.* Определение собственных частот колебаний ротора // *Вестник Димитровградского инженерно-технологического института*. 2017. № 1 (12). С. 88.
16. *Ding W., Chai Y., Liu H. et al.* Numerical investigation on flow-induced vibrations of two tandem cylinders localized selective roughness with different natural frequencies // *Applied Ocean Research*. 2023. Т. 135. С. 103540.
<https://doi.org/10.1016/j.apor.2023.103540>
17. *Айнбиндер Р. М., Гордеев Б. А., Любимов А. К. и др.* Определение собственных частот колебаний грузовой платформы автотранспортного средства с целью безопасного крепления гру-

-
- за // Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник. 2018. № 5. С. 28.
18. *Попов В. Б., Чупрынин Ю. В., Джасов Д. В.* Анализ собственных частот и определение динамических коэффициентов трансмиссии сельскохозяйственной машины // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П. О. Сухого. 2017. № 2 (69). С. 32.
 19. *Маслов Г. С.* Расчеты колебаний валов: Справочник. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1980.
 20. *Лашко В. А., Лейбович М. В.* Матричные методы в расчетах крутильных колебаний силовых установок с ДВС: Учебное пособие. Хабаровск: Изд-во Хабар. гос. техн. ун-та, 2003.
 21. *Тарасик В. П.* Математическое моделирование технических систем. М.: Инфра-М, 2019.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.793.18(620.18)

ПРОЦЕССЫ САМООРГАНИЗАЦИИ СТРУКТУРЫ ИОННО-ПЛАЗМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ CrTiZrNbHf (ВЭС), ПОЛУЧЕННЫХ ПО ТЕХНОЛОГИИ МНОГОКАТОДНОГО ДУГОВОГО НАПЫЛЕНИЯ

© 2024 г. В. И. Колесников¹, О. В. Кудряков^{1,2,*}, В. Н. Варавка²,
И. В. Колесников¹, К. Н. Политыко¹

¹Ростовский государственный университет путей сообщения,
Ростов-на-Дону, Россия

²Донской государственный технический университет,
Ростов-на-Дону, Россия

*e-mail: kudryakov@mail.ru

Поступила в редакцию 11.06.2024 г.

После доработки 10.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

Для получения вакуумных ионно-плазменных высокоэнтропийных покрытий системы CrTiZrNbHf была использована система трехкатодного дугового испарения. Среднестатистическая концентрация компонентов в покрытии составила $\text{Cr}_{0.30}\text{Ti}_{0.35}\text{Zr}_{0.25}\text{Nb}_{0.08}\text{Hf}_{0.01}$. Кинетика осаждения покрытий и процесс самоорганизации его структуры изучался путем построения зонной структурной диаграммы Мовчана–Демчишина–Торнтонна. Такие технологические параметры, как температура подложки, давление в вакуумной камере, скорость осаждения покрытия, плотность ионного тока, напряжение смещения и др. были объединены в виде расчетной величины энергии осаждения E_{bi} . Показано, что для исследованной системы CrTiZrNbHf критическим значением параметра E_{bi} является ~ 100 МДж/см³. Превышение этого порога ведет к вырождению структуры покрытия в виде зародышевой или каплеобразной морфологии.

Ключевые слова: вакуумная технология, катодно-дуговое распыление, ионно-плазменные покрытия, высокоэнтропийные сплавы, самоорганизация структуры, зонные структурные диаграммы, микроструктура покрытий, сканирующая электронная микроскопия

DOI: 10.31857/S0235711924060026, EDN: NPCMLG

Введение и постановка задачи. Машиностроение стало самостоятельной отраслью промышленности только тогда, когда в распоряжении специалистов оказались подходящие материалы для изготовления надежных деталей, узлов и агрегатов машин. Такие материалы были объединены термином «конструкционные» и их основу первоначально составляли металлы и сплавы. По сегодняшним временным меркам было это очень давно. С тех пор достойное место среди конструкционных материалов смогли завоевать только композиты. Полимеры же, несмотря на бурное развитие и широчайший горизонт применений, в силу своей природы и строения на уровень конструкционных машиностроительных материалов выйти так и не смогли. Углеродные материалы интересны и перспективны, но их развитие сдерживает «мас-

штабный фактор» — пока не удается получить графен, фуллерен, карбонадо или алмаз достаточно больших размеров и сложной геометрии. И вот совсем недавно, уже в 2000-х гг., наметился серьезный кандидат на звание нового «конструкционного материала» — высокоэнтропийные сплавы (ВЭС). Имеются прогнозы, предсказывающие новую эру конструкционных, в том числе и машиностроительных, материалов, связанную с открытием и использованием ВЭСов [1].

ВЭСы обладают относительно молодой историей и продолжают привлекать большое внимание исследовательского сообщества. Интенсивное изучение и исследования ВЭСов к настоящему времени оформились в виде ряда количественных критериев, выполнение которых характеризует принадлежность сплава к классу высокоэнтропийных. К ним относятся: размерный фактор (атомная дисторсия) и фактор электроотрицательности, характеризующие соответственно разницу атомных радиусов и электроотрицательностей компонентов; энтальпия и энтропия смешения; а также концентрация валентных электронов. Все критерии рассчитываются с помощью несложных выражений [2–4], полученных с использованием концентрации c_i каждого i -го компонента сплава ($i = 1, \dots, n$). Наиболее важным критерием следует считать величину энтропии смешения ΔS_{mix} , которая и дала название всему классу высокоэнтропийных материалов. ΔS_{mix} определяется по выражению Л. Больцмана:

$$\Delta S_{\text{mix}} = -R \sum_{i=1}^n c_i \cdot \ln c_i. \quad (1)$$

При эквиатомной концентрации компонентов $c_i = 1/n$ и $\Delta S_{\text{mix}} = R \ln(n)$, где $R = 8.314$ Дж/(К·моль) — универсальная газовая постоянная, получаем $\Delta S_{\text{mix}} \geq 11$ Дж/(К·моль) для $n \geq 4$. Для таких значений n сплав считается высокоэнтропийным. Предположительные теоретические оценки показывают, что около половины (а именно — 64) всех элементов таблицы Менделеева можно смешивать в различных составах для синтеза более 100 различных типов ВЭСов.

Хотя атомная концентрация компонентов входит в расчетные формулы всех указанных критериев, строго говоря, ее фиксированное значение (т. е. при эквиатомном составе сплава) не является единственно возможным вариантом состава ВЭСов [5–7]. С другой стороны, наиболее известные технологии формирования покрытий высокоэнтропийных составов ориентированы на формирование именно эквиатомного соотношения компонентов [8]: механическое легирование порошков со спеканием мишени и последующим магнетронным напылением покрытий, вакуумно-дуговое напыление, лазерная импульсная («ударная») обработка, лазерная наплавка, лазерное поверхностное легирование, плазменная наплавка, газотермическое напыление, в том числе высокоскоростное (HVOF) и атмосферное плазменное, горячее прессование порошков, электрохимическое осаждение, электроискровое спекание. При всем многообразии исследований и публикаций, посвященных ВЭСам, оказывается, что набор технологических способов их получения сравнительно невелик, особенно в виде покрытий. Он ограничен «принципом атомизации» компонентов — создание полноценного ВЭСа возможно только при атомарном или ионном конструировании сплава. То есть при создании ВЭСа каждый компонент сначала необходимо «разобрать» на атомы или ионы, а затем из них «собрать» новый сплав в виде однофазного твердого раствора. При этом принцип эквиатомной концентрации компонентов в новом сплаве, хоть и упрощает расчеты критериев, но совершенно не является обязательным. Основное преимущество эквиатомных ВЭСов состоит в том, что они обладают большей стабильностью критериев, занимая средние положения в пределах интервалов их допустимых значений [9].

В публикациях, посвященных ВЭСам в виде покрытий, в настоящее время основное внимание уделяется вопросам изучения взаимозависимостей состава и свойств.

В гораздо меньшей степени исследованы процессы формирования структуры, между тем как все механические свойства, определяющие принадлежность материала к категории конструкционных, являются в высшей степени структурно зависимыми. Так, например, из сотни структурных состояний ВЭСов, возможных в соответствии с приведенными критериями, в литературе по высокоэнтропийным покрытиям представлена лишь небольшая часть, сочетающая экспериментальные и модельные данные. Кроме того, весьма скудно, на наш взгляд, изучены технологические аспекты получения покрытий из ВЭСов. Все это послужило основной мотивацией настоящей статьи, в качестве главной задачи которой ставилось исследование возможностей вакуумной ионно-плазменной технологии с катодным дуговым испарением по формированию покрытий на основе ВЭСов с требуемой структурой и заданной (в том числе и с эквиатомной) концентрацией компонентов.

Материалы и методы исследования. Напыление покрытий высокоэнтропийной системы CrTiZrNbHf выполнялось на вакуумной установке BRV600 (Беларусь) по ионно-плазменной технологии. Технологические возможности установки позволяют проводить испарение напыляемого материала дуговым, магнетронным, лазерным и ионным источниками. Технологический модуль дугового напыления включает три катода. Для получения покрытий CrTiZrNbHf использовались: многокомпонентный литой катод состава ZrNbHf и два однокомпонентных катода из технически чистых Cr и Ti. В процессе исследования были апробированы катоды системы ZrNbHf с разнообразными комбинациями концентрации компонентов. Наличие катодов из чистых Ti и Cr обеспечивало возможность варьирования режима их осаждения в целях регулирования концентрации этих элементов в покрытии. Таким образом, в качестве объекта исследования выступали ионно-плазменные покрытия CrTiZrNbHf, полученные при трехкатодном вакуумно-дуговом напылении. Одной из основных задач этапа исследования состава покрытий было формирование покрытия эквиатомного состава. В целях ее решения осуществлялось комбинирование состава компонентов в многокомпонентном катоде ZrNbHf и варьирование технологических параметров нанесения покрытия. Ряд варьируемых параметров включал: напряжение смещения 30–150 В; давление в вакуумной камере 0.015–0.35 Па; ток индукционных катушек 1–5 А; время нанесения t . Фиксированными параметрами технологии нанесения покрытий была температура подложки ~450 °С, режим активной магнитной сепарации и ряд других параметров (в основном электромагнитной природы). Скорость осаждения составила весьма низкий показатель 0.001–0.002 мкм/мин. Это является характерной чертой вакуумно-дугового ионно-плазменного напыления любых металлических покрытий.

Подложка представляла собой стальные образцы в форме параллелепипеда размером 50×30×5 мм. Для их изготовления была использована улучшенная конструкционная сталь 40ХН2МА с сорбитной структурой, которая получила широкое распространение в машиностроении, например, для изготовления контактных поверхностей узлов трения. Стандартные требования к качеству поверхности подложки при нанесении ионно-плазменных покрытий составляют $R_a \leq 0.12$ мкм; $R_z \leq 0.6$ мкм, что соответствует 10-му классу чистоты по ГОСТ 2789–73. Твердость образцов-подложек из стали 40ХН2МА, измеренная методом непрерывного индентирования, составила $H = 2.5$ ГПа. Ожидаемые физико-механические характеристики покрытий CrTiZrNbHf должны быть существенно выше, чем у подложки. Так, например, по результатам выполненных исследований твердость использованных покрытий, измеренная по аналогичной методике, составила $H = 5–8$ ГПа. Значительная разница в физико-механических свойствах покрытия и подложки может быть причиной слабой адгезии покрытия, поэтому в целях повышения адгезии в экспериментах было использовано нанесение подслоя Ti или Cr толщиной в пределах 0.5 мкм.

Исследование элементного состава и структуры покрытий было выполнено с помощью двулучевого сканирующего электронного микроскопа высокого разрешения «ZEISS Crossbeam 340» (СЭМ). Встроенный ионный источник (FIB) обеспечивает возможность травления и подготовки кросс-секций (поперечных сечений) в поверхности покрытий непосредственно в вакуумной камере микроскопа. Также встроенный в СЭМ «ZEISS Crossbeam 340» рентгеновский детектор модели X-Max 50N (Oxford Instruments) позволяет определять элементный состав в микро- и наномасштабе методом энергодисперсионного анализа (EDAX). При этом элементный состав исследуемого объекта может фиксироваться количественно путем точечного зондирования, сканирования по поверхности или вдоль заданной линии. Качественное распределение химических элементов на заданном участке поверхности можно также выполнить в виде построения цветowych карт.

Полученные результаты и их обсуждение. Особенности и проблемы формирования ВЭС системы CrTiZrNbHf при многокатодном дуговом напылении. В процессе исследований были апробированы самые разнообразные вариации значений технологических параметров режима нанесения покрытий CrTiZrNbHf, включая разные комбинации содержания элементов в многокомпонентном катоде ZrNbHf. Не останавливаясь на подробностях этого большого массива экспериментальных данных, отметим наиболее важные результаты: **1)** были получены покрытия достаточно широкого диапазона толщин, начиная от фиксации стадии зародышеобразования (толщина покрытия $h = 0$) и до покрытий с толщиной в несколько микрометров, которые могут иметь прикладное использование в машиностроении в качестве, например, износостойких или трибологических материалов; рабочий интервал толщин покрытий для исследований в настоящей статье составил $h = 0.5\text{--}2.8$ мкм; **2)** технология вакуумного ионно-плазменного напыления обеспечивает в целом высокое качество поверхности покрытий CrTiZrNbHf, иногда может наблюдаться относительно небольшое количество капельных артефактов (поверхностных дефектов), формирующихся при форсированном осаждении покрытия или при отключенной системе магнитной сепарации (рис. 1); **3)** нанесение высокоэнтропийных покрытий

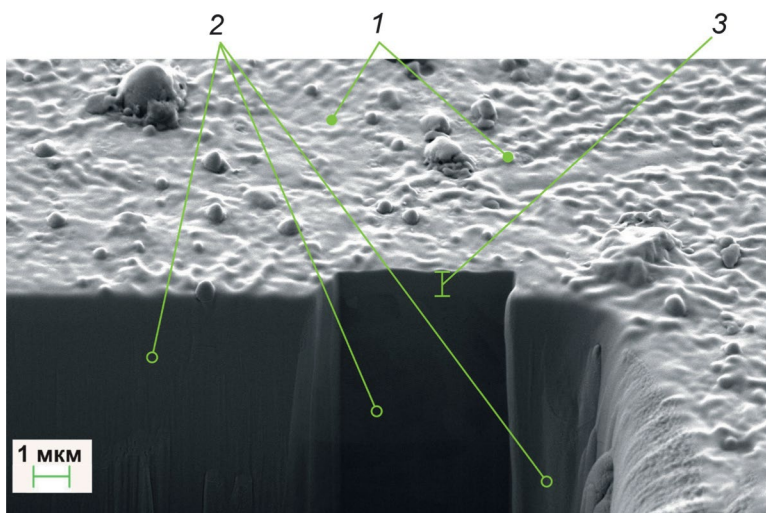


Рис. 1. Общий вид стального образца с ионно-плазменным покрытием CrTiZrNbHf в электронном микроскопе: **1** — поверхность покрытия (наклон образца в сторону наблюдателя 26 град); **2** — поверхности кросс-секции, вырезанной в образце ионным пучком (FIB); **3** — поперечное сечение покрытия толщиной $h \approx 0.8$ мкм.

CrTiZrNbHf по оптимальным технологическим режимам обеспечивает их плотное прилегание к подложке и получение однородной структуры покрытий, не обнаруживающей признаков образования интерметаллидных фаз (рис. 2), — т. е., с точки зрения формирования структуры покрытий, заданные целевые показатели достигнуты (толщина, однородность, бездефектность, качество поверхности); 4) в отношении формирования состава покрытий по результатам выполненных исследований

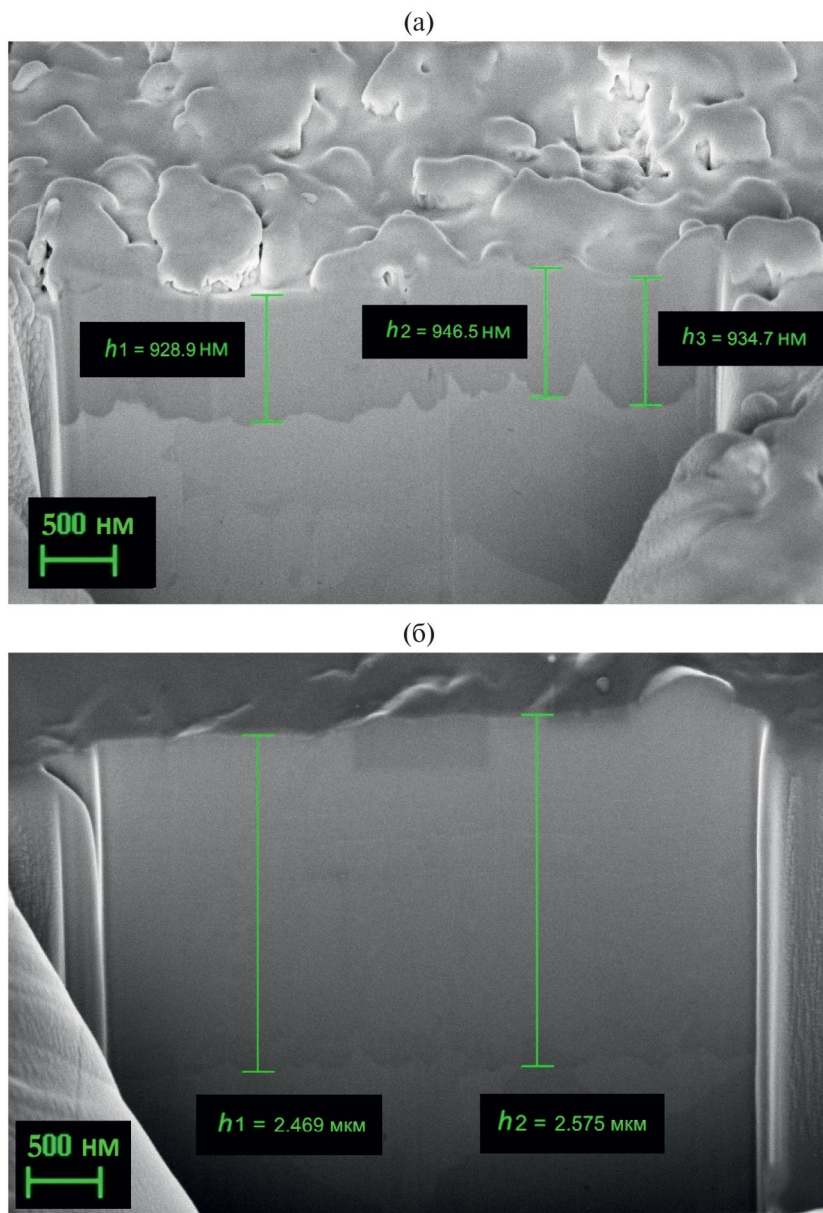


Рис. 2. Структура ионно-плазменных покрытий CrTiZrNbHf различной толщины, СЭМ, кросс-секции: (а) — тонкое покрытие толщиной $h \approx 1.0 \text{ мкм}$ после обработки по поверхности галлиевым ионным пучком; (б) — покрытие толщиной $h = 2.5 \text{ мкм}$.

следует констатировать, что при использованном трехкатодном дуговом напылении эквивалентный состав покрытия CrTiZrNbHf получить не удастся; некоторые варианты распределения элементов в покрытии представлены на рис. 3 и 4.

На рис. 3 области точечного зондирования «Спектр 59» и «Спектр 60» расположены в зоне покрытия, а области «Спектр 61» и «Спектр 62» — в зоне подложки. Состав покрытия по сечению практически однороден, поэтому на рис. 3 приведены данные

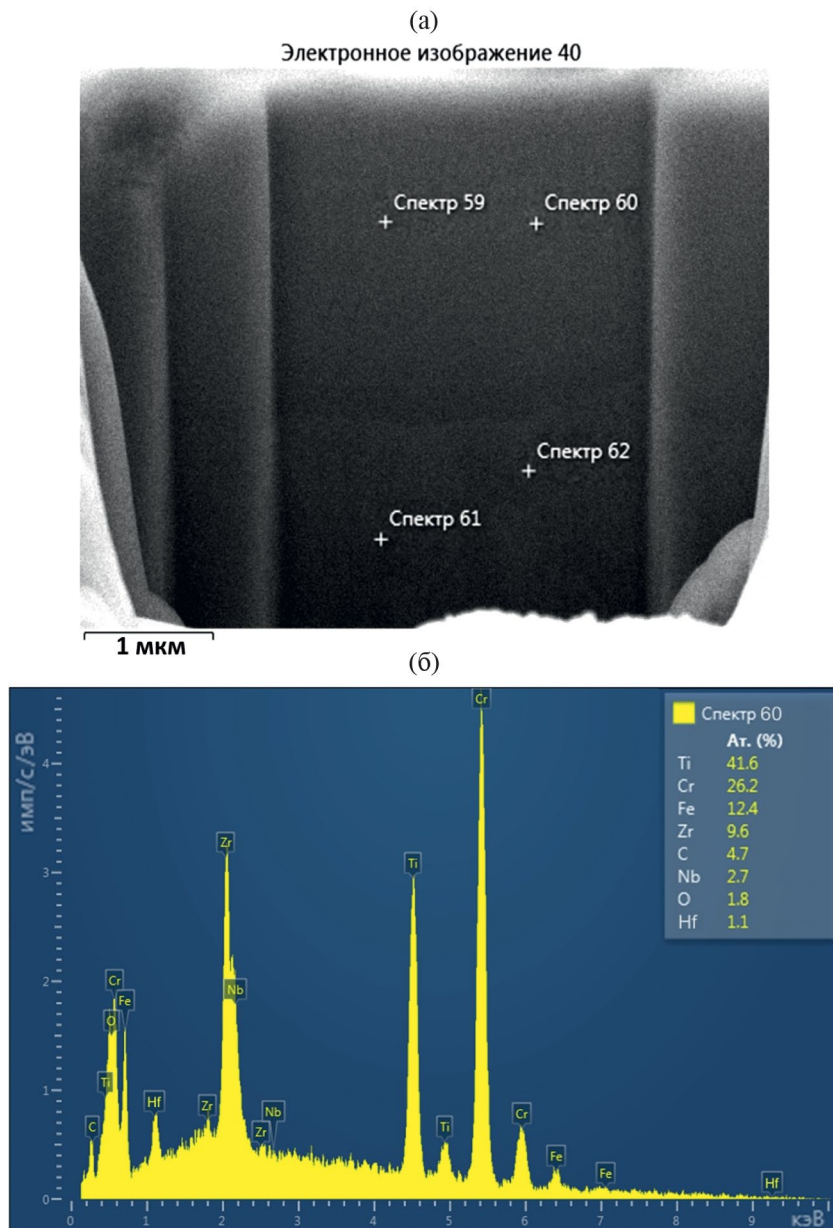


Рис. 3. Элементный состав ионно-плазменного покрытия CrTiZrNbHf толщиной $h = 2.6$ мкм: (а) — расположение точечных сканов EDAX на поверхности кросс-сечения; (б) — энергограмма распределения элементов (ат. %) в области точечного зондирования покрытия «Спектр 60».

только «Спектра 60». Распределение элементов в подложке не приводится, так как оно во всех образцах идентично марке стали 40ХН2МА.

Рис. 3 и 4 демонстрируют, насколько значительным может быть разброс элементного состава в покрытиях при многокатодном дуговом напылении.

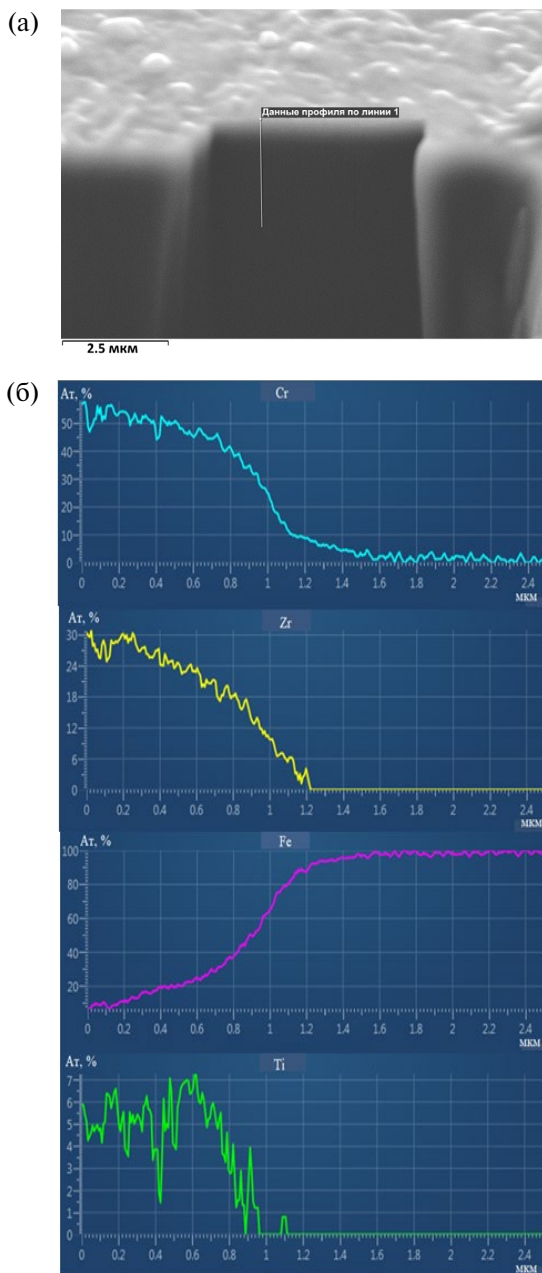


Рис. 4. Пример распределения основных элементов (ат. %) по глубине покрытия CrTiZrNbHf толщиной $h = 0.9$ мкм на поверхности кросс-секции: (а) — электронное изображение с линией профиля 1, размещенной на поверхности кросс-секции; (б) — распределение Cr, Zr, Fe, Ti вдоль линии профиля 1 от поверхности покрытия в глубину.

Здесь следует отметить, что проблемы формирования состава покрытий, в том числе и эквивалентного, связаны, главным образом, с наличием многокомпонентного катода в системе дугового испарения вакуумной установки. Различие значений фундаментальных физических констант элементов катода, в частности, энергий ионизации, существенно затрудняет подбор технологических параметров процесса испарения многокомпонентных катодов, поскольку каждый компонент требует индивидуального режима для разряда (зажигания) дуги, формирования устойчивого ионного пятна, скорости его блуждания по поверхности катода и т. д. По экспериментальным данным отмечено, что наиболее трудно испаряемы тяжелые химические элементы катодов. Так, Hf (178.5 у. е.) почти вдвое тяжелее всех остальных элементов системы CrTiZrNbHf и содержание Hf в исследованных покрытиях невозможно было получить более, чем 2–3 ат. %, даже при его содержании в многокомпонентном катоде 35–50 ат. %, а при некоторых режимах напыления Hf вообще отсутствовал в составе покрытия.

По результатам выполненных микрорентгеноспектральных исследований (EDAX) средневзвешенная атомная концентрация элементов c_i в покрытии (в совокупности по всей базе полученных экспериментальных данных) составила 30, 35, 25, 8 и 1 ат. % для Cr, Ti, Zr, Nb и Hf соответственно. Таким образом, среднестатистическое ориентировочное содержание элементов в изучаемых высокоэнтропийных покрытиях составило систему $\text{Cr}_{0.30}\text{Ti}_{0.35}\text{Zr}_{0.25}\text{Nb}_{0.08}\text{Hf}_{0.01}$, что достаточно далеко от эквивалентного состава. Тем не менее, если следовать основному критерию ВЭСов, то расчет по выражению (1) дает для такого состава покрытия значение $\Delta S_{\text{mix}} = 11.003 \text{ Дж}/(\text{К} \cdot \text{моль})$, что в соответствии с критериальными требованиями [2–4] позволяет отнести исследуемые покрытия к категории высокоэнтропийных.

Общая картина структурной самоорганизации покрытий CrTiZrNbHf при многокатодном дуговом напылении. Исследования структуры покрытий и тонких пленок, полученных по вакуумной ионно-плазменной технологии, уже достаточно давно (с 1969 г.) проводятся в соответствии с зонной диаграммой структуры покрытий, предложенной Б. А. Мовчаном и А. В. Демчишиным [10]. В первоисточнике на основе экспериментальных данных, полученных при вакуумном электроннолучевом испарении мишеней и ионно-плазменном осаждении на подложку, в зависимости от температуры и давления в вакуумной рабочей камере были определены три структурных зоны, в которых строение и свойства покрытия существенно отличались, что сказывалось на прикладном использовании покрытий. В последующие годы в разработанную Б. А. Мовчаном и А. В. Демчишиным структурную диаграмму вносились изменения, уточнения и корректировки, однако принципиально ее строение мало изменилось. Была только добавлена промежуточная четвертая зона, предложенная А. Дж. Торнтоном [11]. Диаграмма получила название «зонной структурной диаграммы Мовчана–Демчишина–Торнтон (М–Д–Т)». В настоящее время форма диаграммы М–Д–Т является общепринятой и признается наиболее универсальной и наглядной визуализацией структуры вакуумных ионно-плазменных покрытий, применимой для анализа покрытий и тонких пленок различной природы: металлических, металлокерамических, нитридных, карбидных и др. Хотя попытки ее модернизации не прекращаются [12].

Для структурного анализа покрытий ВЭС системы CrTiZrNbHf воспользуемся классической диаграммой М–Д–Т (рис. 5). Она имеет ярко выраженный практикоориентированный характер, благодаря технологическим параметрам T_h и P_T , расположенным по осям диаграммы и непосредственно управляющим процессом осаждения покрытий. Гомологическая температура T_h нормируется температурой плавления $T_h = T/T_{\text{пл}}$ (где T — температура в вакуумной камере в процессе нанесения покрытия, в качестве которой принимается температура подложки), а параметр P_T представляет собой рабочее давление в вакуумной камере.

В зоне 1 диаграммы М–Д–Т при значении гомологической температуры $T_h < 0.3$ подвижность адатомов мала, что приводит к продолжению зарождения зерен. В результате образуется мелкозернистая структура текстурированных и волокнистых зерен, направленных в сторону приходящего потока пара и заканчивающихся куполообразными вершинами [13]. На границах зерен наблюдается высокая плотность дефектов решетки и пор. При более высоких температурах зоны 2, $0.3 < T_h < 0.5$, начинается поверхностная диффузия, приводящая к образованию однородных столбчатых зерен. Размер зерна увеличивается с увеличением T_h и может распространяться по всей толщине пленки. Поверхностные торцы зерен приводят к граневой поверхности. При еще более высокой температуре, $T_h > 0.5$, объемная диффузия и рекристаллизация приводят к образованию плотных пленок с крупными зернами.

На рис. 5 показана область, в которой размещаются все значения параметров T_h и P_T , использованные при нанесении покрытий ВЭС системы CrTiZrNbHf при многокатодном дуговом напылении.

Процесс формирования покрытия и его структуры характеризуется целым рядом технологических параметров, которые взаимно связаны друг с другом. К таким параметрам относятся ток I_d и напряжение U_d разряда на катоде, напряжение смещения U_s , плотность ионного тока подложки i_s , температура подложки T_s , скорость осаждения a_D и др. Помимо большого количества параметров, каждый из которых оказывает существенное влияние на структуру и свойства покрытий, сложность состоит еще и в том, что каждая комбинация этих параметров дает только одну дискретную структуру. Фактически невозможно, изменяя один параметр процесса в этой комбинации, непрерывно менять структуру осажденной пленки. В этом заключается одна из главных причин, почему формирование пленки с заданной структурой (т. е. и с заданными свойствами) является пока нерешенной проблемой. Поэтому рис. 5 также не дает полного представления о возможностях управления процессом нанесения покрытий ВЭС и оптимизации их структуры по причине малого количества используемых параметров (всего два: T_h и P_T) и довольно узкой области их распределения на плоскости диаграммы.

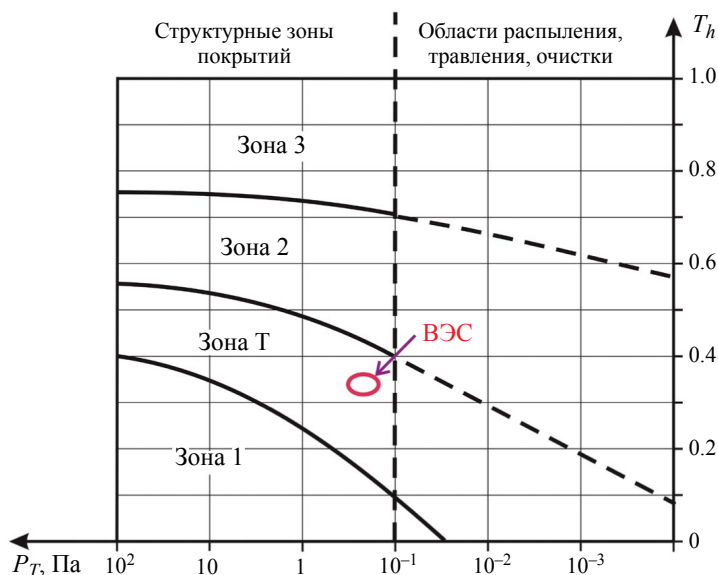


Рис. 5. Диаграмма М–Д–Т с показанной областью значений температуры T_h и давления P_T , использованных при нанесении покрытий ВЭС системы CrTiZrNbHf.

Рассмотрим еще один вариант диаграммы М–Д–Т, аналогичный рис. 5, но горизонтальная ось которой представляет собой комплексный параметр, называемый энергией осаждения E_{bi} [14]. Величина E_{bi} интегрирует несколько более простых технологических параметров, включая и давление в вакуумной камере P_T . Все эти компоненты E_{bi} влияют на рост пленки одновременно, причем, влияние отдельных компонентов может быть очень разным.

Наиболее общим случаем при нанесении покрытий ВЭС является столкновительный разряд. Энергия E_{bi} , доставленная на единицу объема осажденного покрытия, для этого случая выражается как

$$E_{bi} = U_s i_s N_{i\max} / a_D \left[\text{Дж/см}^3 \right] \text{ при } T_s = \text{const}, \quad (2)$$

где $N_{i\max} = \exp(-L/\lambda_i)$ — количество ионов, достигающих подложки с максимальной энергией eU_s ; e — заряд электрона; L — толщина пленки; λ_i — средняя длина свободного пробега иона для столкновений, приводящих к потерям ионной энергии в слое. Для эффективного контроля микроструктуры покрытий необходимы значения $i_s \geq 1.0 \text{ mA/см}^2$ [14]. Поскольку i_s является трудно измеряемой величиной, при расчетах значений E_{bi} принимался ее минимально допустимый уровень (табл. 1, рис. 6).

Таблица 1. Расчет гомологической температуры T_h

Состав покрытия ВЭС	Cr	Ti	Zr	Hf	Nb	Усредненная $T_{пл}^{cp}$, К	Гомологическая температура T_h
$T_{пл}$, К	2130	1943	2125	2506	2741	—	—
Концентрация эквивалентная, ат. %	20	20	20	20	20	2289	$(450+273)/2289 = 0.316$
Концентрация реальная, вес. %	25–27	35–41	9–16	0.5	4.5	2007	$(450+273)/2007 = 0.360$

Для справки: данные расчета в табл. 1:

$$T_1^{cp}, \text{ К} = 0.2 \cdot (2130 + 1943 + 2125 + 2506 + 2741) = 2289,$$

$$T_2^{cp}, \text{ К} = 1.185 \cdot (2130 \cdot 0.26 \text{ Cr} + 1943 \cdot 0.38 \text{ Ti} + 2125 \cdot 0.125 \text{ Zr} + 2506 \cdot 0.005 \text{ Hf} + 2741 \cdot 0.045 \text{ Nb}) = 2007.$$

* — поправочный коэффициент, исключаяющий влияние кислорода и других примесей, находящихся в поверхностном слое покрытия.

Среднюю длину свободного пробега иона можно вычислить из закона Дальтона как $\lambda_i \approx 0.4P_T$. Отсюда следует, что $L/\lambda_i \sim P_T$. Таким образом, величина E_{bi} включает и управляющий технологический параметр P_T , что позволяет вместо оси P_T на диаграмме М–Д–Т (рис. 5) использовать линейную ось E_{bi} , причем, оси этих двух параметров будут разнонаправлены.

Для расчета значений параметров T_h и E_{bi} и построения диаграмм М–Д–Т для покрытий ВЭС системы CrTiZrNbHf (рис. 5, 6) был использован ряд экспериментальных образцов из сформированной базы данных, состав покрытий которых отличался от среднестатистического ориентировочного содержания элементов при многокатодном дуговом напылении. Составы покрытий, использованных в рис. 5 и 6, приведены в табл. 1.

Значения параметров, входящих в выражение (2) для расчета энергии осаждения E_{bi} , у образцов с покрытиями, использованных для построения диаграмм М–Д–Т на рис. 5 и 6, находились в следующих пределах: напряжение смещения $U_s = 30\text{--}150 \text{ В}$; рабочее давление в камере $P_T = 0.20\text{--}0.43 \text{ Па}$; скорость напыления $a_D = 0.000396\text{--}0.0023 \text{ мкм/мин}$; температура подложки $T_s = 450 \text{ }^\circ\text{C}$.

При указанных значениях скорости напыления a_D формирование покрытия происходило очень медленно, занимая от 4 до 20 ч, что характерно для чисто металлических покрытий, напыляемых катодно-дуговым методом. При этом толщина покрытий на исследованных образцах составила $h = 0\text{--}2.8$ мкм. Измеренные значения толщины покрытий исследованных экспериментальных образцов приведены на диаграмме рис. 6. Для случая $h = 0$ мкм (при отсутствии покрытия) при расчете скорости осаждения a_D в качестве толщины покрытия h принимали средний размер кристаллитов полагая, что покрытие представляет собой монослой из плотно расположенных монокристаллов ВЭС размером 40–200 нм, т.е. для этого случая принимали $h \approx 100$ нм (точки на рис. 6 при $E_{bi} > 100$ МДж/см³).

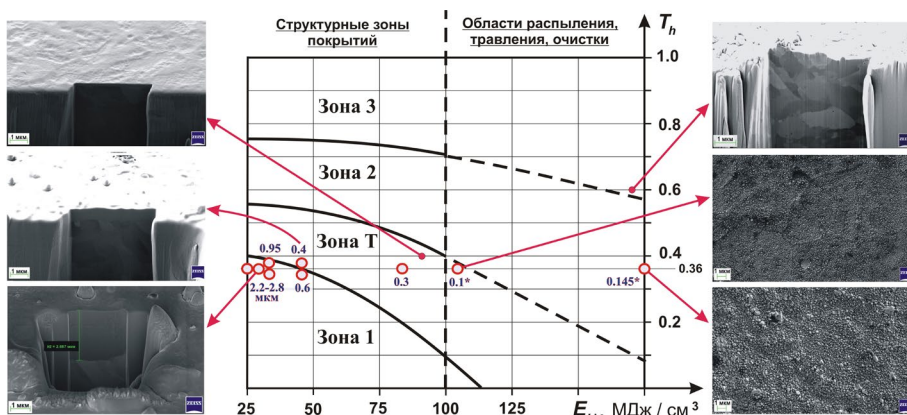


Рис. 6. Диаграмма М–Д–Т в координатах T_h и E_{bi} для покрытий ВЭС системы CrTiZrNbHf; числа возле экспериментальных точек — толщина покрытия (мкм), числа со знаком * — толщина монослоя из отдельных кристаллитов.

Данные (рис. 6) свидетельствуют о том, что покрытия ВЭС системы CrTiZrNbHf в целом подчиняются общим принципам, заложенным в зонные структурные диаграммы и справедливы для других типов покрытий различной природы: металлических, металлокерамических, нитридных, углеродных и др. Из особенностей структуры покрытий ВЭС на рис. 6 необходимо отметить следующее.

Для покрытий ВЭС системы CrTiZrNbHf критическим значением расчетного энергетического параметра E_{bi} является ~ 100 МДж/см³. Превышение этого порога ведет к вырождению структуры покрытия в виде зародышевой или каплеобразной морфологии.

При использовании катодного дугового метода испарения для нанесения покрытий ВЭС температура подложки обычно фиксируется в области 400–500 °С.

Для покрытий системы CrTiZrNbHf это соответствует усредненному значению $T_h \approx 0.36$ на диаграмме М–Д–Т. В этом случае оптимальными значениями величины E_{bi} является интервал 30–40 МДж/см³, что позволяет получать плотные бездефектные покрытия в виде монослоя оптимальной толщины. При меньших значениях E_{bi} для напыления покрытий оптимальной толщины 1.5–2.5 мкм требуется чересчур много времени ввиду очень низкой скорости осаждения покрытий ВЭС. А при больших значениях E_{bi} даже при длительном напылении толщина покрытия получается недостаточной для исследования и прикладного использования.

Таким образом, анализ кинетики осаждения покрытий ВЭС системы CrTiZrNbHf с точки зрения процесса формирования особенностей его структуры позволяет использовать диаграмму М–Д–Т для выбора значений технологических параметров,

обеспечивающих получение оптимальной структуры покрытия ВЭС. Комплекс таких технологических параметров, как температура подложки, давление в вакуумной камере, скорость осаждения покрытия, плотность ионного тока, напряжение смещения и др. объединяется в виде интегрального параметра, называемого энергией осаждения E_{bi} . Параметр E_{bi} определяется расчетным путем и, наряду с гомологической температурой T_h , образует оси зонной структурной плоскости на диаграмме М–Д–Т. Путем варьирования технологических параметров, которые объединяются энергетическим параметром E_{bi} , необходимую структуру ионно-вакуумного покрытия ВЭС можно корректно задать (спрогнозировать) с помощью диаграммы М–Д–Т в осях T_h – E_{bi} .

Заключение. Процессы самоорганизации сложных открытых систем обладают двумя основными признаками — пороговым характером и кооперативным поведением частиц (элементов) системы. Первый из них с допустимой в технических науках мерой точности исследован в настоящей статье: определены границы зон структурной диаграммы М–Д–Т, в пределах которых система CrTiZrNbHf структурируется (самоорганизуется) в виде ионно-плазменного покрытия, причем, процессом формирования структуры можно управлять технологически таким образом, чтобы покрытие имело практическое применение. Одну из первоначально поставленных задач — получить покрытие CrTiZrNbHf эквиатомного состава при трехкатодном дуговом ионно-плазменном напылении, решить не удалось. Этот результат созвучен работам [5–7], в которых высокоэнтропийные покрытия, полученные по аналогичной технологии, также не имели эквиатомной пропорции. В этом, по мнению авторов, открывается одна из важных технологических особенностей получения покрытий из ВЭСов: вакуумная ионно-плазменная технология способна лишь транслировать в виде покрытия тот состав ВЭСа, который был получен предварительно либо в виде одиночного литого катода (при дуговом методе испарения), либо в виде спеченной порошковой мишени (при магнетронном методе испарения). В рамках этой концепции второй признак самоорганизации покрытия уже может быть рассмотрен как реализуемый технологический процесс, способствующий получению заданного состояния состава и структуры многокомпонентного покрытия.

Опыт, полученный в процессе исследования, показывает, что по мере увеличения количества катодов при дуговом напылении возрастает и количество управляющих технологических параметров, причем, нелинейно. Это существенно затрудняет процесс планирования эксперимента, который становится нелинейно многофакторным. Подобные методические и технологические трудности являются следствием различий фундаментальных констант элементов высокоэнтропийной многокомпонентной системы: энергий ионизации, температур и молярной теплоты плавления и испарения, молярной теплоемкости, типа и параметров решеток и т. д. Минимальное различие фундаментальных констант наблюдается у элементов, расположенных в таблице Менделеева рядом друг с другом. А их эквиатомный состав максимально приближает ВЭС к однокомпонентной однофазной системе с единой кристаллической решеткой. С точки зрения технологии формирования состава, структуры и свойств такой системы, никаких проблем возникнуть не может, т. к. результат всегда будет одинаков даже при варьировании технологических режимов (в определенных пределах, конечно). Ярким примером этой параллели с однокомпонентной системой может служить знаменитый ВЭС системы CrMnFeCoNi, названный в честь его первооткрывателя и идеолога ВЭСов Брайана Кантора [15].

В настоящее время исследование возможностей ВЭСов, поиск их новых составов уже далеко отошли от «золотого сечения» — сплава Кантора. Это увеличивает различия фундаментальных констант компонентов и затрудняет формирование однофазных твердых растворов. Выполнение критериев ВЭСов в этих условиях существенно усложняет подбор технологических параметров для получения заданного состава по-

крытия, что и наблюдалось в настоящей статье при попытке многокатодного дугового получения высокоэнтропийного эквиатомного покрытия системы CrTiZrNbHf. При подобной многопараметричности, к которой в случае покрытия прибавляются параметры толщины, морфологии, адгезии покрытия, решение задачи получения заданной структуры перемещается в область прикладных задач для цифровых нейросетевых технологий, используемых, например, в рамках комплексной программы «Геном материалов» [16, 17].

Финансирование. Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект № 21-79-30007).

Авторское участие. Постановка целей и задач, а также общее научное руководство исследованиями — В. И. Колесников, концепция и план эксперимента — И. В. Колесников, синтез вакуумных ионно-плазменных покрытий осуществлен К. Н. Политыко; изучение и анализ их структуры выполнены О. В. Кудряковым; экспертиза полученных результатов проведена В. Н. Варавкой.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Fang C. M., Cantor B. An Equiatomic 20-Element High Entropy Amorphous Alloy: Ab Initio Molecular Dynamics Investigations. URL: www.preprints.org (open access article, posted date: 19 February 2024). <https://doi.org/10.20944/preprints202402.1010.v1>
2. Zhang Y., Zhou Y. J., Lin J. P. Solid-Solution Phase Formation Rules for Multi-component Alloys // Advanced Engineering Materials. 2008. V. 10 (6). P. 534.
3. Yeh J.-W. Alloy Design Strategies and Future Trends in High-Entropy Alloys // JOM. 2013. V. 65. P. 1759. <https://doi.org/10.1007/s11837-013-0761-6>
4. Zhang R. F., Zhang S. H., He Z. J., Jing J., Sheng S. H. Miedema Calculator: A thermodynamic platform for predicting formation enthalpies of alloys within framework of Miedema's Theory // Computer Physics Communications. 2016. V. 209. P. 58. <https://doi.org/10.1016/j.cpc.2016.08.013>
5. Yurov V. M., Platonova E. S., Baltabekov A. High entropy coatings CuTiZrCrNi // Norwegian Journal of Development of the International Science. 2019. V. 36. P. 25.
6. Ivanov Yu. F., Abzaev Y. A., Gromov V. E., Konovalov S. V., Klopotov A. A., Semin A. P. Phase analysis and structural state of AlCoFeCrNi high-entropy alloy of nonequiatomic composition // AIP Conference Proceedings. 2022. V. 2509 (1). 020087. <https://doi.org/10.1063/5.0085244>
7. Torrento J. E. et al. Development of non-equiatomic Bio-HEAs based on TiZrNbTa-Mo and TiZrNbTa-Mn // APL Mater. 2022. V. 10 (8). 081113. <https://doi.org/10.1063/5.0100465>
8. Sharma A. High Entropy Alloy Coatings and Technology // Coatings. 2021. V. 11. P. 372. <https://doi.org/10.3390/coatings11040372>
9. Guo S., Liu C. T. Phase stability in high entropy alloys: Formation of solid-solution phase or amorphous phase // Progress in Natural Science: Material International. 2011. V. 21. P. 433.
10. Мовчан Б. А., Демчишин А. В. Исследование структуры и свойств толстых вакуумных конденсатов никеля, титана, вольфрама, окиси алюминия и двуокиси циркония // Физика металлов и металловедение. 1969. Т. 28. Вып. 4. С. 653.
11. Thornton A. J. The influence of bias sputter parameters on thick copper coatings deposited using a hollow cathode // Thin Solid Films. 1977. V. 40. P. 35.
12. Anders A. A structure zone diagram including plasma based deposition and ion etching // Thin Solid Films: Lawrence Berkeley National Laboratory, University of California, 2010. <http://www.escholarship.org/uc/item/3261x4bm>

-
13. *Hultman L., Sundgren J. E.* Handbook of Hard Coatings / Ed. R. F. Bunshah Noyes. NY: Park Ridge, 2001. 108 p.
 14. *Азаренков Н. А., Береснев В. М., Погребняк А. Д., Колесников Д. А.* Наноструктурные покрытия и наноматериалы: Основы получения. Свойства. Области применения. Особенности современного наноструктурного направления в нанотехнологии. М.: ЛИБРОКОМ, 2012. 368 с.
 15. *Cantor B., Kim K. B., Warren, P. J.* Novel multicomponent amorphous alloys // Mater. Sci. Forum. 2002. V. 386. P. 27.
 16. *Гречников Ф. В., Бобровский И. Н., Ерисов Я. А., Хаймович А. И.* Инициатива «геном материала» в мире и Российской Федерации // Изв. Самарск. НЦ РАН. 2017. Т. 19. № 1(3). С. 563.
 17. *Zhou T., Song Z., Sundmacher K.* Big Data Creates New Opportunities for Materials Research: A Review on Methods and Applications of Machine Learning for Materials Design // Engineering. 2019. V. 5. P. 1017.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.892

ОЦЕНКА ТЕМПЕРАТУРНОЙ СТОЙКОСТИ ПОЛНОФОРМУЛЬНОГО СМАЗОЧНОГО МАСЛА, ЛЕГИРОВАННОГО УГЛЕРОДНЫМИ НАНОДОБАВКАМИ

© 2024 г. А. Ю. Албагачиев¹, И. А. Буяновский¹,
А. Б. Мухтарова^{1,*}, В. Д. Самусенко¹

¹Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: aygerim.tokhmetova@mail.ru

Поступила в редакцию 09.04.2024 г.

После доработки 01.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

В настоящей статье проведено сравнительное исследование температурной стойкости полноформульного моторного масла Mobil Ultra SAE10W-40, легированного двумя углеродными нанодобавками (нанотрубками и фуллеренами). Предварительно установлены оптимальные по коэффициентам трения концентрации содержания сравниваемых нанодобавок, а также оптимальные концентрации по количеству выделяемого тепла при трении. Установлено, что легирование исследуемого масла фуллереном повышает критическую температуру на 10–15 °С, легирование этого масла углеродными нанотрубками повышает критическую температуру на 20–25 °С.

Ключевые слова: моторное масло, фуллерен C₆₀, углеродные нанотрубки, критическая температура, коэффициент трения, четырехшариковая машина

DOI: 10.31857/S0235711924060033, **EDN:** NPALLC

Как известно, наиболее распространенным методом обеспечения необходимой надежности и долговечности подвижных сопряжений машин и механизмов, а также минимизации энергетических потерь при их эксплуатации является использование в качестве компонентов этих сопряжений смазочных материалов — и прежде всего жидких смазочных материалов (масел). Эти масла представляют собой основу (базовое масло) нефтяного, синтетического, растительного или смешанного происхождения и так называемые присадки — продукты, придающие смазочному материалу те или иные служебные свойства (антикоррозионные, антидетонационные, диспергирующие, моющие, антиокислительные, вязкостные и другие присадки). Значительную долю от состава смазочных композиций (для моторных масел содержание присадок может варьироваться от 5 до 25%) составляют трибологически активные присадки: противоизносные, антифрикционные, противозадирные. В состав этих присадок входят такие элементы, как сера, фосфор, хлор и или их сочетания, которые при повышенных температурах оказывают коррозионное воздействие на цветные металлы, фосфор отравляет катализаторы очистки выхлопных газов, способствуя ухудшению экологической обстановки [1, 2]. Поскольку имеет место характерная для настоящего времени тенденция ужесточения режимов трения смазываемых трибосопряжений машин и механизмов, появилась необходимость повыше-

ния смазочной способности масел, смазывающих эти трибосопряжения. Обеспечить это повышение путем увеличения концентрации трибологически активных присадок может оказаться контрпродуктивным, поскольку это приведет к интенсификации проявления упомянутых выше нежелательных эффектов. Эффективным путем обеспечения высокой смазочной способности маслам без повышения содержания серы и фосфора в моторных маслах может явиться замена (полная или частичная) присадок, содержащих эти элементы, на микро/нанодобавки некоторых нерастворимых материалов которые заметно повышают смазочную способность масел, не оказывая влияния на проявляющуюся по мере увеличения их концентрации в маслах коррозионное действие и повышение негативного влияния на экологию. Значительную эффективность смазочного действия в различных жидких средах показали при этом микро- и нанодобавки ряда металлов, геомодификаторов, твердых смазочных материалов и т. д. [3–5]. Полученные в конце XX–начале XXI вв. углеродные наноструктуры фуллерены и углеродные нанотрубки [6–9], будучи введенными в различные смазочные среды (нефтяные, полусинтетические и растительные масла в качестве трибологически активных нанодобавок, значительно повышают термостабильность смазочных композиций, расширяют рабочий интервал контактных давлений и температур в узлах трения и сокращают время приработки контактирующих тел.

Температурная стойкость смазочных материалов характеризуется величиной их критической температуры при трении. Начиная с этой температуры возрастает коэффициент трения и разрушения смазочного слоя между контактирующими поверхностями. Поэтому была исследована критическая температура смазочных материалов с нанодобавками на маслоиспытательной машине КТ-2 [10].

Целью статьи является выявление влияния легирования полноформульного моторного масла Mobil Ultra SAE10W-40 фуллереном C_{60} и нанотрубками (УНТ) на его температурную стойкость при трении [10].

Материалы и методика исследования. В качестве исследуемой смазочной среды выбрано полусинтетическое моторное масло Mobil Ultra SAE10W-40. В качестве нанодобавок были выбраны наноструктуры фуллерен C_{60} производства Merk KGaA (рис. 1а) и углеродные нанотрубки длиной 5 мкм, диаметром (1.6 ± 0.4) нм производства Ocsial (рис. 1б).

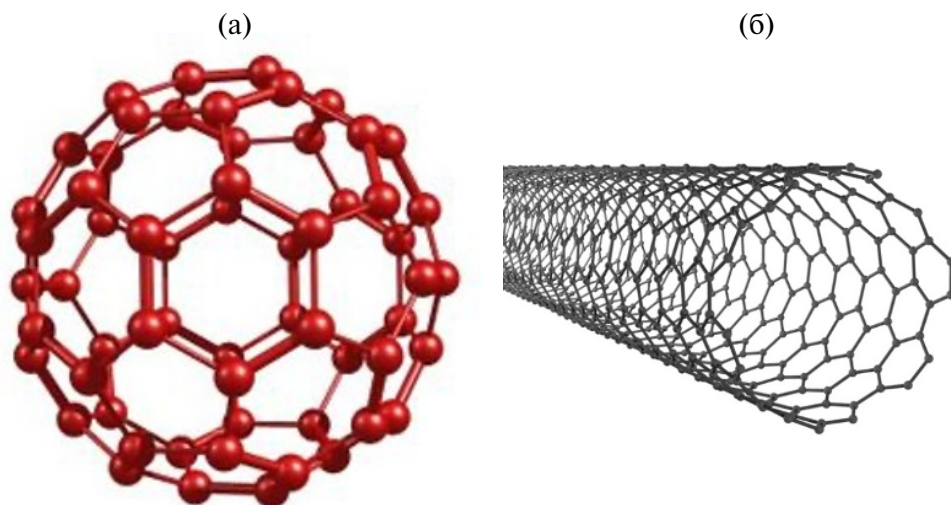


Рис. 1. Исследуемые углеродные нанодобавки: (а) — фуллерен C_{60} ; (б) — однослойная нанотрубка.

Исследуемые нанодобавки вводятся в масло Mobil Ultra SAE10W-40 путем интенсивного механического перемешивания, а затем — 10-минутного перемешивания с помощью ультразвукового диспергатора. В результате была получена достаточно устойчивая суспензия при концентрациях до 2 мас. % фуллерена в исследуемом масле, но при тех же условиях удалось получить суспензию в этом же масле только до 1 мас. % УНТ, что соответствовало данным авторов [5, 7].

В целях выбора концентраций нанодобавок к исследуемому маслу Mobil Ultra SAE10W-40 для последующей оценки температурной стойкости исследуемых композиций, предварительно на универсальной машине трения УМТ-1 [11] по схеме трения «втулка—втулка», при скорости относительного перемещения 1.5 м/с и нагрузках N на узел трения 80 и 200 Н с помощью программы Labview были оценены величины зависимости коэффициента трения f (рис. 2а, 3а) и фрикционного подъема температуры масла T_f (рис. 2б, 3б) от концентрации твердых нанодобавок в исследуемом масле.

С ростом концентрации фуллерена C_{60} и УНТ при нагрузке 80 Н коэффициент трения снижается примерно в 2.3 раза, при нагрузке 200 Н коэффициент трения

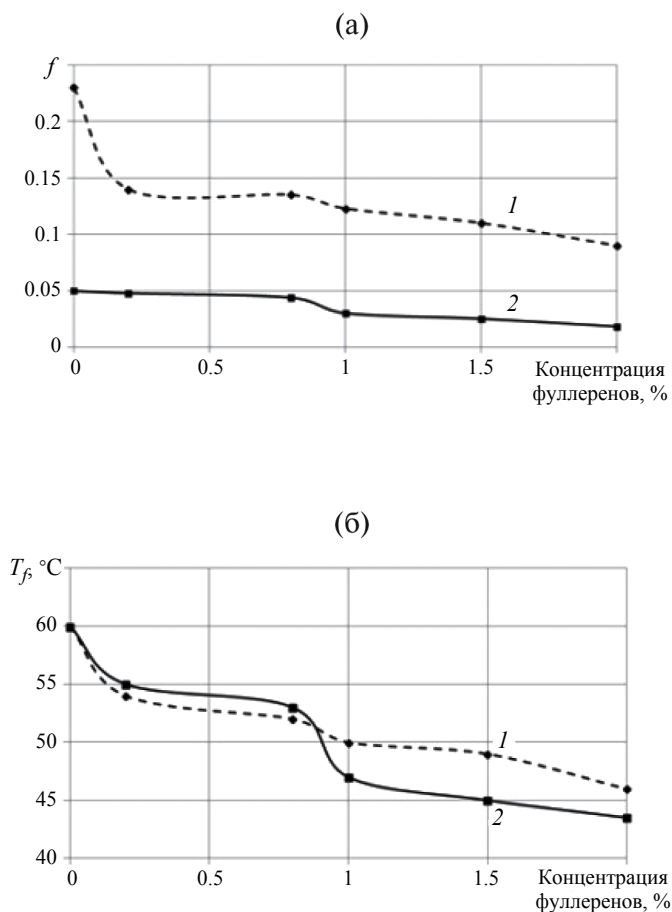


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения (а) и температуры смазочного слоя (б) от концентрации фуллерена: 1 — $N = 80$ Н; 2 — $N = 200$ Н.

снижается примерно в 2 раза (рис. 2а, 3а). Отметим, что при росте нагрузки с 80 до 200 Н коэффициент трения снижается в среднем в 5 раз.

Зависимость температуры смазочного слоя от концентрации твердых добавок в исследуемом масле приведена на (рис. 2б, 3б). Как видно из рисунка, увеличение концентрации фуллерена и углеродных нанотрубок приводит к снижению температуры смазочного слоя в зоне контакта. Температура в зоне контакта снизилась в среднем на 18 °С по сравнению с маслом без добавок.

Результаты экспериментов, приведенные на рис. 2, 3 свидетельствуют, что увеличение концентрации обеих углеродных нанодобавок в исследуемом масле обеспечивает снижение коэффициента трения и температуры, генерируемой в трибологическом контакте. Таким образом, в последующих экспериментах, которые проводятся температурным методом на машине КТ-2, в это масло вводят максимально возможное содержание как фуллерена (2 мас. %), так и углеродных нанотрубок (1 мас. %).

Температурный метод оценки смазочной способности масел создан на основании постулата Блока, согласно которому при трении в режиме граничной смазки разрушение смазочного слоя, приводящее к заеданию трибосопряжения, реализу-

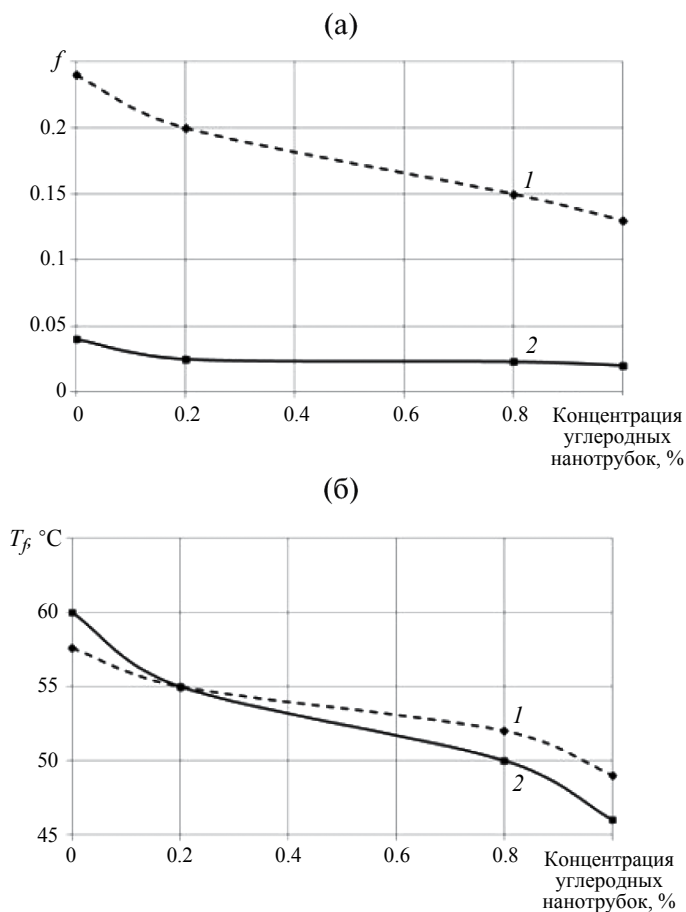


Рис. 3. Зависимость коэффициента трения (а) и температуры смазочного слоя (б) от концентрации углеродных нанотрубок: 1 — $N = 80$ Н; 2 — $N = 200$ Н.

ется при превышении критической температуры, которая не зависит от способа ее достижения (повышение нагрузки на узел трения, скорости относительного перемещения трущихся тел или при объемном нагреве от внешнего источника тепла). Поэтому испытания смазочных материалов температурным методом проводятся при минимальной скорости относительного перемещения трущихся тел, постоянной и достаточно малой нагрузке (хотя и при высоком давлении вследствие геометрии контакта), так что фрикционный нагрев при испытании незначителен, а нагрев узла трения от внешнего источника тепла контролируется. О достижении критической температуры свидетельствует резкое возрастание коэффициента трения.

Температурная стойкость при трении оценивается по величине критической температуры по ГОСТ 23.221–84 на машине КТ-2 (рис. 4) [10].

Образцами для испытаний служат стандартные шарики диаметром 8 мм из стали 100Cr6 (аналог стали ШХ-15); коэффициент трения оценивается по моменту трения, измеряемому торсионным динамометром. Осевая нагрузка на узел трения 110 Н, скорость относительного перемещения 0.28 мм/с, скорость нагрева узла трения от нагревателя $\sim 5^\circ\text{C}/\text{мин}$. Температурный интервал, в котором проводится оценка температурной стойкости масла 30–300 $^\circ\text{C}$, измерение коэффициента трения проводят через 10–20 $^\circ\text{C}$. Для каждого исследуемого материала испытания проводят три раза. Зависимость коэффициента трения от температуры смазочной композиции строят по средним арифметическим значениям.

Описание эксперимента и обсуждение результатов. Температурным методом по ГОСТ 23.221–84 была оценена температурная стойкость трех смазочных композиций: масла Mobil Ultra SAE10W-40, того же масла с добавкой 2 мас. % фуллерена C_{60} и того же масла с добавкой 1 мас. % УМТ, поскольку согласно авторам работ именно при таких концентрациях достигается оптимальная смазочная способность для сравниваемых суспензионных композиций.

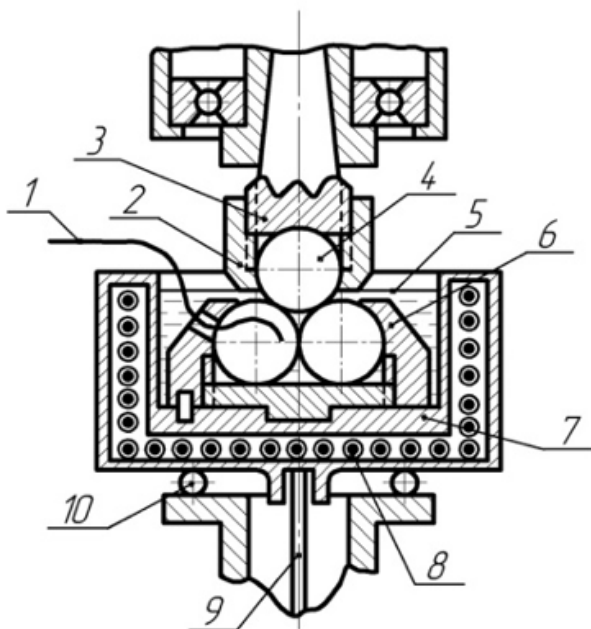


Рис. 4. Схема узла трения четырехшариковой машины КТ-2:

- 1 — термopара; 2 — накидная гайка; 3 — конус шпинделя; 4 — шарик; 5 — верхний уровень масла;
6 — оправка в сборе; 7 — корпус нагревателя; 8 — спираль нагревателя;
9 — торсионный динамометр; 10 — опорный подшипник.

Результаты исследования приведены на рис. 5 в виде зависимостей коэффициентов трения f от температуры T . Как видно из этого рисунка, в интервале температур от комнатной до критической температуры, при превышении которых резко возрастает коэффициент трения, наблюдаются коэффициенты трения, практически постоянные во всем температурном интервале (исключая некоторое местное повышение трения при температурах 120–170 °С на кривой 2. Практически на всем температурном диапазоне испытаний минимальные коэффициенты трения (порядка 0.09) были получены для суспензии УНТ в исследуемом масле (рис. 5, кривая 3). Для этой же смазочной композиции была получена максимальная критическая температура — порядка 215 °С, т. е. на 20–25 °С выше, чем критическая температура того же масла без нанодобавок. Несколько повышает критическую температуру базового масла добавка фуллерена, но на всем температурном диапазоне испытаний фуллерен не оказывает заметного улучшения смазочного действия: коэффициент трения в его суспензии в основном составляет ~0.10, а при температурах 120–170 °С увеличивается еще выше.

Из результатов испытаний (рис. 6) можно сделать вывод, что диаметр пятна износа после испытаний исследуемого масла составляет 249 мкм, исследуемого масла с 2 мас. % фуллерена — 262 мкм, исследуемого масла с 1 мас. % УНТ — 255 мкм. Влияние нанодобавок на несколько мкм увеличивает диаметр пятна износа.

Таким образом, оценка температурной стойкости трех исследуемых смазочных композиций не показала заметного увеличения смазочной способности этого масла

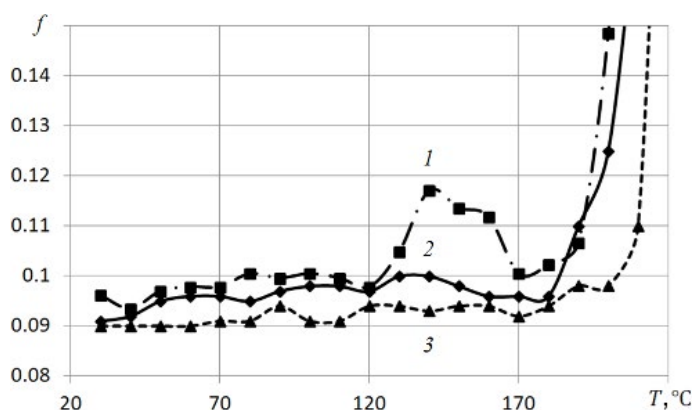


Рис. 5. Зависимости коэффициентов трения от температур контактирующих тел и окружающего их слоя масла при испытаниях по ГОСТ 23.221–84 масла Mobil Ultra SAE10W-40 (кривая 2), того же масла + 2 мас. % фуллерена (кривая 1) и того же масла + 1 мас. % УНТ (кривая 3).

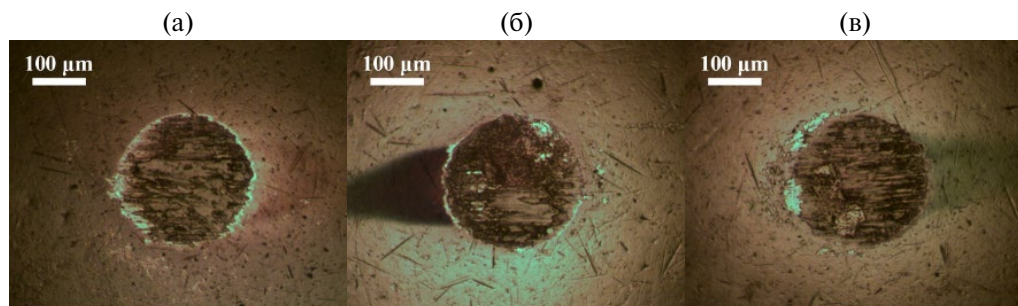


Рис. 6. Фотографии пятен износа после испытаний: (а) — масло Mobil Ultra SAE10W-40; (б) — то же масло + 2 мас. % фуллерена; (в) — то же масло + 1 мас. % УНТ.

путем введения в него наноуглеродных добавок. По-видимому, это объясняется тем, что масло Mobil Ultra SAE10W-40 — полноформульное, т. е. оно уже содержит высокоэффективный пакет присадок, обеспечивающий достаточно высокий уровень смазочной способности исследуемого масла, а в данном случае антифрикционные эффекты не суммируются. В то же время (рис. 2, 3) добавление тех же углеродных добавок в то же масло приводит к существенному снижению как коэффициента трения, так и температуры, генерируемой в контакте трущихся тел. Это связано с тем, что на машине КТ-2 был реализован граничный режим смазки, причем давления в трибологическом контакте на этой установке были существенно выше, чем на установке УМТ-1 (на КТ-2 был реализован точечный контакт образцов, а на УМТ — контакт по площади), скорости относительного движения существенно ниже, чем на УМТ (на КТ-2 — 0,24 мм/с, а на УМТ-1 — 1,5 м/с). Температура в контакте трущихся тел на КТ-2 задается от внешнего источника тепла, а при испытаниях на УМТ генерируется в зависимости от режима смазки, на который при геометрии контакта, реализованной на машине УМТ-1 при данных испытаниях, заметно влияют объемные характеристики масла, легированного указанными добавками. Достаточно увеличить нагрузку на узел трения с 80 до 200 Н, как коэффициент трения резко изменится (рис. 2, 3). Снижение температуры фрикционного разогрева при увеличении концентрации добавок не сказывается на результатах испытаний на установке КТ-2, поскольку температура образцов и окружающего их масла определяется задатчиком температуры. Анализируя результаты испытаний на машине КТ-2, следует иметь в виду, что они отражают условия трения только в режиме граничной смазки, когда контактирующие поверхности трущихся тел разделены только тончайшим слоем продукта взаимодействия активных компонентов смазочной среды с материалами поверхностных слоев контактирующих тел и изменение вязкости не оказывает влияния на результаты экспериментов.

Выводы. Таким образом, испытанные смазочные материалы с добавлением фуллеренов и углеродных нанотрубок показали схожий характер изменения коэффициента трения от температуры и повысили критическую температуру на 10–30 °С до наступления деструкции граничного слоя и резкого возрастания коэффициента трения. При этом необходимо учитывать, что эти результаты относятся только к условиям трения при граничной смазке, оптимизацию трибологических характеристик смазочных сред за счет изменения реологических свойств этих сред результаты испытаний на машине КТ-2 не отражают. Совместное рассмотрение результатов экспериментов рис. 2, 3, 5 позволяет объективно оценивать влияние на эффективность как поверхностных, так и объемных характеристик смазочных свойств масел на долговечность, энергоемкость и надежность смазываемых узлов трения современных машин и механизмов.

Финансирование. Данная работа финансировалась за счет средств бюджета Института машиноведения им. А. А. Благовраова 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. Гришин Н. Н., Середа В. В. Энциклопедия химмотологии. М.: Перо, 2016. 960 с.
2. Евдокимов А. Ю., Фукс И. Г., Любинин И. А. Смазочные материалы в техносфере и биосфере: экологический аспект. К.: Атика-Н, 2012. 292 с.
3. Албагачиев А. Ю. и др. Серпентины как добавки к маслам: эффективность и механизм смазочного действия // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2021. № 5. С. 97.
4. Григорьев Ф. А., Ковалёва И. Н. Влияние углеродных и алюмосиликатных наполнителей на трибологические характеристики рапсового масла // В кн.: Сборник трудов XIII Меж-

дународной научно-технической конференции «ТРИБОЛОГИЯ — МАШИНОСТРОЕНИЕ». М.: ИМАШ РАН, 2020. С. 93.

5. *Duan L., Li J., Duan H.* Nanomaterials for lubricating oil application: A review // *Friction*. 2023. V. 11 (5). P. 647.
6. *Головин Ю. И.* Введение в нанотехнику. М.: Машиностроение, 2007. 496 с.
7. *Туктаров А. Р. и др.* Фуллеренсодержащие смазочные материалы: достижения и перспективы: Обзор // *Нефтехимия*. 2020. Т. 60. № 1. С. 125.
8. *Руденков А. С., Ярмоленко М. А.* Углеродные нанотрубки: классификация, особенности синтеза, методы исследования, области применения // *Проблемы физики, математики и техники*. 2019. № 2 (39). С. 7.
9. *Zhang Z. et al.* Effect of carbon nanotubes on friction and wear of a piston ring and cylinder liner systems under dry and lubrication conditions // *Friction*. 2017. V. 5 (2). P. 147.
10. *Буяновский И. А., Лаиши В. Л., Самусенко В. Д.* Развитие температурного метода оценки смазочной способности масел // *Мир нефтепродуктов. Вестник нефтяных компаний*. 2017. № 2. С. 29.
11. *Комбалов В. С.* Методы и средства испытаний на трение и износ: справочник. М.: Машиностроение, 2008. 384 с.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 622.236.4

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ВЫСОКОСКОРОСТНОЙ ШНЕКОВОЙ ПОДАЧИ ШАШЕК ДЛЯ ТВЕРДОТОПЛИВНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ УДАРНЫХ ВОЛН

© 2024 г. В. О. Соловьев¹, А. Н. Никифоров^{1,*}, С. Б. Макаров¹

¹Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: n.andre@mail.ru

Поступила в редакцию 29.05.2024 г.

После доработки 01.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

Обозначены преимущества взрывных преобразователей энергии относительно прочих, а также проблема высокоскоростной механической подачи зарядов, например, при бурении сериями взрывов. Оценено повышение производительности за счет увеличения на шнеке числа заходов и опор. При этом все опоры, как концевые, так и промежуточные, равноудалены от смежных с каждой из них, являются жесткими и шарнирными, а также присоединены к шнековой оси, т. е. исключают радиальные перемещения оси шнека в точках их расположения. Исследование выполнено с использованием известных численных методов решения и компьютерных программ.

Ключевые слова: пульсирующие взрывные устройства, бурение горных пород, многозаходный и многоопорный шнек, модальный анализ

DOI: 10.31857/S0235711924060041, EDN: NPAENF

Актуальность работы. Энергетические возможности химических топлив практически достигли своего предела, поэтому разработчики ищут новые пути повышения мощности и КПД энергосиловых установок. На рис. 1 приведены преимущества взрывных преобразователей энергии по сравнению с другими типами, так как они обеспечивают наибольшую мощность при минимальных размерах камеры (преобразователя) и высокий термодинамический КПД.

Взрывные воздействия обеспечивают широкий спектр возможных процессов, протекающих в конструкционных материалах — разрушение, термоупрочнение, наплавка, сварка, резка, изменение структуры материалов с химическими, электронными, атомными превращениями. Этот факт с одной стороны подтверждает многофункциональность взрывных процессов, с другой — определяет возникновение дополнительных сложностей из-за возможных необратимых процессов в самих преобразователях энергии [1–8].

Взрывные преобразователи для машин и устройств различного класса — твердотопливные генераторы ударных волн включают в себя весь ряд твердотопливных пульсирующих взрывных устройств (ПВУ), одноразовых взрывных устройств, а также малогабаритные и высокобезопасные средства и системы для их инициирования.

Твердотопливные ПВУ — класс машин, включающий в себя автоматическую систему подачи и инициирования зарядов взрывчатого вещества (ВВ) в рабочей зоне,

совершающих полезную работу серийой последовательных взрывов. К таким машинам относятся, например: устройства и комплексы для взрывобурения горных пород различной категории крепости; детонационные ракетные двигатели различного целевого назначения; устройства для обработки материалов или получения материалов с новыми физико-механическими свойствами.

В настоящее время удалось решить проблему работоспособности для переносных ПВУ с относительно малым диаметром (до 250 мм) за счет использования набора одноразовых кассет, оснащенных зарядами ВВ. Было доказано, что при таком подходе частота подачи и инициирования кассет может достигать 50 кГц [9].

Однако для больших диаметров данный подход неэффективен из-за резкого роста массы изделия. Для таких изделий удалось найти принципиальный способ защиты рабочего органа от разрушений при инициировании на их поверхности цилиндрических зарядов ВВ [10], но не решена проблема регулируемой высокоскоростной подачи их в рабочую зону.

Объект исследования. В данной статье анализируются возможности создания шнековой высокоскоростной системы подачи цилиндрических шашек ВВ в рабочую зону. При использовании шнековой подачи одним из главных эксплуатационных параметров является производительность шнека, т. е. количество подаваемого материала в единицу времени.

При заданных/выбранных геометрических размерах шнека его производительность напрямую связана со скоростью его вращения относительно продольной оси. Соответственно для увеличения шнековой подачи шашек нужно максимально повышать рабочую частоту вращения шнека.

Однако при повышении скорости вращения шнека необходимо обеспечить ее достаточную удаленность от низшей собственной частоты изгибных колебаний шнекового вала [11, 12], чтобы избежать возникновения резонанса и поломки оборудования. Поэтому для обеспечения высокой производительности шнека требуется максимально повысить его низшую собственную частоту изгибных колебаний.

Частоты и формы собственных колебаний шнека определяются упруго-инерционными свойствами его конструкции и условиями закрепления. В работе [13] была показана правомерность применения классической теории изгибных колебаний

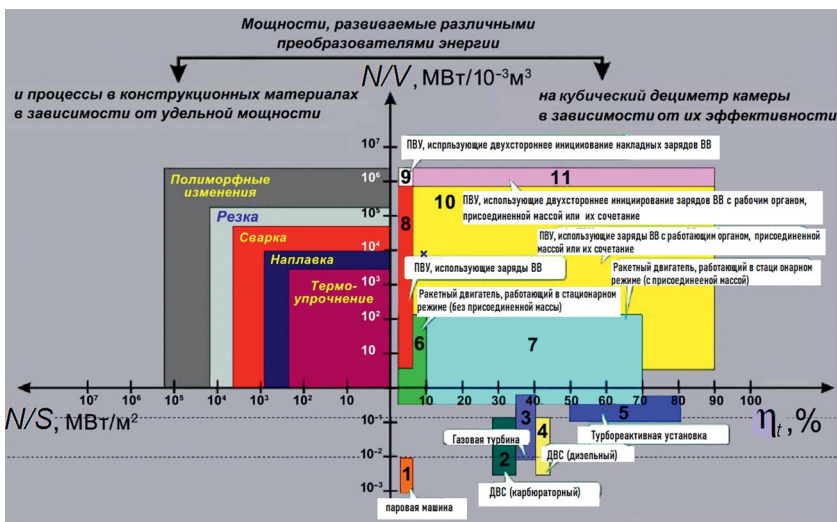


Рис. 1. Мощности N , развиваемые различными преобразователями энергии, на кубический дециметр камеры V , на квадратный метр камеры S и их термодинамический КПД η_t .

стержней [14–18] для проектных расчетов динамических свойств тонкостенного шнека с точностью до 5–10%. Там же приведены результаты вариантных расчетов, показавшие довольно высокую чувствительность низшей собственной частоты шнека к конструктивным параметрам двухопорного шнекового вала. Их незначительные изменения позволили более чем вдвое (на 127%) повысить низшую собственную частоту изгибных колебаний шнека.

В представленном исследовании предполагается, что упругая конструкция шнека состоит из круглого центрального вала и жестко сопряженных с винтовых лопастей, далее просто с винтов, которые при вращении шнека обеспечивают поступательное перемещение цилиндрических шашек вдоль оси шнека.

Подача шнеком возрастает с количеством заходов на нем, которое соответствует числу винтов и окончаний лопастей на торце шнека [19]. Однако увеличение числа заходов сокращает свободные расстояния в осевом и окружном направлениях для шашек, и усложняет синхронизацию их подачи на шнек.

Таким образом, скорость подачи шашек ВВ определяется граничными условиями [13, 19–21], числом заходов и геометрией шнека (рис. 2а, б). Ниже оценено изменение низшей собственной частоты изгибных колебаний шнека в зависимости от:

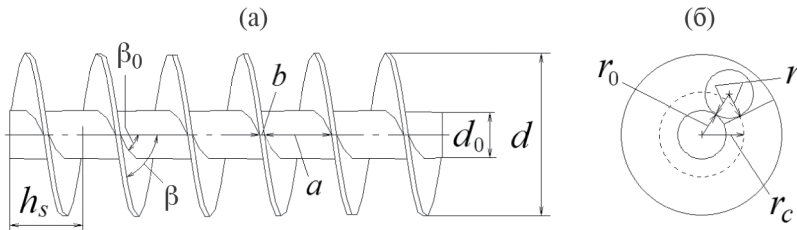


Рис. 2. Схема конструкции шнека: (а) — вид сбоку: h_s — шаг винтовой линии s -заходного шнека; β (β_0) — угол наклона винтовой линии на наружном (внутреннем) диаметре шнека; a — межвитковое расстояние; b — толщина витков винта(ов); d_0 и d — диаметр вала и наружный диаметр шнека; (б) — вид с торца: r_0 — радиус вала, r — радиус шашки, r_c — расстояние между осью и точками контакта шашек с винтами.

Таблица 1. Фиксированные шнековые характеристики

Характеристика	Значение
Диаметр вала d_0 , мм	20
Длина вала L_0 , мм	700
Диаметр шнека d , мм	68
Длина шнека, т. е. винта(ов) и винтовой линии $L = h_s w$, мм	600
Межвитковое расстояние a , мм	28
Расстояние от оси шнека до точек контакта шашек с винтами $r_c = \sqrt{r_0^2 + 2rr_0}$, мм	17.3
Плотность материала, кг/м ³	7850
Модуль Юнга, Па	$2 \cdot 10^{11}$
Коэффициент Пуассона	0.3
Масса, кг	2.8
Момент инерции вокруг оси, кг · м ²	$7.3 \cdot 10^{-4}$

толщины витков (винтов), числа заходов и количества опор (шнека). Данная комплексная задача (многозаходность + многоопорность) решена модальным анализом по методу конечных элементов для шести невращающихся шнеков с фиксированными геометрическими и физическими характеристиками (табл. 1). Массы и моменты инерции указаны постоянными, поскольку соответствующие значения изменялись в пределах 1%. Это следствие того, что в моделях шнеков с тонкостенными винтами ($b = 2$ мм) и варьируемым числом заходов (от 1 до 6) заданы одни и те же свойства материала и габариты, включая одинаковое межвитковое расстояние, совпадающее с наибольшим продольным размером шашек.

Методы исследования. В статье реализован классический подход к моделированию собственных колебаний быстровращающегося шнека [22]. Согласно теории механических колебаний без демпфирования, движение технической системы, обладающей n степенями свободы q_n , может быть описано матричным уравнением

$$[M]_{n \times n} \{\ddot{q}\}_{n \times 1} + [K]_{n \times n} \{q\}_{n \times 1} = \{0\}, \quad (1)$$

где инерционные m_{ij} и упругие k_{ij} элементы систематизированы как

$$[M]_{n \times n} = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & \dots & m_{1n} \\ m_{21} & m_{22} & \dots & m_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ m_{n1} & m_{n2} & \dots & m_{nn} \end{bmatrix}, \quad [K]_{n \times n} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \dots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & \dots & k_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ k_{n1} & k_{n2} & \dots & k_{nn} \end{bmatrix}, \quad \{q\}_{n \times 1} = \begin{Bmatrix} q_1 \\ q_2 \\ \dots \\ q_n \end{Bmatrix}.$$

При опускании индексов гармоническим решением (1) является

$$\{q\} = \{u\} \exp(i\lambda t). \quad (2)$$

Подстановка выражения (2) в дифференциальное уравнение (1) и умножение с левой стороны получающегося алгебраического уравнения на $[M]^{-1}$ (т. е. нормирование по матрице инерции) приводят к соотношению

$$(\mathbf{D} - \lambda^2 \mathbf{E})\{u\} = \{0\}.$$

где \mathbf{E} — единичная матрица, $\mathbf{D} = [M]^{-1}[K]$.

Таким образом, задача сводится к отысканию собственных значений и векторов матрицы \mathbf{D} из равного нулю определителя

$$|\mathbf{D} - \lambda \mathbf{E}| = 0,$$

когда для каждого собственного значения $\Lambda_i = \lambda_i^2$ всегда найдется соответствующий собственный вектор $\{u\}_i$ из матричного выражения

$$(\mathbf{D} - \Lambda_i \mathbf{E})\{u\}_i = \{0\}.$$

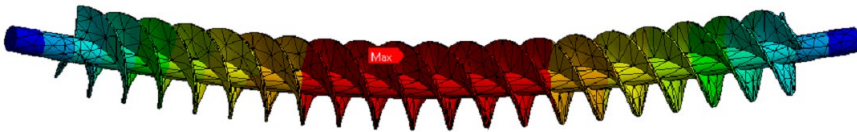
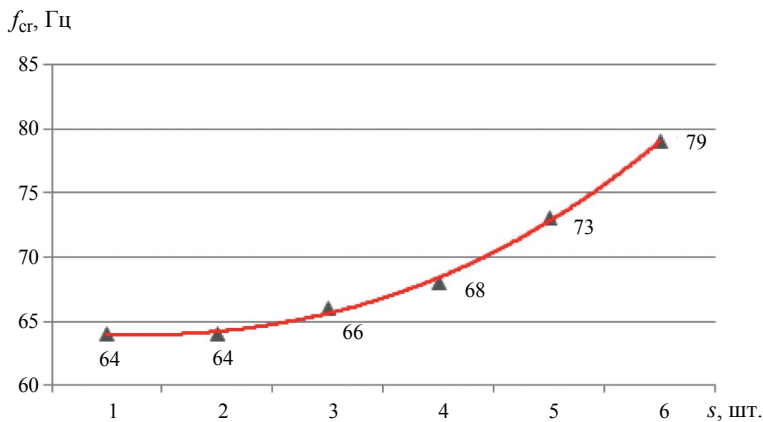
В частности, с помощью любой из функционирующих аналогичным образом компьютерных программ, вычисление наименьшего собственного значения и соответствующего вектора означает определение первой (низшей) частоты и формы собственных колебаний шнека.

Трехмерные геометрические модели шнеков при различных толщинах витков, количествах заходов и опор построены с помощью кинематических инструментов-операций в программе Компас-3D [23]. Разработанные цифровые модели разбивались на конечные элементы в форме тетраэдров. Несущий вал и тонкостенные витки винтов во всех расчетах собственных колебаний рассматривались как единое упругое тело. Граничные условия задавались как шарнирное опирание концов для каждого шнекового вала. Варьируемые характеристики построенных геометрических и конечно-элементных моделей шнеков приведены в табл. 2.

Таблица 2. Варьируемые шнековые характеристики

Характеристика	Значение					
Число заходов s , шт.	1	2	3	4	5	6
Толщина витков винта(ов) b , мм	2	2	2 или 3	2	2	2
Шаг винтовой линии $h_s = (a + b)s$, мм	30	60	90	120	150	180
Число витков в винте(ах), т. е. в винтовой линии w , шт.	20	10	6.66	5	4	3.33
Угол наклона винтовой линии на внутреннем диаметре шнека $\beta_0 = \arctg(\pi d_0/h_s) \cdot 180/\pi$, град	64°	46°	35°	28°	23°	19°
Угол наклона винтовой линии на наружном диаметре шнека $\beta = \arctg(\pi d/h_s) \cdot 180/\pi$, град	82°	74°	67°	61°	55°	50°
Количество тетраэдров, шт.	3926	3611	4828	3694	5301	6267

Результаты исследования. На примере трехзаходного шнека получено, что первая собственная частота составляет 66 Гц и соответствует чисто изгибным колебаниям конструкции (рис. 3). Здесь (и на рис. 5) смоделировано точечное соединение шарнирных опор с осью шнекового вала. Для исключения резонансного поведения низшая собственная частота вращающейся системы должна превышать максимальную рабочую на 10% и больше [24]. В противном случае неизбежны потеря динамической устойчивости и необратимый (неупругий) прогиб шнека под действием собственной (остаточной) неуравновешенности при сближении частоты вращения с первой критической (собственной).

**Рис. 3.** Форма колебаний трехзаходного шнека на его низшей собственной частоте 66 Гц.**Рис. 4.** Зависимость собственной частоты шнека f_{cr} от числа заходов s на нем.

Увеличение толщины витков в модели трехзаходного шнека с 2 до 3 мм показало, что первая частота изгибных колебаний шнека понизилась в 1.06 раз с 66 до 62 Гц, вследствие повышения его массы в 1.18 раза с 2.8 до 3.3 кг.

Результаты частотного анализа для шнеков с толщиной витков 2 мм и изменяющимся числом заходов от 1 до 6 представлены на рис. 4. Установлено, что низшая собственная частота колебаний шнека f_{cr} описывается зависимостью

$$f_{cr} = 0.037s^3 + 0.3611s^2 - 1.1045s + 64.667 \quad (3)$$

с достоверностью аппроксимации $R^2 = 0.9977$ [25].

Кроме того, предельная производительность шнека Q_{max} пропорциональна произведению числа его заходов на соответствующую первую собственную частоту его изгибных колебаний, т. е. $Q_{max} \sim sf_{cr}$. В частности, мультипликативный скоростной предел шестизаходного шнека $6 \cdot 79 = 474$ Гц в 2.39 раза больше, чем для трехзаходного шнека $3 \cdot 66 = 198$ Гц.

Изгибную жесткость и частоту собственных колебаний шнека можно повысить за счет дополнительных промежуточных опор. На рис. 5 показано изменение низшей собственной формы трехзаходного шнека вследствие симметричного введения двух шарнирных опор, что приводит к увеличению его низшей собственной частоты с 66 до 565 Гц (в 8.56 раз).

На рис. 6 приведены результаты конечно-элементного моделирования трехзаходного шнека при увеличении общего количества p симметрично размещаемых шарнирных опор с 2 до 5. В частности ясно, для трехзаходного шнека трехопорная компоновка с дополнительной опорой посередине не позволяет выйти за границы диапазона 0–300 Гц, тогда как с большим количеством дополнительных опор это становится возможным.



Рис. 5. Форма колебаний трехзаходного шнека с четырьмя шарнирными опорами на его низшей собственной частоте 565 Гц.

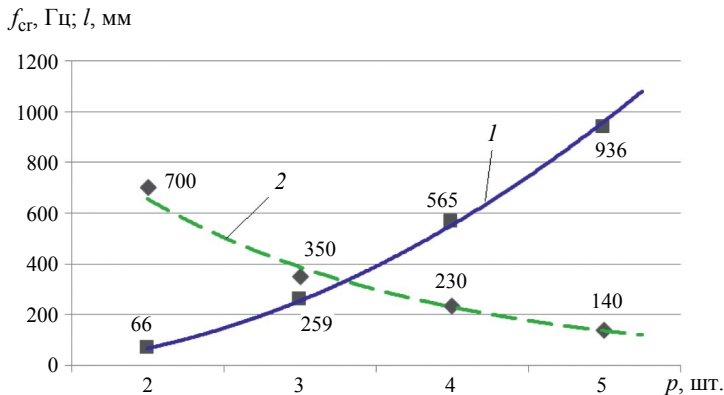


Рис. 6. Зависимости собственной частоты f_{cr} (кривая 1) и межопорного пролета для трехзаходного шнека l (кривая 2) от числа шарнирных опор p .

Полученные изменения первой собственной частоты и межопорного пролета аппроксимированы следующими зависимостями:

$$f_{cr} = 66.97p^{1.9219}, (R^2 = 0.9995), \quad (4)$$

$$l = 1106.8e^{-0.525p}, (R^2 = 0.9887). \quad (5)$$

Вместе с тем расчеты показали, что на частотах выше 936 Гц возникают локальные резонансные изгибные колебания витков (винтов) шнека относительно его центральной стержневой части. Эти собственные колебания возникают независимо от количества промежуточных опор шнекового вала. Согласно моделированию, предельной рабочей частотой вращения трехзаходного шнека является 842 Гц (отстройка 10% от 936 Гц). Соответственно шестизаходный шнек при частоте 842 Гц способен обеспечить подачу шашек ВВ в рабочую зону с частотой $842 \cdot 6 = 5052$ Гц, т. е. с производительностью 5052 шт/с.

Заключение. 1. Низшие частоты собственных изгибных колебаний шнека не повышаются при увеличении толщины витков, так как наряду с поперечной жесткостью шнека возрастает и его масса. **2.** Увеличение числа заходов s на шнеке от 1 до 6 повышает его первую собственную (критическую) частоту на 23% по зависимости $f_{cr} = 0.037s^3 + 0.3611s^2 - 1.1045s + 64.667$, а также предельную подачу шнека, равную производству $f_{cr}s$, в 7 раз. **3.** Добавление промежуточных опор для поперечной поддержки шнека в суммарном количестве p с концевыми от 2 до 5 шт. повышает первую критическую частоту шнека в 14 раз по зависимости $f_{cr} = 66.97p^{1.9219}$, и чем больше опор, тем меньше пролет l между ними в соответствии с выражением $l = 1106e^{-0.525p}$. **4.** Шнек может вращаться без резонанса с частотой 842 Гц и в случае шести заходов может обеспечивать подачу шашек ВВ со скоростью 5052 шт/с.

Таким образом, рассмотренные подходы к повышению производительности шнека за счет существования нескольких заходов и промежуточных опор являются эффективными и перспективными.

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 об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Christensen K. L., Kent S. Advanced Rocket Engines for Earth to Orbit Transportation // AIAA. Columbus. 1980. 35 p.
2. Алексеев Г. Н. Общая теплотехника. М.: Высшая школа, 1980. 552 с.
3. Баум Ф. А., Орленко Л. П., Станюкович К. П., Чельшев В. П., Шехтер Б. И. Физика взрыва / Под ред. Л. П. Орленко. 2-е изд., перераб. М.: Наука, 1975. 704 с.
4. Воскобойников И. М., Воскобойникова Н. Ф. Оценка метательного действия взрывчатых веществ // Детонация. Материалы II Всесоюзного совещания по детонации. Черноголовка, ОИХФ АН СССР, 1981. С. 64.
5. Пурьгин Н. П., Санин И. В., Самылов С. В. Оптимальное ВВ для разгона тел // Детонация. Материалы II Всесоюзного совещания по детонации. Черноголовка, ОИХФ АН СССР, 1981. С. 67.
6. Виноградов Ю. И., Артемов В. А. Влияние диаметра заряда на коэффициент полезного действия взрыва // Записки Горного института. 2012. Т. 198. С. 170.
7. Ададуров Г. А. Экспериментальное исследование химических процессов в условиях динамического сжатия // Успехи химии. 1986. № 4 (LV). С. 555.
8. Бацанов С. С. Неорганическая химия высоких динамических давлений // Успехи химии. 1986. № 4 (LV). С. 579.

9. Соловьев В. О., Кельнер М. С., Коровкин Ю. В. Малогабаритные системы электрического инициирования для управляемого взрывного бурения горных пород в сложных условиях // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2013. № 1. С. 106.
10. Соловьев В. О., Кельнер М. С. Защита стальных отражателей от разрушающего воздействия продуктов детонации, использующихся в твердотопливных пульсирующих взрывных устройствах // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015. № 1. С. 88.
11. Диментберг Ф. М. Изгибные колебания вращающихся валов. М.: АН СССР, 1959. 247 с.
12. Позняк Э. Л. Колебания роторов, гл. VII в справочнике «Вибрации в технике» в 6 томах. М.: Машиностроение, 1980. Том 3. С. 130.
13. Соловьев В. О., Макаров С. Б. Разработка многофазового твердотопливного пульсирующего взрывного устройства для бурения горных пород различной категории крепости // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2023. № 3. С. 97.
14. Евстратов В. А., Воронова Э. Ю., Апчанов А. С., Григорьев В. И., Сухарникова В. А., Бреславцева И. В. Повышение эффективности шнековых модулей горных машин // Горное оборудование и электромеханика. 2021. № 2 (154). С. 42.
15. Соколов М. В., Клинов А. С., Ефремов О. В., Беляев П. С., Однолько В. Г. Автоматизированное проектирование и расчет шнековых машин. М.: Машиностроение-1, 2004. 248 с.
16. Прочность, устойчивость, колебания. Справочник / Под общей ред. И. А. Биргера и Я. Г. Пановко. М.: Машиностроение, 1968. Т. 3. 567 с.
17. Крылов А. Н. Вибрация судов. М.: ОНТИ, 1936. 442 с.
18. Ананьев И. В., Егоршева Н. И. Табулированные значения комбинаций круговых и гиперболических функций. М.: Машиностроение, 1974. 320 с.
19. Новиков В. В., Ермолаева Д. Р., Грецов А. С. Определение линейной зависимости плотности от давления в конусном двухзаходном шнеке // Известия Оренбургского ГАУ. 2016. № 4 (60). С. 92.
20. Гридюшко Д. В., Дворник А. П. Усовершенствование шнековых исполнительных органов очистных комбайнов // Актуальные вопросы машиноведения. 2020. Т. 9. С. 55.
21. Куклина И. Г., Дёмина Е. Е., Мокеров Д. С. Математическая модель работы шнека специальных машин — длинного межопорного ротора // Труды НГТУ им. Р. Е. Алексеева. 2021. № 2. С. 85.
22. Никифоров А. Н. Прикладная полуэмпирическая теория безотрывного движения ротора по статору. СПб.: СУПЕР Издательство, 2021. 280 с.
23. Шилько Д. А. Построение 3D модели шнека экструдера на основе уравнений Навье-Стокса // Известия ТулГУ. Технические науки. 2022. Вып. 2. С. 577.
24. Александров А. М., Филиппов В. В. Динамика роторов. М.: МЭИ, 1995. 132 с.
25. Зернин М. В. Получение математической зависимости для таблично (точечно) заданной функции методами аппроксимации и интерполяции в EXCEL. Брянск: БГТУ, 2014. 19 с.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 51: 621.891

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

© 2024 г. Д. У. Хасьянова^{1, *}, М. А. Мукутадзе^{2, **}

¹Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, Москва, Россия

²Ростовский государственный университет путей сообщения,
Ростов-на-Дону, Россия

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

**e-mail: murman1963@yandex.ru

Поступила в редакцию 11.04.2024 г.

После доработки 05.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

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

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

DOI: 10.31857/S0235711924060053, EDN: NOZGZJ

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Система уравнений (3) решается при следующих граничных условиях:

$$\begin{aligned}
v_i(0) &= 0; \quad \tilde{\psi}_i'(0) = 0, \quad \tilde{\psi}_i'(1) = 0, \quad \tilde{u}_i'(1) = -\eta \sin \theta; \quad \tilde{v}_i'(1) = 0; \\
v_i(1) &= 0; \quad \tilde{u}_i(0) = 0; \quad \tilde{v}_i(0) = 1; \\
\int_0^{\xi_i} \tilde{u}_i(\xi_i) d\xi_i &= 0; \quad p(\theta) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p_*}.
\end{aligned} \tag{4}$$

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

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

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

Безразмерное гидродинамическое давление в смазочном слое определим из уравнения

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

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

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

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

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

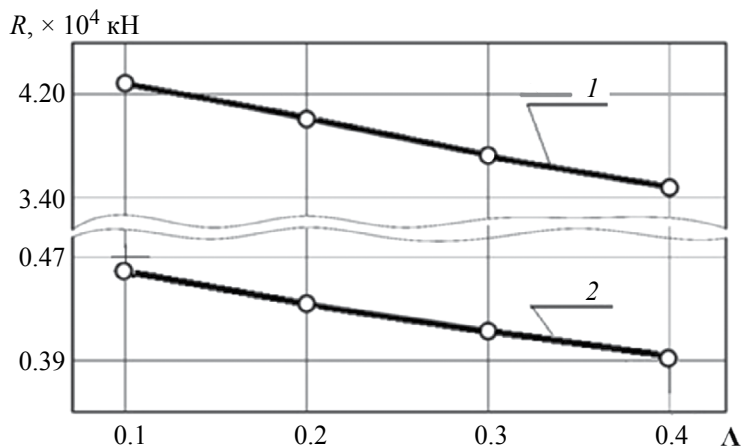


Рис. 1. Зависимость составляющей давления от параметра сжимаемости и рабочей нагрузки: 1 — $\sigma = 14.1$ МПа; 2 — $\sigma = 4.7$ МПа.

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

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

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

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

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

Таблица 1. Результаты теоретического исследования

№	σ , МПа	Параметр сжимаемости Λ				
		0.5	0.4	0.3	0.2	0.1
		Коэффициент трения				
1	10	0.00750	0.0100	0.0080	0.0048	0.00220
2	20	0.00430	0.0044	0.0045	0.0028	0.00140
3	30	0.00100	0.0012	0.0011	0.0009	0.00094
4	40	0.00099	0.0011	0.0010	0.0009	0.00092
5	50	0.00087	0.0010	0.0009	0.0009	0.00801

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

Таблица 2. Результаты экспериментального исследования

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

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

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

Условные обозначения:

r_0 — радиус вала;

r_1 — радиус подшипниковой втулки;

\tilde{h} — высота канавки;

e — эксцентриситет;

ε — относительный эксцентриситет;

μ_0 — характерная вязкость;

μ' — коэффициент динамической вязкости смазочного материала;

p' — гидродинамическое давление в смазочном слое;

α', β' — постоянная экспериментальная величина;

T — температура;

I — механический эквивалент тепла;

λ — теплопроводность смазочного материала;

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

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

θ_1, θ_2 — соответственно угловые координаты канавки;

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

Λ — параметр сжимаемости;

Q — расход смазочного материала в единицу времени;

C_p — теплоемкость при постоянном давлении;

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

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

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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

3. *Marcus Y., Hefner G. T.* The compressibility of liquids at ambient temperature and pressure // *H. Mol. Liquids*. 1997. № 73–74. P. 61.
4. *Kiselev V. D., Kashaeva E. A., Kononov A. I.* Pressure effect on the rate and equilibrium constant of the Diels-Alder reaction 9-chloroanthracene with tetracyanoethylene // *Tetrahedron*. 1999. V. 55. P. 1153.
5. *Riddick J. A.* Organic solvents. New York: John Wiley & Sons, 1986. 1325 p.
6. *Cibulka I., Zikova M.* Liquid densities at elevated pressures of 1-alkanols from C_1 to C_{10} : a critical evaluation of experimental data // *J. Chem. Eng. Data*. 1994. V. 39. P. 876.
7. *Cibulka I., Hnedkovsky L.* Liquid densities at elevated pressures of n-alkanes from C_5 to C_{16} : a critical evaluation of experimental data // *J. Chem. Eng. Data*. 1996. V. 41. P. 657.
8. *Cibulka I., Hnedkovsky L., Takagi T.* P - ρ - T data of liquids: summarization and evaluation. 3. Ethers, ketones, aldehydes, carboxylic acids, and esters // *J. Chem. Eng. Data*. 1997. V. 42 (1). P. 2.
9. *Cibulka I., Hnedkovsky L., Takagi T.* P - ρ - T data of liquids: summarization and evaluation. 4. Higher 1-alkanols (C_{11} , C_{12} , C_{14} , C_{16}), secondary, tertiary, and branched alkanols, cycloalkanoles, alkanediols, alkanetriols, ether alkanols, and aromatic hydroxyl derivatives // *J. Chem. Eng. Data*. 1997. V. 42. P. 415.
10. *Cibulka I., Takagi T.* P - ρ - T data of liquids: summarization and evaluation. 5. Aromatic hydrocarbons // *J. Chem. Eng. Data*. 1999. V. 44. P. 411.
11. *Хасьянова Д. У., Мукутадзе М. А.* Исследование на износостойкость радиального подшипника с нестандартным опорным профилем с учетом зависимости от давления и температуры // *Проблемы машиностроения и автоматизации*. 2023. № 3. С. 42.
12. *Хасьянова Д. У., Мукутадзе М. А.* Исследование на износостойкость радиального подшипника, имеющего на нестандартной опорной поверхности полимерное покрытие с осевой канавкой // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2023. № 5. С. 25.
<https://doi.org/10.31857/S0235711923050103>

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.833.1

АНАЛИЗ МЕТОДИК РАСЧЕТА КОНТАКТНОЙ ВЫНОСЛИВОСТИ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

© 2024 г. С. Ю. Лебедев^{1,*}, В. Н. Сызранцев¹, Ф. Г. Нахатакян²

¹Тюменский индустриальный университет, Тюмень, Россия

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

*e-mail: lebedevsergey1995@gmail.com

Поступила в редакцию 27.02.2024 г.

После доработки 08.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

В статье представлен анализ стандартизированных методик расчета нагрузочной способности зубчатых цилиндрических передач по критерию контактной выносливости. Представлен расчет нескольких передач по различным стандартизированным методикам, в том числе расчет передачи редуктора ЦУ-100-3.15.

Ключевые слова: цилиндрическая зубчатая передача, контактная выносливость, ГОСТ 21354-87, ISO 6336:2019

DOI: 10.31857/S0235711924060069, **EDN:** NOXAAV

При проектировании зубчатых передач конструктор использует программное обеспечение, в котором реализованы существующие стандартизированные методики проектного и проверочного расчета зубчатых передач. Однако зачастую программное обеспечение позволяет выполнять расчет по нескольким стандартизированным методикам. К примеру, в программном обеспечении KISSsoft нагрузочную способность цилиндрической эвольвентной передачи можно осуществить по стандарту ГОСТ 21354-87 [1], ISO 6336:2019 [2], ANSI/AGMA 2101-D04 [3], DIN3990:1987 и др. В отечественном программном обеспечении КОМПАС-3D реализован проверочный расчет цилиндрических эвольвентных передач по ГОСТ 21354-87 [1]. Помимо методик, реализованных в программных продуктах, существуют отраслевые стандарты [4], а также методики [5, 6], базирующиеся на формулах ГОСТ 21354-75. Такой спектр методик требует от конструктора выбора, который необходимо обосновать, что создает дополнительные трудности при конструировании.

Другая необходимость ориентироваться в существующих стандартизированных методиках связана с обратным инжинирингом зубчатых передач. При обратном инжиниринге зубчатых передач зарубежного производства понимание стандартов проектирования по зарубежным методикам позволит конструктору объективно оценить нагрузочную способность копируемой передачи, а также возможности создать ее аналог на имеющихся производственных мощностях.

Цель статьи — продемонстрировать ключевые отличия стандартизированных методик проверочного расчета зубчатых цилиндрических передач по критерию контактной выносливости.

Научная новизна статьи заключается в том, что впервые представлены не только отличия различных стандартизированных методик, но и результаты расчетов нескольких передач по рассматриваемым методикам. Кроме того, в научно-технической литературе не было обнаружено сравнительного анализа методик [1, 3].

Действующие контактные напряжения. Для оценки нагрузочной способности необходимо вычислить действующие и допускаемые контактные напряжения в зацеплении передач.

Контактные напряжения, возникающие при зацеплении зубьев цилиндрических передач, рассчитываются на основе положений теории упругости для точечного (арочные передачи) или линейного контакта, предложенных Г. Герцем [6]. Ввиду того, что реальное зубчатое зацепление имеет неизбежные отклонения от теоретического зацепления, расчетная формула контактных напряжений эвольвентных цилиндрических косозубых и прямозубых передач имеет ряд корректирующих коэффициентов, которые учитывают несовершенство зацепления, а также позволяют выполнять расчет через ключевые параметры зубчатой пары

$$\sigma_H = Z_\varepsilon Z_H Z_E \sqrt{\frac{K_H F_t}{b_w d_1} \frac{u+1}{u}}, \quad (1)$$

где Z_ε — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; Z_H — коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев; Z_E — коэффициент, учитывающий механические свойства материала; K_H — коэффициент нагрузки; F_t — окружное усилие, Н; u — передаточное отношение; b_w — рабочая ширина венца зубчатой передачи, мм; d_1 — делительный диаметр шестерни, мм.

Формула (1) может быть видоизмененной, но является ключевой в существующих методиках расчета нагрузочной способности зубчатых цилиндрических эвольвентных косозубых и прямозубых передач в России [1, 4–6] и за рубежом [2, 3]. Отличие существующих методик заключается в расчете коэффициента K_H , который и учитывает несовершенство зубчатого зацепления передачи. Коэффициент K_H , является произведением нескольких коэффициентов

$$K_H = K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha}, \quad (2)$$

где K_A — коэффициент внешней нагрузки; K_{Hv} — коэффициент динамичности; $K_{H\beta}$ — коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба; $K_{H\alpha}$ — коэффициент распределения нагрузки между зубьями.

В зависимости от методики коэффициенты в (2) могут иметь разные наименования и способы определения, поэтому рассмотрим их подробнее.

Необходимость применения коэффициента K_A связана с тем, что в зависимости от типа машины, в которой установлена передача, могут возникать пиковые и внешние вибрационные нагрузки. И если при расчете нагрузочной способности отсутствует циклограмма нагружения, то используют коэффициент K_A , значение которого определяют по типу машины и силовой установке, приводящей в движение зубчатый привод. Значения K_A , представленные в [1, 14], имеют одинаковые величины. В стандарте [3] указано о необходимости учета возможных перегрузок, но рекомендуемые значения коэффициента K_A отсутствуют. Методика [4], основанная на ГОСТ 21354-75, коэффициент K_A не учитывает, т.к. он не указан в ГОСТ 21354-75. В Р.007-2004 [5] указаны значения K_A для расчета передач, эксплуатируемых на судах.

Значение коэффициента K_{Hv} зависит от конструкции передачи, технологии ее изготовления и условий эксплуатации. Расчет K_{Hv} по методике [1, 7] зависит от того, находится ли передача в резонансной или зарезонансной зоне, что определяется по специальной формуле через окружную скорость передачи. Расчет K_{Hv} по методике [1, 7] в резонансной и зарезонансной зоне идентичен. Однако для расчета

K_{Hv} до резонансной зоны ГОСТ 21354-87 [1] использует формулы, разработанные в ГОСТ 21354-75, которые также реализованы в методике [4]. В стандарте [3] расчет K_{Hv} ведется по собственным формулам, исходными данными для которых служат окружная скорость и степень точности передачи в соответствии со стандартом [8]. В Р.007-2004 [5] используются формулы для расчета K_{Hv} из ГОСТ 21354-87 [1].

На рис. 1 представлены результаты расчетов коэффициента K_{Hv} по стандартам [1, 3, 7], для передачи с параметрами (табл. 1), взятыми из [6].

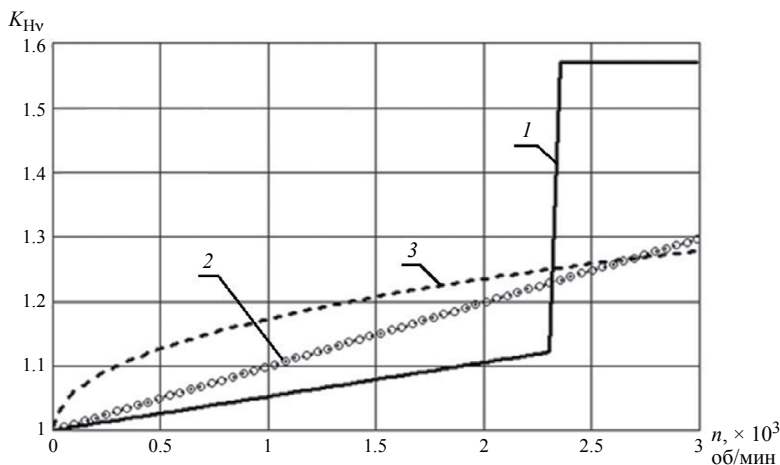


Рис. 1. График изменения коэффициента K_{Hv} от частоты вращения шестерни: 1 — ГОСТ 21354-87; 2 — ISO 6336-1; 3 — AGMA 2101-D04.

Таблица 1. Параметры передачи

Параметр	Значение
Модуль нормальный, мм	5
Число зубьев шестерни/колеса	32/64
Угол наклона винтовой линии зуба, град	16.25
Ширина зубчатого колеса, мм	60
Крутящий момент, кН·м	1891
Отклонение шага зацепления, мкм	14
Отклонение формы профиля, мкм	16

Результаты расчетов K_{Hv} , представленные на рис. 1, показывают, что методика [1] определяет зону резонанса для рассматриваемой передачи значительно раньше (при 2300 об/мин) относительно методики [7]. Скорость увеличения коэффициента K_{Hv} по методике [3] с ростом числа оборотов шестерни в минуту снижается, что может привести к заниженным значениям контактных напряжений в скоростных передачах.

Коэффициент $K_{H\beta}$ учитывает влияние неравномерного распределения контактных напряжений по площадке контакта пары зубьев в передаче. На значение $K_{H\beta}$ влияет несовершенство изготовления валов и сборки зубчатой передачи (технологический перекос), а также упругая деформация валов, подшипниковых колец и корпуса передачи (силовой перекос), зазоры в подшипниках. Кроме того, коэффициент $K_{H\beta}$ зависит от жесткости зуба, тепловой деформации и воздействия центробежных сил.

Расчет коэффициента $K_{H\beta}$ в методике [1] во многом схож с методикой расчета [7] по методу В (определение расчетных коэффициентов по ISO 6336-1 возможно тремя методами: метод А — экспериментальное определение, метод В — уточненный расчет, метод С — ориентировочный расчет). Первое отличие заключается в том, что в [7] расчет ведется при полном значении допуска на отклонение контактных линий, вызванное погрешностями изготовления, в то время как в [1] в расчете принимается треть или половина допуска в зависимости от технологии упрочнения зубьев колес. Второе отличие связано с тем, что в [7] есть возможность ориентировочно посчитать отклонение контактных линий в результате силового перекоса в зацеплении передачи, а в [1] это значение является требуемым исходным данным. Третье отличие — это возможность учета продольной и профильной модификации при расчете коэффициента $K_{H\beta}$ по методике [7].

Методика расчета коэффициента $K_{H\beta}$ [3] предлагает альтернативные формулы расчета коэффициента $K_{H\beta}$, которые отличаются наибольшей простотой. Часть расчетных значений при определении $K_{H\beta}$ зависит от типа передачи: открытая или закрытая, прецизионная или сверхпрецизионная передача.

Методика [4] использует расчет по ГОСТ 21354-75. В Р.007-2004 [5] используются формулы для расчета $K_{H\beta}$ из ГОСТ 21354-87 [1].

На рис. 2 представлен график изменения коэффициента $K_{H\beta}$ от ширины венца шестерни, полученного по формулам: ГОСТ 21354-87 [1] (стандартная и уточненная методика по Приложению 3), ГОСТ 21354-75 [4], ISO 6336-1 [7] и ANSI/AGMA 2101-D04 [3]. Расчеты проводились для передачи с параметрами, представленными в табл. 1. Ввиду того, что величина $K_{H\beta}$ зависит от расположения опор и жесткости вала, была принята конструкция передачи с симметричным расположением шариковых подшипников (расстояние между подшипниками 100 мм) при среднем диаметре шеек вал-шестерни в 100 мм и разностороннем расположении входного и выходного концов валов.

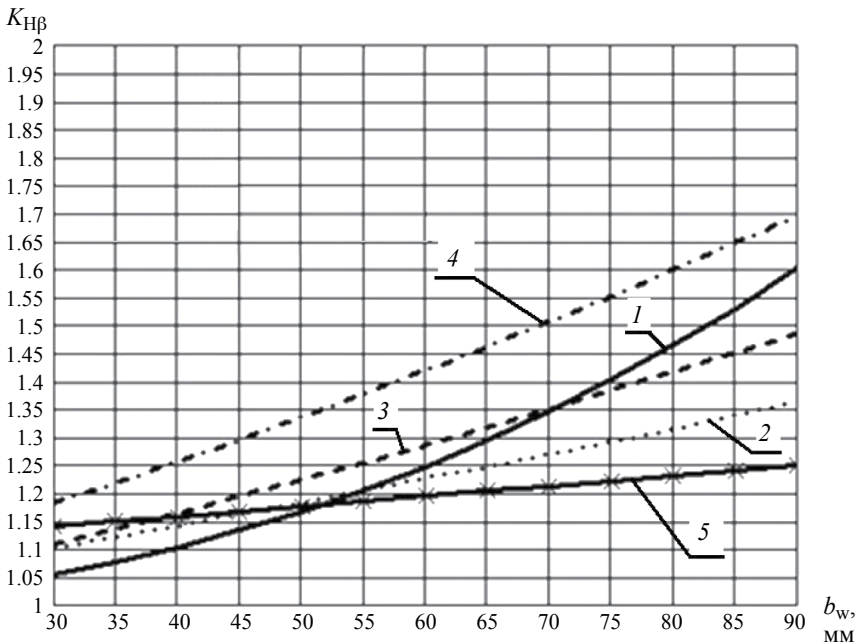


Рис. 2. График изменения коэффициента $K_{H\beta}$ от ширины зубчатого венца b_w :
1 — ГОСТ 21354-75; 2 — ГОСТ 21354-87; 3 — ГОСТ 21354-87 (уточненный расчет);
4 — ISO 6336-1; 5 — AGMA 2101-D04.

На основе полученных результатов (рис. 2) можно сделать следующие выводы: 1) результаты расчетов по формулам ГОСТ 21354-75 [4] показывают наибольший рост величины $K_{H\beta}$ с увеличением ширины зубчатого венца, при этом показывают минимальное значение (1.052) при ширине венца в 30 мм; 2) графики $K_{H\beta}$, полученный по формулам ГОСТ 21354-87 [1] (уточненный расчет) и ISO 6336-1 [7] имеют одинаковую форму, но большие значения по ISO 6336-1 [7] обусловлены тем, что при расчетах использовалось полное значение допуска на отклонение контактных линий, вызванных неточностью изготовления передач; 3) меньшие значения $K_{H\beta}$ полученные по стандартным формулам ГОСТ 21354-87 [1] относительно уточненного расчета, скорее всего связаны с тем, что при уточненном расчете коэффициент $K_{H\alpha}$ необходимо принять равным единице, т. е. уточненный расчет является произведением коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{H\alpha}$; 4) результаты расчетов по формулам ANSI/AGMA 2101-D04 [3] имеют наименьшую чувствительность к увеличению ширины зубчатого венца.

Применение в расчетах коэффициента $K_{H\alpha}$ связано с необходимостью учесть неравномерность распределения контактных напряжений между несколькими (как правило, двумя) парами зубьев, находящихся в зацеплении одновременно. Наибольшее влияние на величину коэффициента $K_{H\alpha}$ оказывает жесткость зуба, погрешность шага зацепления и величина допустимой приработки.

Расчет коэффициента $K_{H\alpha}$ в стандартах [1] и [7], как и в случае с расчетом коэффициента $K_{H\beta}$, отличается тем, что в [7] принимается полное значение допуска эквивалентной погрешности зацепления, а в [1] — 30 или 20% от полного допуска в зависимости от твердости рабочей поверхности зуба. Стандарт [3] принимает значение коэффициента $K_{H\alpha}$ равным единице. В ГОСТ 21354-75 коэффициент $K_{H\alpha}$ определяется для косозубых передач по графикам, для прямозубых передач принимается равным единице. В стандарте [5] формула для расчета идентична формуле из [1], но в расчет введен коэффициент, учитывающий отклонение суммарной длины контактных линий от их среднего значения.

Важно также отметить, что методика расчета контактных напряжений в стандарте [2] также требует выполнить расчет коэффициентов однопарного зацепления по шестерни и колесу, которые позволяют пересчитать значения контактных напряжений в точках разделения линии зацепления на однопарную и двухпарную зоны.

Расчет контактных напряжений вне полюса зацепления можно обосновать тем, что теоретический расчет контактных напряжений по всей линии зацепления показывает, что в начале зацепления величина контактных напряжений больше [10]. Кроме того, на ножках шестерен после введения передачи в эксплуатацию можно наблюдать незначительный питтинг [6]. Однако расчет контактных напряжений в полюсе зацепления в большинстве методик связан с тем, что в полюсе вектор относительной скорости принимает противоположное значение, в результате чего в этой точке происходит разрыв масляной пленки. Это приводит к возникновению сухого или граничного контакта рабочих поверхностей зубьев. Поэтому прогрессирующий питтинг возникает в околполюсной зоне и является причиной отказа зубчатой цилиндрической передачи [11].

Допускаемые контактные напряжения. Расчет допускаемых контактных напряжений позволяет определить максимальное допустимое значение напряжений, при котором передача не откажет по данному критерию работоспособности при заданном ресурсе с определенной вероятностью.

Расчет допускаемых контактных напряжений осуществляется по формуле [1–6]

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_H \lim Z_{NT}}{S_H} Z_R Z_V Z_L Z_X. \quad (3)$$

В зависимости от методики часть коэффициентов в (3) может не учитываться или иметь различное наименование и/или способ определения, поэтому рассмотрим их подробнее.

Предел контактной выносливости σ_{Hlim} зависит от материала и способа обработки рабочей поверхности зубьев (улучшенная сталь, объемная закалка, цементация и др.). Существующие стандарты предлагают свои значения пределов контактной выносливости для каждой технологии. Зарубежные методики стандартов [3, 12] в отличие от русскоязычных для одного и того же материала и способа обработки зубьев определяют три уровня качества, каждый из которых определяет требования к структуре материала и технологии изготовления. Кроме того, согласно стандарту [12] цементованные зубья могут иметь предел контактной выносливости 1650 МПа при высшем уровне качества, а согласно стандарту [3] цементованные зубья на высшем уровне качества имеют контактную выносливость 1895 МПа. Однако в ГОСТ 21354-87 даже при твердости 65 HRC предел контактной выносливости для цементованных и нитроцементованных зубьев достигает 1495 МПа. Альтернативную методику определения контактной выносливости зуба предлагает стандарт [5], в котором значение определяется по формуле, переменными значениями которой являются суммарная скорость качения и твердость по Бринеллю.

Коэффициент Z_{NT} в стандартах [1, 5] и методике [4] определяется по формулам, отличительная особенность которых в определении базового числа циклов по значению твердости рабочей поверхности зуба. В стандартах [2, 3] коэффициент Z_{NT} определяется по таблицам или графикам (для удобства программирования указаны уравнения графиков изменения Z_{NT}).

Коэффициент Z_R в стандартах [1, 5] и методике [4] имеет определенные значения, зависящие от величины среднеарифметической шероховатости Ra рабочей поверхности зуба. В ISO 6336-2 на значение Z_R также влияет предел контактной выносливости. Стандарт [3] шероховатость поверхности не учитывает.

В стандартах [1, 5] и методике [4] используются одинаковые формулы для расчета коэффициента Z_v . Отличием стандарта [2] является влияние на Z_v значения контактной выносливости. В стандарте [3] коэффициент Z_v отсутствует.

Стандарты [1, 5] принимают значение коэффициента Z_L равным единице, ссылаясь на то, что для получения каких-либо расчетных зависимостей вопрос еще недостаточно изучен. Стандарты [2, 3] и предлагают следующие формулы для расчета Z_L :

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1.0 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{80}{v_{50}}\right)^2}, \quad (4)$$

где C_{ZL} — коэффициент, учитывающие среднее значение предела контактной выносливости зубьев шестерни и колеса; v_{50} — коэффициент вязкости минерального масла при температуре 50°.

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1.0 - C_{ZL})}{\left(1.2 + \frac{134}{v_{40}}\right)^2}, \quad (5)$$

где v_{40} — коэффициент вязкости минерального масла при температуре 40°.

Коэффициент C_{ZL} рассчитывается:

$$\begin{aligned} & \text{— при } \sigma_{Hlim} < 850 \text{ МПа } C_{ZL} = 0.83, \\ & \text{— при } 850 \text{ МПа} \leq \sigma_{Hlim} \leq 1200 \text{ МПа } C_{ZL} = \frac{\sigma_{Hlim}}{4375} + 0.6357, \\ & \text{— при } \sigma_{Hlim} > 1200 \text{ МПа } C_{ZL} = 0.91. \end{aligned} \quad (6)$$

Коэффициент Z_x в [1, 5] рассчитывают для колес диаметром более 700 мм. Стандарты [2, 3] Z_x не учитывают.

В стандартах [2, 3] также представлен коэффициент Z_w , который учитывает возможность увеличения предела контактной выносливости в результате наклепа более мягкого зуба ведомого колеса. Согласно [2, 3] наклеп возможен для зубьев, твердость которых не превышает 450 НВ.

Расчет коэффициента запаса прочности по контактным напряжениям. Для получения полноценного представления о существующих различиях в методиках расчета нагрузочной способности эвольвентных зубчатых цилиндрических передач был выполнен расчет [13] (табл. 2) коэффициента запаса прочности по контактным напряжениям для передач, параметры которых представлены в [1, 6, 14, 15]. Расчет выполнен по формулам ГОСТ 21354-87 [1], ISO 6336-1 [2, 7], ANSI/AGMA 2101-D04 [3] и ГОСТ 21354-75. Результаты расчетов по стандарту [5] показывают практически идентичные результаты с расчетом по стандарту [1], поэтому в табл. 2 не представлены. В расчетах независимо от методики общими приняты пределы контактной выносливости шестерни и колеса.

Таблица 2. Примеры расчетов зубчатых цилиндрических передач по стандартизированным методикам

Параметр	Пример № 1 [6]	Пример № 2 [15]	Пример № 3 [1]	Пример № 4 [14]
m , мм	5.0	2.0	5.0	8.0
z_1/z_2	36/72	23/73	32/64	17/103
α_w , град	20.00	20.76	20.76	21.07
x_1/x_2	0.000/0.000	0.080/−0.080	0.000/0.000	0.145/0.000
β , град	0.00	16.26	16.25	15.80
b_w , мм: шестерня/колесо	90/90	25/25	60/60	100/100
d_a , мм: шестерня/колесо	190.0/370.0	52.2/155.1	176.7/343.4	159.7/872.4
d_b , мм: шестерня/колесо	169.1/338.3	44.8/142.2	155.8/311.7	132.2/801.0
Коэффициент ε_α	1.752	1.594	1.64	1.55
Коэффициент ε_β	0.00	1.11	1.07	1.08
Крут. момент, кН·м	2.85	0.08	1.97	9.00
Число оборотов шестерни, рад/с	418.88	157.08	157.08	37.70
Ресурс, ч	3000	10000	1000	50000
R_a , мкм	2.0	2.0	2.0	1.0
Отклонение направ. зуба, мкм	12.0	19.0	23.0	9.0
Отклонение шага зацепления, мкм	10.0	16.0	20.0	11.0
σ_{Hlim} , МПа: шестерня/колесо	1380/1380	1380/1380	1360/1050	1500/1500
Тип упрочнения раб. поверхности: шестерня/колесо	цементация/цементация	цианирование/цианирование	цианирование/закалка ТВЧ	цементация/цементация

Таблица 2. Окончание

Вязкость масла (40°), мм ² /с	320				82				46				320			
	419				371				366				365			
	37.70				3.76				13.10				2.66			
Против. коэфф.: Z_c, Z_H, Z_F																
Окр. скорость, м/с																
Стандарт	ГОСТ 21354-87	ISO 6336	AGMA 2101-D04	ГОСТ 21354-75	ГОСТ 21354-87	ISO 6336	AGMA 2101-D04	ГОСТ 21354-75	ГОСТ 21354-87	ISO 6336	AGMA 2101-D04	ГОСТ 21354-75	ГОСТ 21354-87	ISO 6336	AGMA 2101-D04	ГОСТ 21354-75
	2.15	1.79	1.00	1.24	1.03	1.01	1.12	1.01	1.08	1.03	1.21	1.06	1.01	1.01	1.00	1.01
	1.10	1.23	1.24	1.23	1.95	1.68	1.00	1.96	1.25	1.29	1.20	1.28	1.09	1.09	1.28	1.13
	1.00	1.00	1.00	1.00	1.04	1.28	1.00	1.03	1.00	1.11	1.00	1.10	1.00	1.00	1.00	1.00
	0.91	1.00	0.79	1.00	0.90	0.86	0.78	1.00	1.05	1.00	0.88	1.05	0.90	0.91	0.78	1.00
	0.95	1.00	0.82	1.00	0.96	0.85	0.83	1.00	1.10	1.25	0.92	1.10	0.98	0.96	0.85	1.00
	0.95	0.91	—	0.95	0.95	0.89	—	0.95	0.95	0.91	—	0.95	1	0.97	—	1.00
	1.11	1.03	—	1.10	1.00	0.98	—	0.99	1.05	1.01	—	1.05	1	0.97	—	1.00
	—	0.93	—	—	—	0.96	—	—	—	0.93	—	—	—	1.05	—	—
	1.00	—	—	1.00	1.00	—	—	1.00	1.00	—	—	1.00	0.99	—	—	0.99
σ_H , МПа	1105	1070	803	891	946	1065	750	1015	800	854	828	840	1241	1268	1338	1263
σ_{HP} , МПа:	1324	1202	1090	1442	1180	994	1076	1298	1424	1162	1197	1424	1337	1349	1170	1485
— шестерня	1382	1202	1132	1442	1259	982	1145	1298	1152	1122	966	1152	1455	1423	1275	1485
— колесо																
Коэффициент запаса:	1.198	1.123	1.357	1.618	1.247	0.933	1.435	1.279	1.780	1.361	1.456	1.695	1.077	1.064	0.874	1.175
	1.251	1.123	1.410	1.618	1.331	0.922	1.527	1.279	1.440	1.314	1.167	1.371	1.172	1.122	0.952	1.175

Результаты расчетов в табл. 2 приводят к следующим выводам: **1)** результаты расчетов показывают, что стандарт ANSI/AGMA 2101-D04 [3] дает минимальные значения коэффициента Z_{NT} во всех рассчитываемых передачах, что снижает величину допускаемых напряжений; **2)** большинство расчетных коэффициентов по стандартам ГОСТ 21354-87 [1], ISO 6336-1 [2, 7] показывают приблизительно одинаковые значения, что привело в примерах № 1 и № 4 к близким значениям коэффициентов запаса прочности по контактным напряжениям; **3)** расчет в примере № 2 сделан для передачи стандартизированного редуктора ЦУ-100-3.15, который серийно изготавливается на территории РФ и в странах СНГ. Все методики, кроме ISO 6336-1 [2, 7] показали расчетное значение коэффициента запаса прочности по контактным напряжениям не менее 1.2, что можно считать удовлетворительным значением. Снижение коэффициента запаса прочности в результатах расчетов передачи редуктора ЦУ-100-3.15 по методике ISO 6336 связано с наиболее высоким значением коэффициента $K_{H\alpha}$, а также снижением предела контактной выносливости коэффициентом Z_R , учитывающим шероховатость контактирующих поверхностей зубьев.

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

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. М.: Изд-во стандартов, 1988. 125 с.
- ISO 6336-2:2019. Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 2: Calculation of surface durability (pitting). Switzerland: ISO, 2019. 36 p.
- ANSI/AGMA 2101-D04. Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth. Virginia: AGMA, 2004. 56 p.
- Сызранцева К. В. Расчет прочностной надежности деталей машин при случайном характере внешних нагрузок. Тюмень: ТюмГНГУ, 2011. 92 с.
- Руководство Р.007-2004 Расчет зубчатых передач на прочность. М.: Российский речной регистр, 2005. 91 с.
- Гинзбург Е. Г., Голованов Н. Ф., Фирун Н. Б., Халебский Н. Т. Зубчатые передачи: Справочник / Под общ. ред. Е. Г. Гинзбурга. 2-е изд. Ленинград: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1980. 416 с.
- ISO 6336-1:2019. Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 1: Basic principles, introduction and general influence factors. Switzerland: ISO, 2019. 109 p.
- ANSI/AGMA 2015-1-A01. Accuracy Classification System — Tangential Measurements for Cylindrical Gears. Virginia: AGMA, 2002. 44 p.
- ГОСТ ISO 1328-1-2017. Передачи зубчатые цилиндрические. Система ISO. Классификация допусков на боковые поверхности зубьев. М.: Стандартинформ, 2018. 48 с.
- Babichev D. T., Babichev D. A., Lebedev S. Y. Calculation of tooth profile radiuses of curvature into line of contact parameters. Текст: непосредственный // The 10th ISMIDE (KOD2018). 2018.
- Часовников Л. Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машгиз, 1969. 486 с.
- ISO 6336-5:2019. Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 5: Strength and quality of materials. Switzerland: ISO, 2019. 52 p.
- Лебедев С. Ю. Совершенствование методов расчета прочностной надежности поверхностно-упрочненных колес цилиндрических передач: Дис. ... канд. тех. наук. Челябинск: ЮУрГУ, 2023. 157 с.
- ISO 6336-0:2017. Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 30: Calculation examples for the application of ISO 6336 part 1, 2, 3, 5. Switzerland: ISO, 2017. 68 p.
- Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. 8-е изд. М.: Машиностроение, 2001. 677 с.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК-621.669.7

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ В УСЛОВИЯХ РАВНОМЕРНОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КОМБИНИРОВАННЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В КОНСТРУКЦИЯХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ ТЕРМОПЛАСТА С МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ АРМАТУРОЙ

© 2024 г. А. А. Гулиев^{1,*}, Н. А. Гасанова¹, Т. У. Ханкишиева¹¹Азербайджанский государственный университет Нефти и Промышленности,
Баку, Азербайджан*e-mail: haciyevanaila64@gmail.com

Поступила в редакцию 25.04.2024 г.

После доработки 12.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

Настоящая статья представлена как исследование комбинированных резьбовых соединений, применяемых в машиностроении и нефтепромысловых объемных гидроприводных устройствах и других областях. На первый план выдвигается вопрос создания комбинированной арматуры методом прессования-литья детали из пластической массы на металлическую арматуру. Установлено, что профиль и шаг резьбы следует выбирать из одного и того же расчета прочности резьбы из металла и термопласта, определяющую роль в расчете играет длина резьбы, являющаяся одним из основных параметров. Величина минимальной толщины стенок выбирается с помощью профилей резьбы. Исследование показало, что предел прочности при срезе термопластичных материалов значительно отличается от предела прочности металлических материалов. Исследована зависимость предела прочности при срезе по длине различных резьбовых соединений от длины металлической арматуры и соответствующей ей толщины. В статье предпринята попытка изучить зависимость прочности на срез комбинированных резьбовых соединений от параметров резьбы детали металлической арматуры, режима соединения термопластического литья с прессованием, диаметра арматуры, толщины стенки термопласта и длины резьбы.

Ключевые слова: арматура, термопластичная масса, металл, комбинированное резьбовое соединение, пресс-форма, компрессионное литье, прочность на срез, коэффициент линейного расширения

DOI: 10.31857/S0235711924060074, **EDN:** NOVXUM

Актуальность. Широкое использование пластических масс является одним из эффективных путей повышения экономичности при изготовлении деталей, позволяет экономить цветные металлы, снижать вес машин. Применение пластмасс способствует повышению коррозионной стойкости деталей машин, а также позволяет уменьшить трудоемкость их изготовления.

Применяя пластмассовые детали в конструкциях металлической арматуры можно получить [1]: 1) высокую контактную прочность; 2) упрощение конструкции соеди-

нений; 3) высокую технологичность; 4) повышение ползучести при высоких температурах; 5) увеличение теплостойкости детали; 6) электропроводности; 7) магнитности; 8) снижения трудоемкости и стоимости производства.

Элементы арматуры, запрессовываемые или заформовываемые в материал и определяющие геометрическое положение относительно изделия, называются фиксирующими, т.к. кроме базирования они выполняют еще и функцию крепления арматуры. Различие в физико-механических свойствах пластмасс и металлов заставляет искать оптимальные конструктивные решения комбинированных соединений, применяя специфические расчеты.

Однако с увеличением толщины клеевой прослойки резко падает общая прочность соединения на срез. Поэтому наибольшее распространение при соединении металлических деталей и арматуры с пластмассами получали резьбовые конструкции. Известно, что соединение пластмассы в металлической арматуре с резьбой является защитным средством для арматуры, а также делает ее более долговечной при работе в различных условиях. С этой точки зрения требуется учитывать различия в механических свойствах различных материалов при расчете резьбы [2]. Было определено, что резьбы должны быть нагружены равномерно по всей длине резьбовой части. Выбор материала, разработка режимов литья, применение пресс-формы для литья с прессованием, разработка температур для среза влияют на точность проведения исследования. В зависимости от оптимальной длины резьбы получены более высокие значения предела прочности соединения на срез.

Цель и задачи исследований — повысить предел прочности на срез комбинированных резьбовых соединений в условиях равномерной нагруженности резьб в термопластических деталях конструкций с металлической арматурой, применяемых на машиностроительных и нефтепромысловых устройствах.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи: 1) выбор объекта исследования, металлической арматуры и термопластических материалов; 2) выбор технологических режимов для получения термопластического материала; 3) исследование физико-механических свойств и структуры металлов и термопластических материалов; 4) эксплуатация вертикально-разборной пресс-формы и приспособления для испытания на срез; 5) определение толщины допустимого слоя в термопластических материалах и толщины минимальной стенки детали; 6) нахождение формулы для определения предела прочности на сдвиг по основным параметрам; 7) определение зависимости предела прочности на срез резьбы термопластической детали от диаметра металлической арматуры и толщины стенки.

Методика эксперимента. В гидравлическом цилиндре рабочее движение штока и действующие на него силы могут быть в двух направлениях. Гидроцилиндры имеют узлы, выполняющие различные функции и, кроме того, детали с резьбовыми соединениями на поверхности.

Считается целесообразным заменить их арматурой из неподвижной пластической массы вместо металлических деталей. Чтобы сделать их более устойчивыми, был проведен расчет резьбы на прочность.

Применение металлической арматуры для повышения условий эксплуатации и долговечности двух деталей А гидроцилиндров (рис. 1а) имеет большие преимущества [2]. В гидроцилиндре используются два варианта. В первом варианте деталь заменяется арматурой (рис. 1в). Во втором варианте при использовании латунной детали (рис. 1б) создается дополнительное арматурное соединение. Такие соединения пластиковой массы и металлической арматуры более устойчивы к коррозии. На рис. 1 показан общий вид упрощенного гидроцилиндра двустороннего действия.

Технологический режим деталей арматуры из полимерных материалов приведен в табл. 1.

Таблица 1. Технологический режим термопластических материалов

Материал	Заданная температура пресс-формы, °C	Заданное давление при сжатии, МПа	Температура пресс-формы, °C
Полиамид	255–265	15–100	30–80
Фторопласт	250–300	50–100	30–100

Поскольку физико-механические свойства (табл. 2), структуры (рис. 2) выбранных материалов пластической массы и металлической детали относятся к числу свойств, играющих ключевую роль, из их сравнения предпочтение отдается защитному характеру [3].

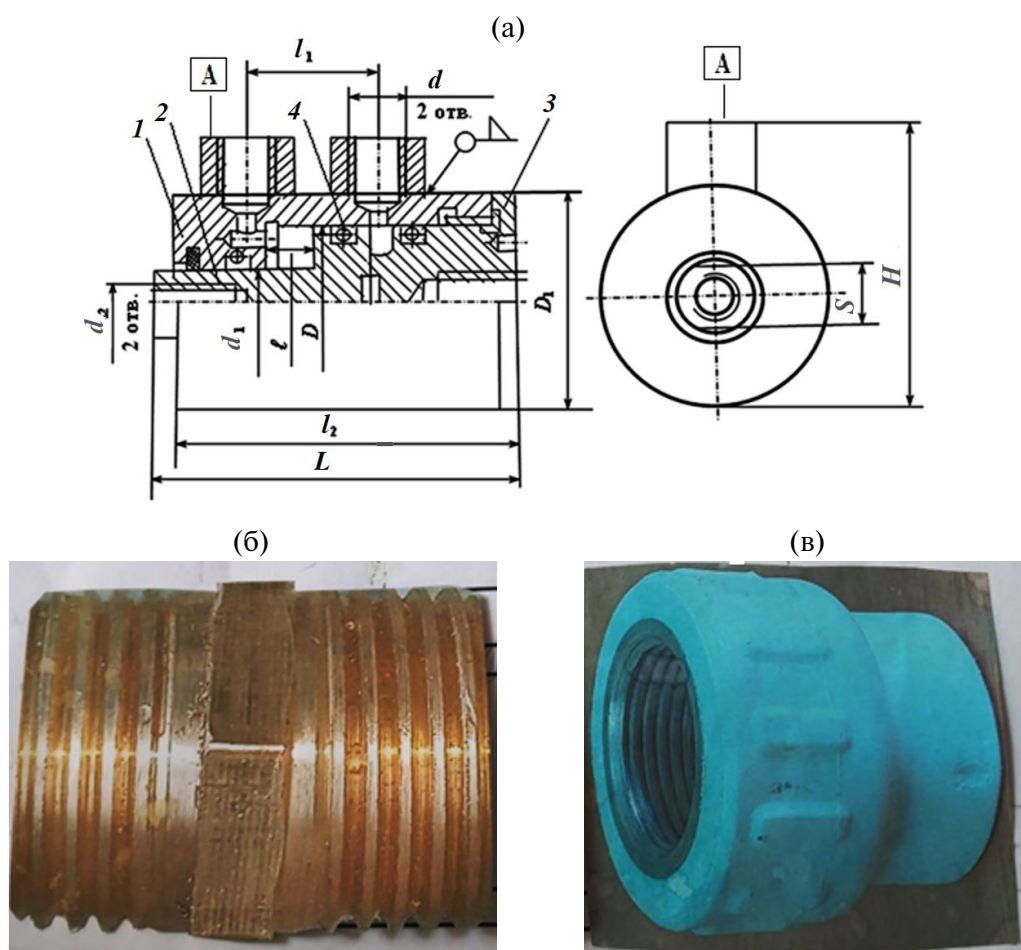


Рис. 1. Общий вид гидравлического цилиндра (а): 1 — корпус; 2 — поршень; 3 — крышка; 4 — кольца резиновые; металлической детали (б) и арматуры (в).

Таблица 2. Физико-механические свойства термопластических материалов и латуни

Материал	ρ , г/см ³	Предел прочности при растяжении, МПа	Предел прочности при сжатии, МПа	Твердость, НВ	Относительная удлинения δ , %	Рабочая температура, °С
Полиамид	1.4	100	—	230	4–14	–200 ÷ +220
Фторопласт	2.1–3	20	—	35	4–20	–170 ÷ +220
Латунь	8.5–8.7	260	—	500	45	–40 ÷ –500

Для облегчения извлечения из пресс-формы изделий, изготовленных методами прессования и литья, их внутренней и наружной поверхностям следует придавать наклоны [4]. При получении прессованных изделий более широко применяют два способа горячего прессования: 1) прямое прессование (или прессование); 2) литье с прессованием. В пресс-форме рис. 3, литье с прессованием.

В обойму 3 с наклонными стенками вставляется матрица, состоящая из двух клинообразных частей. Пресс-материал из загрузочной камеры под давлением пунсона 1 камеры перетекает через центральный литник 4 в оформляющее гнездо пресс-формы. Литник располагается в плоскости соединения двух половинок матрицы и поэтому легко очищается от пресс-материала. Так как путь прессуемого материала от загрузочной камеры к формирующей полости очень короток, полностью устраняется возможность преждевременного отверждения его.

Описанные литьевые пресс-формы обычно применяются для получения изделий с подвнутренними поверхностями, содержащими тонкую и удлиненную арматуру.

Испытание на срез проводят как по стандартной методике ГОСТ 17302–71 круговым сдвигом (рис. 4), так и на прямоугольных резьбовых соединениях в металлической арматуре (рис. 5).

(a)



(б)

**Рис. 2.** Микроструктура металлической арматуры (a) и термопластичной массы (б) $\times 500$.

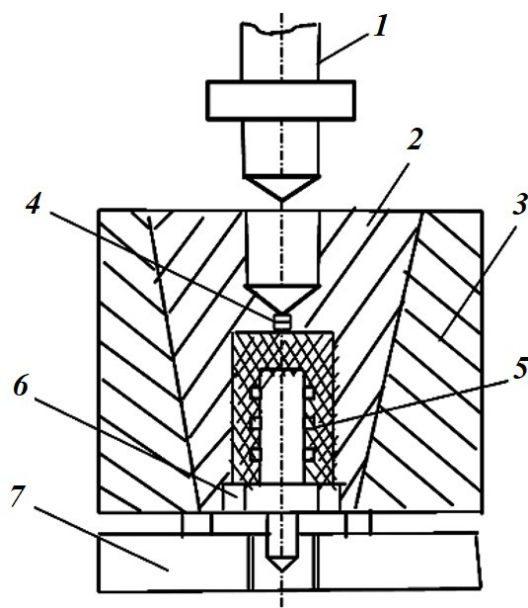


Рис. 3. Пресс-форма с вертикальным разъемом: 1— пуансон; 2— матрица; 3— обойма;
4— центральное литниковое отверстие; 5— металлическая арматура;
6— наплечники; 7— основание.

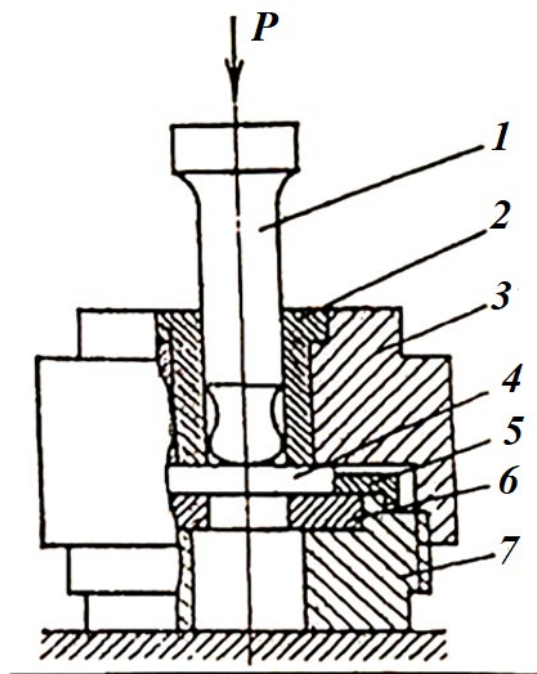


Рис. 4. Приспособление для испытания на срез гладкого образца по круговому контуру:
1— пуансон; 2— направляющая втулка; 3— прижимная гайка; 4— образец;
5— фиксирующее кольцо; 6— матрица; 7— основание.

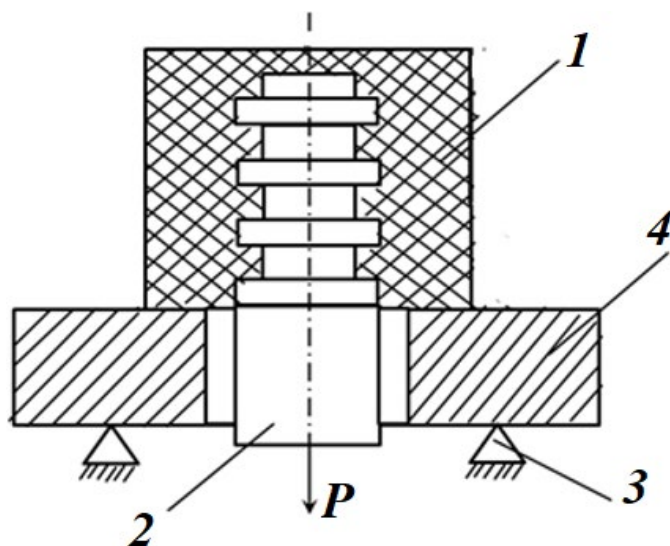


Рис. 5. Испытание пластмассовой детали для прямоугольного резьбового образца:
1 — деталь из термопласта; 2 — металлический арматур; 3 — опора; 4 — приспособления.

Для обоих типов применяются специальные конструкции и устанавливаются пределы прочности на срез. В то же время это методически показано на теоретических примерах для общего случая резания.

Математическая зависимость между углом сдвига и касательным напряжением называется законом Гука при сдвиге:

$$\tau = \alpha G.$$

Зависимость между модулем сдвига и модулем Юнга:

$$G = E/[2(1 + \mu)].$$

Значение коэффициента Пуассона μ находится в пределах $0 \leq \mu \leq 0.5$.

Условие прочности при сдвиге имеет вид

$$\tau = P_M/F_0 \leq [\tau].$$

Временная прочность при срезе определяется по следующей формуле:

$$\tau_M = \frac{P_M}{2F_0},$$

где $F_0 = \frac{\pi d^2}{4}$ — площадь поперечного сечения образца.

В результате исследования установлено, что толщина стенок оказывает существенное влияние на возникновение внутренних напряжений в теле детали, на точность изготовления и время выдержки детали под давлением при формообразовании. При выборе оптимальной толщины стенки руководствуются всеми факторами, и только путем анализа степени влияния каждого из них находят необходимую величину толщины стенки [5, 6]. В некотором случае величину минимальных толщин стенок выбирается с помощью профилей резьбы. Для определения наименьшей допускаемой толщины стенки деталей из термопластичных пластмасс можно рекомендовать также эмпирическую формулу

$$\delta = 2h/(L_{tek} - 20) + 1/\lg a.$$

На рис. 6 для деталей из термопластов толщина детали определяется в зависимости от длины пути потока массы в форме.

При недостаточной толщине такой прослойки (рис. 7) при компрессионном прессовании происходит сильное уплотнение пластмассы под арматурой, препятствующее равномерной опрессовке материала по всему объему [7].

В табл. 3 показана допустимая толщина стенового слоя. Получено, что чем пластичнее пластмассы, тем толще линейные (диаметральные) размеры арматуры и, наконец, чем меньше разница в температурных расширениях металла и термопласты, тем меньше требуется толщина слоя.

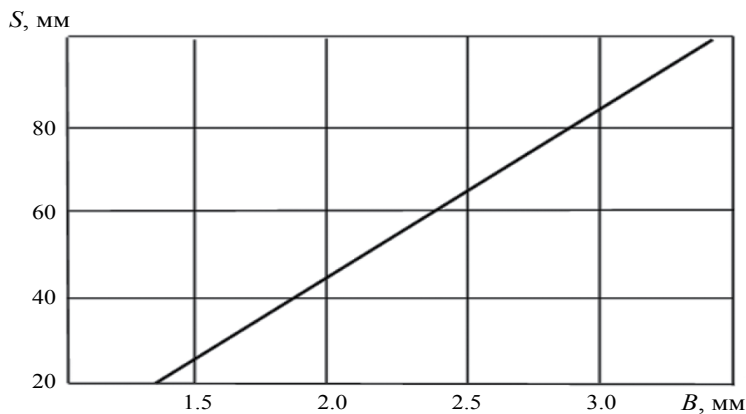


Рис. 6. Определение минимальных толщин стенок детали на термопластичных пластмассах: B — толщина детали; S — длина пути массы.

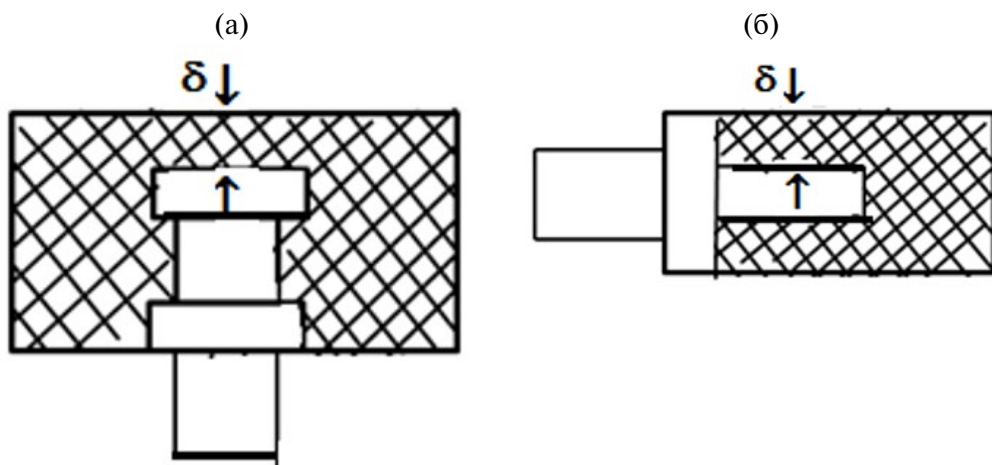


Рис. 7. Арматуры прямоугольных без резьбовых (а) и резьбовых (б) соединений термопластичных деталей.

Таблица 3. Допустимая толщина термопластмассовой слой

Диаметр (длина или ширина) металлической арматуры, мм	Коэффициент температурного расширения арматуры, α	Допустимая толщина слоя термопласта (δ)	
		арматуры резьбовых соединений	арматуры без резьбовых соединений
		Коэффициент температурного расширения пластмассы, α	
		$(0.4-2.3) \cdot 10^{-5}$	$(2.3-4.0) \cdot 10^{-5}$
26	$(1.1-1.8) \cdot 10^{-5}$	1.6–2.5	2.3–5.0
25		2.5–4.0	4.0–8.0
40		4.0–6.0	6.0–10.0
60		6.0–10.0	10.0–20.0

Известно, что существует большое различие характера разрушения металлических пластмассовых резьбовых соединений [8, 9]. В связи с этим в настоящее время не существует единого мнения в оценке прочности пластмассовых резьбовых соединений. Определено, что за счет более равномерного распределения нагрузки пластмассовые резьбовые соединения обладают значительной нагрузочной способностью [10].

При расчете резьбовых соединений разнородных материалов необходимо учитывать различие их механических свойств. Допустимое значение предела прочности пластмасс на срез во много раз уступает металлу. Поэтому симметричный профиль резьбового соединения, применяемый обычно при однородных материалах, в этом случае будет нерациональным [11].

Чтобы получить наименьшие габариты резьбового соединения разнородных материалов, необходимо профиль и шаг резьбы выбирать из расчета равнопрочности витков пластмассовой и металлической резьбы.

Исходными данными для расчета являются: F — сила, действующая на резьбовое соединение; d — наружный диаметр резьбы; τ_{π} — предел прочности пластмассы на срез; τ_m — предел прочности металла на срез; k_{π} , k_m — коэффициенты запаса прочности при срезе для пластмассы и металла соответственно.

Целью расчета является определение следующих параметров: L — длины резьбы; t — шага резьбового соединения; S — ширины витка на металлической детали; h — высоты профиля резьбы.

При этом допускается, что все витки резьбы нагружены равномерно. Тогда для прямоугольной резьбы

$$L \geq \frac{F(r+1)}{\pi d [\tau_m]},$$

$$L \geq \frac{F}{\pi d [\tau_{\pi}]} \left(\frac{(r+1)}{r} \right).$$

Если из приведенных выше формул найдем допустимые величины прочности на срез, то мы получим следующие формулы:

$$[\tau_m] = \frac{F(r+1)}{L \pi d};$$

$$[\tau_{\pi}] = \frac{F(r+1)}{L \pi d r},$$

где $[\tau_m] = \frac{\tau_m}{k_m}$ — допускаемое напряжение на срез для металлической детали;
 $[\tau_n] = \frac{\tau_n}{k_n}$ — допускаемое напряжение на срез для пластмассовой резьбы; $r = \frac{\tau_m}{\tau_n}$ — относительная прочность металла.

Шаг резьбового соединения можно найти по формуле

$$t = (1 + r)S.$$

Ширина витка S на металлической детали выбирается по конструктивно-технологическим соображениям и составляет у изделий с диаметром до 250 мм — (1.0–1.5) мм.

Число витков резьбы

$$n = \frac{L}{t}.$$

Высота профиля h по конструктивным соображениям из расчета сопротивления витка смятию. Ориентировочно $h \geq S$. Резьбы других профилей рассчитываются аналогично.

Исследования показывают, что предел прочности при срезе термопластичных материалов значительно отличается от предела прочности металлических материалов. Испытание предела прочности при срезе различных материалов в резьбовых соединениях проводили в специальной конструкции (рис. 8). На основании значений (см. табл. 3) исследовали зависимость предела прочности при срезе по длине различных резьбовых соединений от диаметра металлической арматуры и соответствующей ей толщины. Как видно из рисунка, по мере увеличения диаметра, толщины и длины резьбы наблюдается последовательное увеличение предела прочности на срез. При наибольшей длине резьбы предел прочности «металл–термопласт» увеличивается в 2 раза, при наименьшей длине в 2.2 раза, а при «металл–металл» в 2.6 и 2.4 раза соответственно.

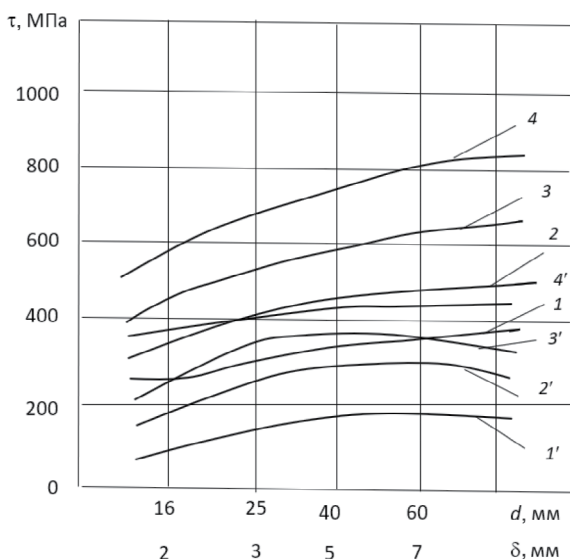


Рис. 8. Зависимость предела прочности на срез резьбы детали из термопласта от диаметра металлической арматуры и защитной толщины:

1 — $L = 10$ мм; 2 — $L = 20$ мм; 3 — $L = 30$ мм; 4 — $L = 40$ мм;
 1, 2, 3, 4 — «металл–термопласт»; 1', 2', 3', 4' — «металл–металл».

Резкое различие в пределах прочности на срез рассматриваемых комбинированных резьбовых соединений систем «металл–термопласт» и «металл–металл» заключается в том, что они стабильно и прочно «удерживают» арматуру в состоянии осаждения, контролируемого действием процесса термопластического отверждения. Предел прочности такого цельного резьбового соединения превосходит предел прочности подвижных резьбовых соединений «металл–металл». Для сравнения можно сказать, что предел прочности на срез комбинированных резьбовых соединений в системах «металл–термопласт» и «металл–металл» приблизительно в 4 раза выше при наибольшей длине резьбы.

Выводы. 1. Были проведены исследования по получению термопластичного материала, определены технологические режимы, физико-механические свойства и микроструктура. **2.** При конструировании было достигнуто в процессе отверждения устойчивое и прочное удержание металлической арматуры в состоянии контролируемого осаждения. **3.** Минимальную круглую толщину детали из термопластического материала выбирают с помощью профиля резьбы. **4.** Установлено, что в результате равномерного распределения нагрузки увеличивается нагрузочная способность и предел прочности на срез термопластических резьбовых соединений. **5.** Определена формула с расчетными параметрами для определения предела прочности на срез комбинированных резьбовых соединений в сочетании с металлической арматурой и деталью из термопластического материала. **6.** Выявлена зависимость предела прочности от диаметра и толщины металлической арматуры при нарезании резьбы термопластической детали.

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

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Керимов Д. А., Курбанова С. К. Основы конструирования пластмассовых деталей и прессформ. Баку: Елм, 1997. 504 с.
2. Рагимов А. М., Гулиев А. А., Бабаев С. Г. Исследование методов переработки и режимов изготовления изделий электроводных композиционных пластических масс. Баку: АГНА, 2000. 170 с.
3. Конструкционные материалы. Справочник / Под ред. Б. Н. Арзамасова. М.: Машиностроение, 1990. 688 с.
4. Крыжановский В. К., Бурлов В. В., Паниматченко А. Д., Крыжановская Ю. В. Технические свойства полимерных материалов. СПб.: Профессия, 2005.
5. Шульга А. В. Основы материаловедения композиционных материалов. Ч. 1. М.: НИЯУ МИФИ, 2013. 96 с.
6. Кербер М. Л. Полимерные композиционные материалы. Структура. Свойства. Технологии СПб.: Профессия, 2008. 560 с.
7. Волков С. С., Розанов Д. С., Станкевич И. В. Разработка и исследование основных особенностей соединения пластмасс с металлами // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2020. № 3. С. 15.
<https://doi.org/10.18698/0536-1044-2020-3-15-22>
8. Волков С. С. Сварка и склеивание полимерных материалов. М.: Химия, 2001. 376 с.
9. Kerimov D. A., Gasanova N. A. Determination of quality of plastic details without disruptions // 13th Int. Conf. on Theory and Application of Fuzzy Systems and Soft Computing — ICAFS-2018, Advances in Intelligent Systems and Computing (AISC), Warsaw, 2019. V. 896. P. 848.
https://doi.org/10.1007/978-3-030-04164-9_111

-
10. *Баранчиков В. И., Тарапанов А. С., Харламов Г. А.* Обработка специальных материалов в машиностроении: Справочник. Библиотека технолога. М.: Машиностроение, 2002. 264 с.
 11. *Бабин А. Н.* Связующие для полимерных композиционных материалов нового поколения // Труды ВИАМ: электрон. науч.-технич. журн. 2013. № 4. С. 1.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК: 532.5

АНАЛИЗ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ ДВУХ ТРУБОПРОВОДОВ ПРИ РАЗЛИЧНОМ ИХ РАСПОЛОЖЕНИИ В ПОТОКЕ

© 2024 г. Т. Н. Фесенко^{1,*}, В. Ю. Фурсов¹

¹Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: fiat50@yandex.ru

Поступила в редакцию 13.05.2024 г.

После доработки 13.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

В статье исследованы подводные транспортные трубопроводы, элементы газонефтехимического машиностроения, теплообменное оборудование. Рассматривается гидроупругое возбуждение с периодическим вихревым отрывом. Определяются параметры воздействия на две трубы в потоке, и на их основе выбирается лучший вариант их расположения из условия выносливости материала при ассиметричном цикле нагружения. Определены параметры напряженно-деформированного состояния элементов конструкций для выбранного расположения труб и проведено сравнение с допустимыми значениями.

Ключевые слова: трубная конструкция, пара труб, угол выноса, вихревой отрыв, механизм возбуждения, напряженно-деформированное состояние

DOI: 10.31857/S0235711924060083, **EDN:** NOUGGD

Предложенная модель численного эксперимента позволяет воспроизвести основные механизмы возбуждения колебаний трубных конструкций, а именно: периодический вихревой отрыв и гидроупругое возбуждение. Результаты исследования можно использовать при расчете на прочность подводных транспортных трубопроводов, элементов газонефтехимического машиностроения, теплообменного оборудования.

Так как ставится задача расчета параметров напряженно-деформированного состояния (НДС) трубопроводов для различного расположения их в потоке, то в отличие от других задач, где мы можем регулировать скорость обтекания конструкции потоком жидкости или газа, в данной задаче мы не можем изменить скорость воды или воздуха, обтекающей конструкцию из нескольких труб. Поэтому вопросу взаимного расположения труб нужно придать наибольшее значение и именно таким образом регулировать гидродинамические силы, действующие на конструкцию, а следовательно их параметры НДС [1].

Цель исследования — разработка методики определения оптимального взаимного расположения пар подводных трубопроводов, определение напряженно-деформированного состояния (НДС) в них для обеспечения безопасной эксплуатации.

Взаимодействие между двумя цилиндрами с углом выноса в потоке кардинально меняет картину НДС. В настоящей статье приведены численные исследования определяемых параметров циклических напряжений труб кольцевого сечения и влияния

угла выноса и расстояния между трубами на фибровые напряжения. Углом выноса является угол между линией скорости потока и линией, соединяющей центры цилиндров. Для расчета гидродинамических нагрузок, действующих на элементы конструкций, взаимодействующих в потоке, можно использовать вихревые методы вычислительной гидродинамики [2–4]. Качественный и быстрый вычислительный метод оценки параметров обтекания системы транспортных трубопроводов был подобран в результате трудоемких вычислений коэффициентов сил, действующих на цилиндры с выносом в поперечном потоке. Результаты, полученные численным методом, представлены на рис. 1 в плоскости $L/D - T/D$, где D — диаметр трубы, L — проекция расстояния между центрами цилиндров на ось OX , T — проекция расстояния между центрами цилиндров на ось OY . Расчет коэффициентов сил, действующих на пару цилиндров, проводился методом вязких вихревых доменов МВВД [4] и продублирован модернизированным методом дискретных вихрей ММДВ [2].

На рис. 1 проведены линии постоянных значений амплитуд величин коэффициентов подъемной силы при условиях обтекания соответствующих числу Рейнольдса $Re = 61000$ и максимальные напряжения на второй трубе на этих линиях.

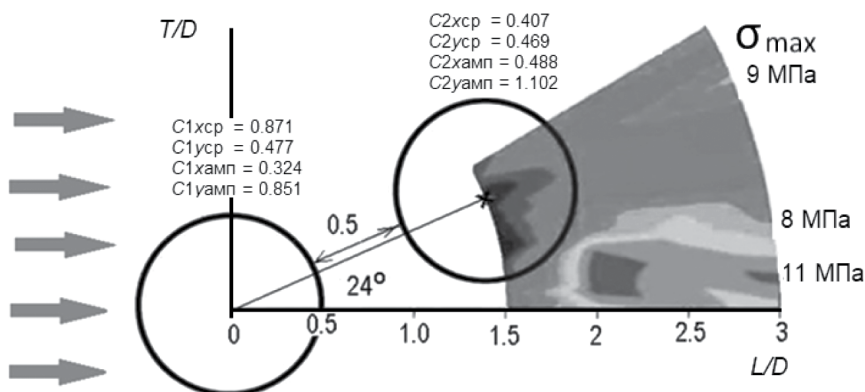


Рис. 1. Результаты численного эксперимента.

Результаты хорошо согласуются с данными Здравковича [5]. Приведенные результаты свидетельствуют о решении задачи выбора наиболее эффективного взаимного расположения тандемных пар подводных трубопроводов. Определим параметры НДС для различных вариантов расположения пар труб.

При воздействии гидродинамических сил труба деформируется и возникают упругие напряжения. Для расчета этих напряжений представим трубу в виде балки круглого сечения с тонкой стенкой и защемленной на концах.

Разобьем гидродинамические силы на три составляющие: средняя сила сопротивления, малоамплитудная периодическая сила сопротивления и периодическая подъемная сила. Будем рассматривать случай равномерного распределения этих сил по длине трубы, т.к. равномерное раскачивание трубы более опасно, чем разнонаправленные силы от срывов трехмерных вихрей. Используя принцип суперпозиций, будем складывать изгибные соосные напряжения от этих сил.

Параметры трубы и потока. Все участки балочных переходов относятся к категории III–IV. Материал труб диаметром 720 мм — сталь марки 17ГС; диаметром 530 мм — сталь марки 17Г1С. Нормативные механические характеристики трубных сталей приняты в соответствии с Техническими условиями ТУ 14-1446-72, по которым поставлены трубы на обследованные участки газопровода: временное сопро-

тивление $\sigma_B = 510.0$ МПа; плотность воды $\rho = 1000$ кг/м³; диаметр трубы $D = 720$ мм; толщина трубы $t = 8$ мм; скорость потока $V = 1$ м/с; число Струхала $Sh = 0.2$.

Результаты численного эксперимента. Коэффициент силы сопротивления и подъемной силы взяты из численного эксперимента [1]. В табл. 1 приведен небольшой фрагмент расчета. X , Y — координаты центра второго (подветренный) цилиндра (трубы); C_{xcp} , C_{ycp} — составляющие вектора среднего коэффициента силы сопротивления; $C_{хамп}$, $C_{уамп}$ — составляющие вектора полуамплитуды коэффициента подъемной силы.

Таблица 1. Результаты численного эксперимента

Угол отрыва	X	Y	C_{xcp}	C_{ycp}	$C_{хамп}$	$C_{уамп}$
80	2.4	0	0.469136	−0.06903	0.864570	0.821895
80	2.4	0.2	0.245711	−0.31505	0.236133	0.825624
80	2.4	0.4	0.313361	−0.46966	0.192549	0.887535
80	2.4	0.6	0.195986	−0.59688	0.232262	0.815306
80	2.4	0.8	0.309951	−0.68689	0.254617	0.878664
80	2.4	1.0	0.354282	−0.73262	0.249139	0.942289
80	2.4	1.2	0.366781	−0.77304	0.916803	0.921930
80	2.4	1.4	0.495797	−0.75528	0.236150	0.988450
80	2.4	1.6	0.579591	−0.74372	0.291190	0.949261
80	2.4	1.8	0.72854	−0.62299	0.967072	0.997854
80	2.4	2	0.84822	−0.54594	0.348270	1.085486

Нагрузка на второй (подветренный) цилиндр оказалась большей, поэтому его и будем использовать в дальнейших расчетах.

Средняя сила сопротивления. Максимальное напряжение возникает в заделке на поверхности на уровне средней оси трубы. Таких точек две, одна с растяжением (подветренная сторона), другая со сжатием (надветренная). Точки сдвинуты выше или ниже оси трубы в зависимости от угла выноса.

Максимальное значение C_x равно 1.

Распределенная по длине сила сопротивления

$$q_{xcp} = C_x \left(\rho \frac{V^2}{2} D \right) = 360 \frac{H}{M}.$$

Периодическая сила сопротивления. Эта сила добавляет изгибные напряжения на поверхности цилиндра вдоль его оси. Частота колебания силы в направлении потока в 2 раза больше частоты подъемной силы.

Периодическая подъемная сила. Эта сила добавляет изгибные напряжения на поверхности цилиндра вдоль его оси. Частота колебания подъемной силы совпала с частотой срыва вихрей

$$f_{срыва вихрей} = Sh \frac{V}{D + T} = \text{от } 0.14 \frac{1}{c} \text{ до } 0.28 \frac{1}{c}.$$

Максимальное значение согласно численному эксперименту $C_y = 2$

$$q_{уамп} = C_y \left(\rho \frac{V^2}{2} D \right) = 720 \frac{H}{M}.$$

Суммарное напряжение. Суммарный вектор сил выписывает восьмерку в плоскости сечения. Максимум напряжения при раскачивании возникает для расположения второй трубы в красной зоне (рис. 1). Моменты сил создают асимметричное периодическое напряжение. Суммарный коэффициент сил изменяется от -0.63 до 1.81 , что соответствует распределенным силам $q_{\min} = -220$ Н/м и $q_{\max} = 650$ Н/м, что соответствует фибральным напряжениям σ_{\max} :

$$q_{\max} = 1.81 \left(\rho \frac{V^2}{2} D \right) = 651.6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}, \quad M_{\max} = q_{\max} \frac{l^2}{12},$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = 11.3 \text{ МПа}.$$

Эпюра напряжений для балки (трубы), заделанной по концам, показана на рис. 2.

При расположении труб, дающем максимальное напряжение σ_{\max} в самой нагруженной точке на поверхности, напряжение будет изменяться гармонически несимметрично от $\sigma_{\min} = -7.4$ МПа до $\sigma_{\max} = 11.3$ МПа.

Максимальный (по длине трубы) момент достигается в заделках.

На рис. 3 представлены результаты расчета максимальных амплитуд напряжений для различных углов выноса труб и расстояний между ними.

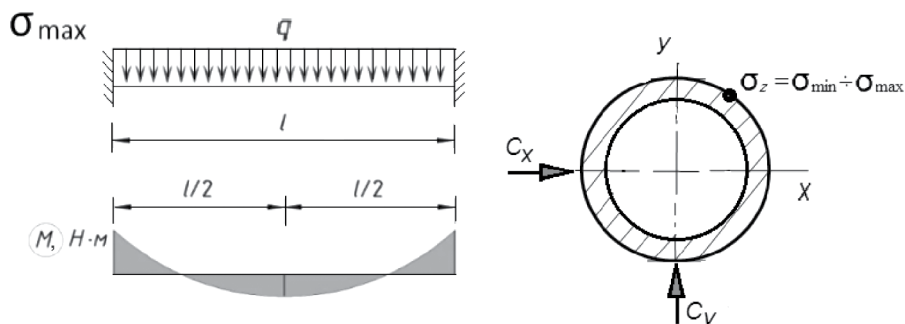


Рис. 2. Максимальное напряжение.

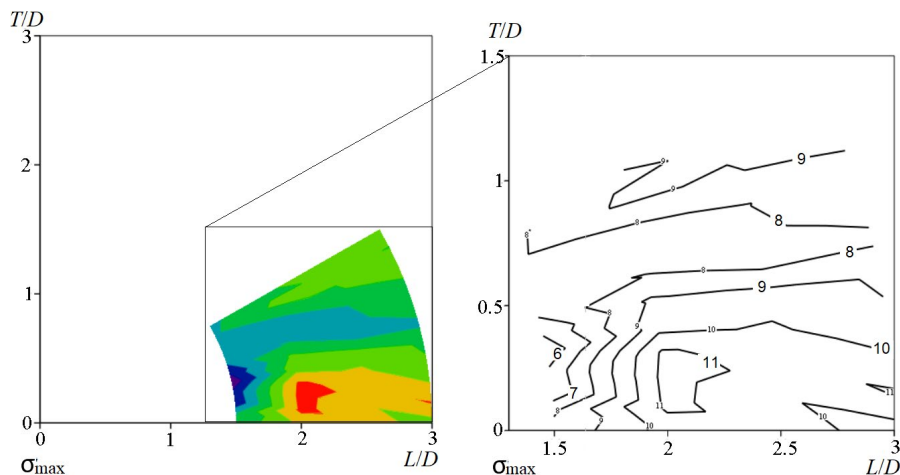


Рис. 3. Максимальные напряжения при различных расположениях труб.

Предел выносливости. Предел выносливости при симметричном цикле нагружения нашей стали составляет $\sigma_1 = 0.4\sigma_B = 200.0$ МПа. Сравним предел выносливости материала сталь с фибровым напряжением [ГОСТ 19281-2014]:

200 МПа \gg 11.3 МПа — при tandemном расположении;

200 МПа \gg 5.3 МПа — при расположении с выносом.

Асимметричное нагружение. Если сравнить влияние асимметрии по сравнению с симметричным нагружением при одинаковых σ_{\max} , то известно, что асимметрия не ухудшает показатель N (количество циклов до разрушения).

Вычисление допустимого напряжения [6]. Коэффициент асимметрии $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max} = -7.4/11.3 = -0.65$.

Количество циклов до разрушения N возьмем 107, что в нашем случае соответствует 10 годам непрерывных вынужденных колебаний с частотой срыва вихрей.

Коэффициент запаса по напряжению по возьмем равным 1. Тогда, согласно методике вычислений, получим

$$\sigma_{\text{допустимое}} = \frac{\sigma_B}{n_\sigma (4N)^{0.053} + \frac{(1+r)}{(1-r)}} = 164 \text{ МПа.}$$

Сравним предел выносливости материала сталь с фибровым напряжением:

164 МПа \gg 11.4 МПа — при tandemном расположении;

164 МПа \gg 5.3 МПа — при расположении с выносом.

Квазистатическое приближение. Понятие квазистатического приближения подразумевает, что изменения во времени происходят медленно по сравнению с характерным временем релаксации системы. В случае первой формы колебаний балки при условии, что она жестко закреплена на концах и не подвержена резонансным эффектам, амплитуды колебаний могут быть малыми, что позволяет считать процесс квазистатическим.

В нашем случае собственные частоты отстроены от частоты срыва, т. е. резонанса нет. Энергия распределенной силы не переходит в колебания балки. Неустойчивость из-за воздействия силы не возникает. Таким образом, если амплитуды колебаний балки остаются небольшими и нет резонанса, то использование квазистатического приближения может быть обоснованным. Однако всегда следует быть внимательным к условиям применимости таких приближений и оценивать их в каждой конкретной ситуации.

Напряжения для двух ниток трубопровода от течения реки малы, и определять их следует только при дополнительных нагрузках от провиса труб или движения диагностического оборудования в них, или при наличии дефектов [7].

Заключение. Для ниток трубопроводов в потоке, в целях снижения динамических нагрузок на вторую трубу, предлагается правильно расположить пару труб относительно потока и выбирать расстояние между ними только в случае, если существуют дополнительные нагрузки на трубу, создающие фибровые напряжения в районе 200 МПа.

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 об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Махутов Н. А., Каплунов С. М., Вальес Н. Г., Марчевский И. К., Фурсов В. Ю.* Расчет гидродинамических сил, действующих на конструкцию из двух трубопроводов при различном их расположении // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2022. № 4. С. 9.
2. *Kaplunov S., Valles N., Shitova L., Foursov V.* Application of numerical Experiment to Determine the Parameters of Pipeline Transport Depending on the Flow Stream Velocity // J. of Mach. Manuf. and Reliab. 2020. V. 49 (9). P. 817.
3. *Девнин С. И.* Аэрогидромеханика плохообтекаемых конструкций. Справочник. Ленинград: Судостроение, 1983. 192 с.
4. *Kuzmina K., Marchevsky I., Soldatova I., Izmaylova Y.* On the scope of Lagrangian vortex methods for two-dimensional flow simulations and the POD technique application for data storing and analyzing // Entropy. 2021. V. 23. Art. 118.
<https://doi.org/10.3390/e23010118>
5. *Здравкович М. М.* Обзор исследований интерференции между двумя круглыми цилиндрами при различном их взаимном расположении // Теоретические основы инженерных расчетов. 1977. № 4. С. 119.
6. Нормы расчета на прочность элементов оборудования и трубопроводов корабельных атомных паропроизводящих установок с водо-водяными реакторами Н-ППУ-01, 2005. 13 с.
7. *Фесенко Т. Н., Дронова Е. А.* Методика определения и оценки напряженного состояния балочных переходов магистральных газопроводов // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2022. № 2. С. 59.
8. Расчетные нормы прочности оборудования и трубопроводов атомных электростанций. PNG-7-002-86. М.: Энергоатомиздат, 1989. 527 с. С. 59.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 539.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ ИМПЛАНТАЦИИ НАНОЧАСТИЦ
В МАТЕРИАЛ С ПОМОЩЬЮ ЛАЗЕРНОЙ УДАРНОЙ ВОЛНЫ© 2024 г. Г. Ж. Сахвадзе^{1,*}, Г. Г. Сахвадзе¹¹Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: sakhvadze@mail.ru

Поступила в редакцию 28.05.2024 г.

После доработки 01.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

В статье изучается новая технология, называемая имплантацией наночастиц в поверхностный слой легкого сплава с использованием лазерной ударной волны. Разработаны конечно-элементные и аналитические модели для определения глубины имплантации WC-наночастиц в алюминиевую подложку при имплантации наночастиц с помощью лазерной ударной волны. Рассматриваются 2 режима: однократное применение технологии имплантации наночастиц в поверхностный слой, и последовательное двукратное применение имплантации наночастиц в поверхностный слой. Полученные результаты показали, что в обоих исследуемых режимах наночастицы имплантируются в поверхностный слой алюминиевого сплава АД1 с разной интенсивностью. Показано, что рассчитанные с помощью метода конечных элементов и аналитической моделью глубины имплантации наночастиц хорошо согласуются с экспериментальными данными, что подтверждает достоверность разработанных моделей глубин имплантации.

Ключевые слова: имплантация наночастиц, лазерная ударная волна, моделирование, метод конечных элементов, глубина имплантации

DOI: 10.31857/S0235711924060094, EDN: NOTPED

Сплавы из легких металлов (например, сплавы алюминия, магния и титана) широко используются в аэрокосмической и автомобильной промышленности, которые постоянно работают в условиях высоких напряжений, при этом параллельно ужесточаются требования по снижению их удельного веса из-за роста цен на топливо. Однако низкая твердость и износостойкость поверхностей легких металлов существенно ограничивают срок их службы [1].

Путем оптимального сочетания высоких физико-механических свойств наночастиц [2] и преимуществ технологии лазерного ударного упрочнения (ЛУУ) [3–5], в последние годы была разработана новая технология, называемая имплантацией наночастиц в поверхностный слой легкого сплава с использованием лазерной ударной волны (ИНЛУВ). Например, в [6] использовали ЛУУ для создания слоя наноалмазного покрытия на верхней поверхности алюминиевого сплава. В работе [7] описан способ создания покрытия из наночастиц карбида вольфрама (WC), подвергнув поверхность алюминиевого сплава ЛУУ. Было обнаружено, что твердость поверхности и возникающие при этом остаточные напряжения были выше, чем при использовании классической технологии ЛУУ. В работе [8] нанопокрывтие SiC с высокой микроструктурой было успешно изготовлено на поверхности чистого алюминия с помощью ИНЛУВ и разработан возможный механизм формирования покрытия нано-SiC.

В работе [9] показано, улучшение поверхностных свойств легких металлов, армированных наночастицами, связано не только с микроструктурой и составом поверхностного слоя, но и со степенью дисперсионной однородности и глубиной внедрения армированных частиц. Однако до сих пор лишь немногие публикации освещают вопросы однородности дисперсии и глубины имплантации армированных частиц посредством ИНЛУВ. В частности, требует более глубокого изучения определение максимальной глубины имплантации частиц, которое играет ключевую роль в улучшении свойств поверхности. В [9] также изучается процесс имплантации наночастиц под действием ЛУВ в поверхностный слой алюминиевого сплава АД1. Для моделирования динамического поведения наночастиц под действием ЛУВ, имплантированных в алюминиевый сплав АД1, разработана конечно-элементная модель. Разработаны модели для определения глубины имплантации наночастиц в алюминиевый сплав АД1, подвергнутых однократному и двукратному воздействиям ЛУВ. Рассчитанные глубины имплантации наночастиц сравниваются с экспериментальными данными.

Конечно-элементное моделирование технологии ИНЛУВ. В качестве материала подложки (матрицы) используется алюминиевый сплав АД1. Для моделирования процесса имплантации наночастиц в поверхностный слой алюминиевого сплава АД1 с помощью технологии ИНЛУВ используется метод конечных элементов (МКЭ), в частности, программный комплекс ABAQUS. При моделировании принята кубовидная 3D-осесимметричная модель, в которой на поверхностном слое в центральной области выбрана сетка с высокой плотностью (рис. 1). WC-наночастицы со средним диаметром 50–100 нм, считаются жесткими шариками, они располагаются на поверхности в два слоя. В разработанной модели к наночастицам прикладывается давление, образованное лазерной ударной волной, вследствие чего им сообщается определенная начальная скорость. Расположение наночастиц схематически показано на рис. 1. Имитационная модель состоит из 196611 конечных элементов типа C3D8R для алюминиевого сплава АД1 и 1263 элементов типа C3D4

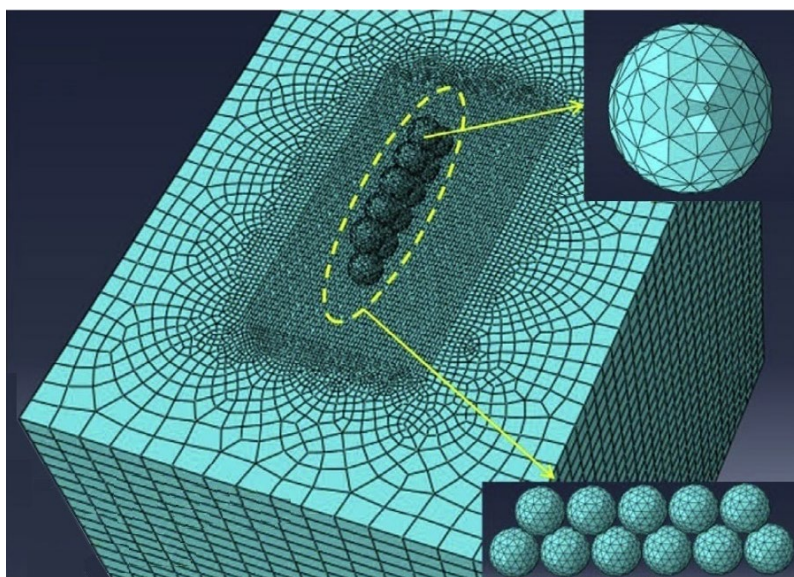


Рис. 1. Конечно-элементная модель имплантации WC-наночастиц в алюминиевый сплав АД1 под действием ЛУВ.

для WC-наночастиц. По границам подложки накладываются симметричные граничные условия (жесткое защемление). Более детально особенности создания конечно-элементной модели изложены в [12].

Основные допущения и исследуемый материал. В процессе моделирования были сделаны следующие допущения: 1) пластическая деформация верхней поверхности алюминиевого сплава АД1, вызванная ЛУВ, считается одноосной и плоской; 2) ударное давление прикладывается строго по нормали к центральной части верхней поверхности; 3) эффектом вязкости материала подложки пренебрегаем.

В табл. 1 приведены необходимые параметры определяющего соотношения Джонсона–Кука для алюминиевого сплава АД1, которое применяется для конечно-элементного моделирования технологии ИНЛУВ [8].

Таблица 1. Параметры определяющего соотношения Джонсона–Кука и другие характеристики алюминиевого сплава АД1 [8]

Параметр, обозначение	Значение
A , МПа	120
B , МПа	200
C	0.01
N	0.3
Коэффициент Пуассона ν	0.33
Модуль упругости E , ГПа	69
Динамический предел прочности σ_y , МПа	600
Плотность ρ , г/см ³	2.7
Акустический импеданс поглощающего слоя Z_{cl} , г/(см ² с)	$0.143 \cdot 10^6$
Акустический импеданс алюминия Z_{al} , г/(см ² с)	$1.7 \cdot 10^6$

В табл. 2 представлены использованные при расчетах пиковые давления, которые образуются при различных энергиях импульса. Вид определяющего соотношения, методика расчета приложенного ударного давления и другие подробности процедуры моделирования приведены в [8].

Таблица 2. Пиковые давления при различных энергиях лазерного импульса

Энергия лазерного импульса, Дж	Пиковое давление в ударной волне, ГПа
6	3.69
9	4.53
12	5.23

Физические основы технологии ИНЛУВ. В [9] изложены основные физические принципы технологии ИНЛУВ, к которым мы и придерживаемся: воздействие лазерной ударной волны на материал происходит в наносекундном диапазоне со сверхвысоким давлением, которые вызывают сверхвысокие скорости деформации. Вкратце процесс ИНЛУВ можно хронологично описать следующим образом: под действием высокоэнергетичного лазерного импульса (с интенсивностью несколько ГВт/см²) поглощающий слой испаряется с образованием плазмы высокого давления, которая начинает быстро расширяться. Поскольку пространство для расширения ограничено небольшим зазором между предварительно нанесенным слоем наночастиц и про-

зрачным слоем, происходит быстрое увеличение давления плазмы с образованием сильной ударной волны, которая воздействует на предварительно нанесенный слой наночастиц. Параллельно лазерная ударная волна в приповерхностных областях подложки вызывает пластические деформации различной интенсивности. В результате, в процессе ИНЛУВ в приповерхностном слое подложки сформируется слой, армированный наночастицами, и слой с пластическими деформациями [10].

Результаты и обсуждение. Процесс имплантации наночастиц в подложку с помощью ЛУВ. На рис. 2 показан процесс ИНЛУВ, полученный с помощью конечно-элементного моделирования, при котором происходит проникновение наночастиц в алюминиевый сплав АД1 при энергии лазерного импульса 6 Дж. В начале процесса ($t = 0$ нс) предварительно нанесенные WC-наночастицы и верхняя поверхность алюминиевого сплава АД1 находятся в статическом состоянии (рис. 2а). В этот момент на верхней поверхности алюминиевого сплава АД1 пластических деформаций еще нет. К моменту времени $t = 1000$ нс наночастицы под механическим воздействием ЛУВ приобретают определенную начальную скорость (рис. 2б). К моменту времени $t = 1500$ нс глубина имплантации WC-наночастиц в подложку постепенно увеличивается, одновременно в поверхностном слое подложки возникают большие пластические деформации (рис. 2в). К моменту времени $t = 4000$ нс скорости наночастиц падают до нуля, и соответственно глубина их имплантации, достигают максимальных значений (рис. 2г).

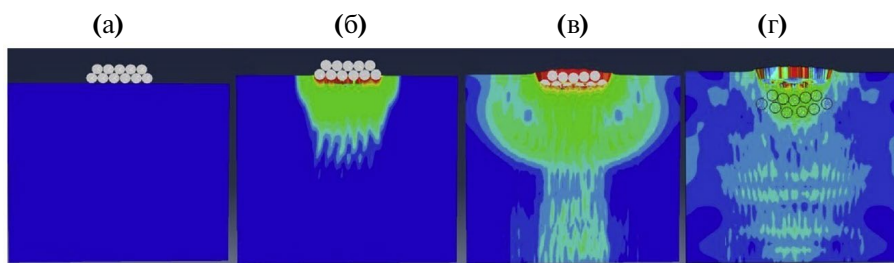


Рис. 2. Имплантация WC-наночастиц в сплав АД1 под действием ЛУВ:
(а) — $t = 0$ нс; (б) — $t = 1000$ нс; (в) — $t = 1500$ нс; (г) — $t = 4000$ нс.

Таким образом, получили, что при ИНЛУВ в поверхностном слое алюминиевого сплава АД1 формируется композитный нанослой, состоящий из WC-наночастиц и алюминиевого сплава АД1. Показано, что с помощью механического воздействия ЛУВ наночастицы имплантируются в поверхностный слой. Заметим, что ИНЛУВ представляет собой чисто физический процесс (без химических превращений).

Глубина имплантации WC-наночастиц при разных режимах ИНЛУВ и при разных энергиях лазерного импульса. На рис. 3 показаны конечные расположения WC-наночастиц при разных режимах ИНЛУВ и при различных энергиях лазерного импульса, полученные с помощью МКЭ. Соответствующие численные значения глубин имплантации приведены в табл. 3.

В настоящей статье рассматривается 2 режима ИНЛУВ. Однократное применение технологии ИНЛУВ (назовем его режимом ИНЛУВ-1), и последовательное двукратное применение ИНЛУВ (режим ИНЛУВ-2). Как видим из табл. 3, при ИНЛУВ-1 глубины имплантации наночастиц при энергиях лазерного импульса 6, 9 и 12 Дж составляют 945.1, 1595.8 и 1923.9 нм соответственно. Глубины имплантации увеличиваются на 650.7 и 328.1 нм при варьировании энергии лазерного импульса в диапазонах 6–9 и 9–12 Дж соответственно. При ИНЛУВ-2 глубины имплантации

Таблица 3. Округленные (до целых значений) глубины имплантации при разных режимах ИНЛУВ и при различных энергиях лазерного импульса

Режим ИНЛУВ	Энергия лазерного импульса, Дж	Глубина имплантации, нм
ИНЛУВ-1	6	945
	9	1596
	12	1924
ИНЛУВ-2	6	1646
	9	2026
	12	2185

наночастиц уже составляют 1646.1, 2025.5 и 2185.1 нм при энергиях лазерного импульса 6, 9 и 12 Дж соответственно.

Таким образом, видим, что глубины имплантации наночастиц при режиме ИНЛУВ-2 по сравнению с ИНЛУВ-1 увеличиваются в 1.7 и 1.3 раза (при варьировании энергии лазерного импульса в диапазонах 6–9 и 9–12 Дж соответственно). Легко обнаружить закономерность, что глубина имплантации наночастиц увеличивается с увеличением подводимой лазерной энергии нелинейным образом. Аналогичная нелинейная зависимость между ними наблюдается и в [11].

Аналитическое определение глубины имплантации наночастиц в алюминиевый сплав АД1 при ИНЛУВ. ИНЛУВ представляет собой сложный физический процесс, включающий генерацию и распространение лазерных ударных волн, ускорение и взаимное столкновение наночастиц, имплантацию наночастиц и механическое воздействие ударных волн на поверхностный слой алюминиевого сплава АД1.

При разработке математической модели для определения глубины имплантации наночастиц в алюминиевый сплав АД1 при ИНЛУВ были сделаны следующие допущения: 1) лазерная ударная волна распространяется в прямолинейном направлении и ее энергия равномерно распределена в лазерном пятне; 2) энергия ударной волны

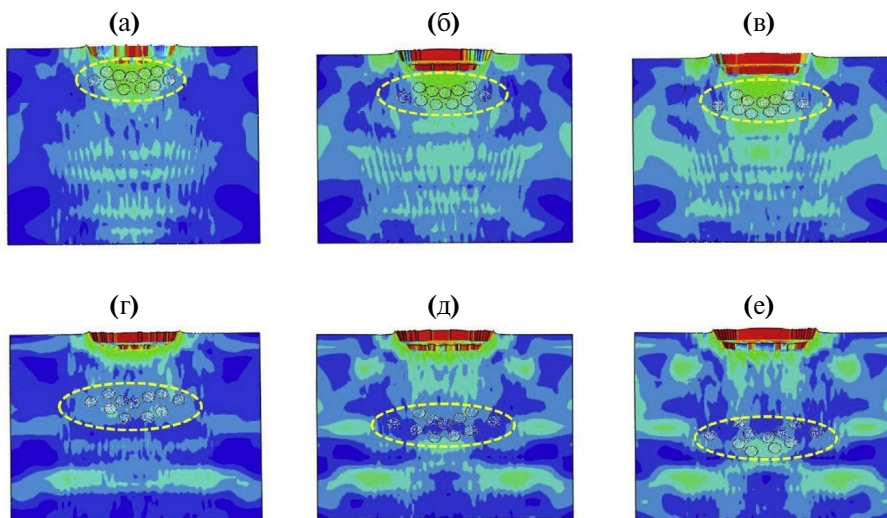


Рис. 3. Конечные расположения WC-наночастиц при разных режимах ИНЛУВ и при различных энергиях лазерного импульса: (а) — ИНЛУВ-1 и 6 Дж; (б) — ИНЛУВ-1 и 9 Дж; (в) — ИНЛУВ-1 и 12 Дж; (г) — ИНЛУВ-2 и 6 Дж; (д) — ИНЛУВ-2 и 9 Дж; (е) — ИНЛУВ-2 и 12 Дж.

поглощается наночастицами равномерно; 3) наночастицы распределены по поверхности равномерно и имеют одинаковую кинетическую энергию; 4) наночастицы представляют собой твердые тела, направление имплантации строго перпендикулярно верхней поверхности алюминиевого сплава АД1, а площадь контакта остается неизменной в течение всего процесса имплантации.

Схематизация столкновения между наночастицами. Принимаем, что столкновение между наночастицами происходит нецентральный способ, которое схематично показано на рис. 4. Принимаем, что при нагружении лазерной ударной волной все шары в верхнем слое получают одинаковую начальную скорость, т. е. $v_1 = v_2 = v_3 = v_4 = v_5 = v$. Принимается также, что массы всех наночастиц одинаковы, т. е. $m_1 = m_2 = \dots = m_{10} = m_{11} = m$. Тогда коэффициент восстановления скорости e будет варьироваться в диапазоне 0.3–0.7 [11]. В этом случае скорости, например, восьмого и девятого шаров после столкновения (v_8 и v_9), находящихся во втором слое, можно определить следующим образом [12]:

$$\begin{cases} v_8 = \frac{1+e}{2} \sqrt{(v_3 \cos \theta)^2 + (v_2 \cos \theta)^2}, \\ v_9 = \frac{1+e}{2} \sqrt{(v_4 \cos \theta)^2 + (v_3 \cos \theta)^2}. \end{cases} \quad (1)$$

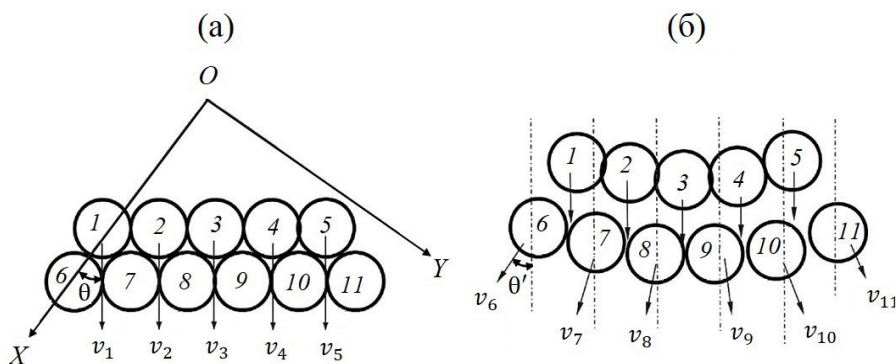


Рис. 4. Схема столкновения наночастиц, вызванного лазерной ударной волной. Показаны скорости шариков в верхнем и нижнем слоях: (а) — состояние шариков до столкновения; (б) — скорости шариков после столкновения шаров.

Определяя из формул (1) соответствующие скорости, видим, что скорости, передаваемые шарикам в нижнем слое в режиме ИНЛУВ-2 составляют всего 65–85% от начальных скоростей шара, которые шары в верхнем слое получили от первой лазерной ударной волны. Принимаем, что $v_8 = v_9 = kv$, где k — коэффициент передачи скорости [11]. Таким образом, наночастицы нижнего слоя после воздействия второй лазерной ударной волны (в режиме ИНЛУВ-2) получают скорости, составляющие примерно 75% от скорости, полученной после первой лазерной ударной волны (в режиме ИНЛУВ-1). Таким образом, получаем, что $k \approx 0.75$.

Режим ИНЛУВ-1. Во время ИНЛУВ наночастицы, которые предварительно нанесены в виде покрытия между поглощающим слоем и верхней поверхностью подложки, под механическим воздействием ударных волн имплантируются в поверхностный слой материала на большую глубину. Проведя аналогию с процессом проникновения шарика в пластину при их высокоскоростном столкновении [12], принимаем, что глубина имплантации наночастицы, кроме скорости и свойств материала, зависит

также от угла проникновения и формы наночастицы. Будем использовать теорию упругопластичности полубесконечной пластины при нормальном проникновении в нее шарика. Тогда сопротивление F_Z , возникающее в процессе проникновения шарика по направлению Z , можно выразить следующим образом [13]:

$$F_Z = A\sigma_y + \rho_t Au^2, \quad (2)$$

где σ_y — динамический предел текучести материала подложки; ρ_t — плотность подложки; A — площадь контакта шарика и подложки по направлению проникновения; u — скорость проникновения шарика.

С учетом уравнения (2), масса шарика m , скорость его проникновения u и время t связаны между собой зависимостью

$$du = -\frac{F_Z}{m} = -\frac{A\sigma_y + \rho_t Au^2}{m} dt. \quad (3)$$

Пусть T — время до полной остановки шарика в подложке, тогда максимальную глубину проникновения в интегральной форме можно определить следующим образом:

$$Z_{\max} = \int_0^T u dt. \quad (4)$$

Подставив уравнение (3) в уравнение (4), выражение для максимальной глубины проникновения шарика можно записать в виде [13]

$$Z_{\max} = \int_0^T u dt = \int_0^{u_0} \frac{mu}{A\sigma_y + \rho_t Au^2} du = \frac{m}{4A\rho_t} \ln \left(1 + \frac{\rho_t u_0^2}{\sigma_y} \right), \quad (5)$$

где u_0 — начальная скорость шарика, которую при ИНЛУВ можно определить следующим образом [13]:

$$u_0 = \sqrt{\frac{8E}{\pi d^2} \left(\frac{1}{3} + \frac{\rho_f}{h\rho_b} \right)^{-\frac{1}{2}}}, \quad (6)$$

где ρ_f — плотность наночастицы; ρ_b — плотность подложки; h — отношение толщины поглощающего слоя к толщине слоя наночастиц; E — энергия лазерного импульса; d — диаметр лазерного пятна.

Подставив уравнение (6) в уравнение (5), получаем максимальную теоретическую глубину проникновения наночастицы, имплантированной в алюминиевый сплав АД1 при ИНЛУВ-1:

$$Z_{1,\max} = \frac{m}{4A\rho_t} \ln \left[1 + \frac{8E\rho_t}{\pi d^2 \sigma_y} \left(\frac{1}{3} + \frac{\rho_f}{h\rho_b} \right)^{-\frac{1}{2}} \right]. \quad (7)$$

Необходимые для вычисления параметры и их значения приведены в табл. 4. Теоретически максимальная глубина проникновения наночастиц в режиме ИНЛУВ-1 получается приблизительно 3.15 мкм.

Таблица 4. Параметры, их обозначения, единицы измерения и соответствующие значения во время имплантация WC-наночастиц в алюминий АД1

Параметры, обозначения, единицы измерения	Значение
Плотность наночастицы WC ρ_{WC} , г/см ³	15.63
Высота цилиндра l , нм	100
Плотность сплава АД1 $\rho_{АД}$, г/см ³	2.7
Энергия импульса E , Дж	6, 9, 12
Динамический предел текучести сплава АД1 σ_y , МПа	600
Диаметр лазерного пятна d , мм	3
Отношение толщины поглощающего слоя к толщине слоя наночастиц h	4

В экспериментальных исследованиях, проведенных в работе [7], наночастицы WC размером 100–500 нм имплантировали в поверхностный слой алюминиевого сплава АД1с помощью ЛУВ. Результаты показали, что глубина имплантации наночастиц WC в алюминиевый сплав АД1 составляет около 3 мкм. Таким образом, максимальная теоретическая глубина проникновения наночастицы в алюминиевый сплав АД1, полученные нами расчетным путем, хорошо согласуется с экспериментальным значением, что подтверждает достоверность разработанных конечно-элементной и аналитической моделей при режиме ИНЛУВ-1.

Режим ИНЛУВ-2. После ИНЛУВ-1 в алюминиевый сплав АД1 крупные зерна поверхностного слоя измельчаются, и, соответственно, динамический предел текучести увеличился. Динамический предел текучести подложки σ_y при ИНЛУВ можно определить следующим образом [13]:

$$\sigma_y = \frac{1}{2} \frac{\rho_t v_t u_0^2}{\exp\left(\frac{3}{2} \rho_t v_t \frac{b}{d \rho_q} - 1\right)}, \quad (8)$$

где ρ_t — плотность подложки; v_t — коэффициент Пуассона подложки; ρ_q — плотность шарика; u_0 — скорость проникновения; b — толщина подложки; d — диаметр шарика. В случае когда толщина подложки значительно больше диаметра шарика, формула заметно упрощается:

$$\sigma_y = \frac{\rho_t v_t u_0}{2}. \quad (9)$$

При ИНЛУВ-2 глубину проникновения имплантированной наночастицы можно определить из уравнения [14]

$$Z_{2, \max} = \frac{\rho_f l}{4 \rho_t} \ln \left[1 + \frac{8k}{3 v_t} \left(\frac{1}{3} + \frac{\rho_f}{h \rho_b} \right)^{-\frac{1}{2}} \sqrt{\frac{8E}{\pi d^2}} \right]. \quad (10)$$

Суммарную глубину проникновения WC-наночастицы в сплав АД1 при двукратном лазерном воздействии можно определить следующим образом:

$$Z = Z_{1, \max} + Z_{2, \max}. \quad (11)$$

Подставив все параметры в уравнение (11), получим, что общая глубина проникновения наночастиц WC в алюминиевый сплав АД1 при ЛУВИН-2 составляет примерно 5.32 мкм. В экспериментальных исследованиях [7] глубина имплантации наночастиц WC в алюминиевый сплав АД1 в режиме ЛУВИН-2 составляет около 5.11 мкм. Таким образом, расчетное значение глубины имплантации достаточно хорошо согласуется с экспериментальным значением, что подтверждает достоверность разработанных конечно-элементной и аналитической моделей и при режиме ИНЛУВ-2.

Выводы. Разработаны конечно-элементное и аналитические модели для определения глубины имплантации наночастиц в алюминиевую подложку при ИНЛУВ. Изучены 2 режима: однократное применение технологии ИНЛУВ (режим ИНЛУВ-1), и последовательное двукратное применение ИНЛУВ (режим ИНЛУВ-2). Показано, что глубина имплантации наночастиц при ИНЛУВ постепенно увеличивается как с увеличением энергии лазерного импульса, так и количества лазерных импульсов.

Показано, что рассчитанные с помощью МКЭ и аналитической моделью глубины имплантации наночастиц хорошо согласуются с экспериментальными данными как при ИНЛУВ-1, так и ИНЛУВ-2, что подтверждает достоверность разработанных моделей глубин имплантации.

Финансирование. Работа выполнена в рамках Государственного задания, шифр научной темы FFGU-2024-0019.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Zeng L. J., Wang Y., Wang. H. et al. Numerical and experimental investigation on temperature distribution of the discontinuous welding // Comput. Mater. Sci. 2009. V. 44. P. 1153.
2. Ferkel H., Mordike B. L. Magnesium strengthened by SiC nanoparticles // Mater. Sci. Eng. 2001. V. 298. P. 193.
3. Yilbas B. S., Arif A. F. Laser shock processing of aluminum: model and experimental study // J. Appl. Phys. 2007. V. 40. P. 6740.
4. Sakhvadze G. Zh. Use of laser shock hardening technology to improve the corrosion resistance of magnesium alloy implants // J. Mach. Manuf. Reliab. 2023. V. 52 (8). P. 895.
5. Sakhvadze G. Zh., Sakhvadze G. G. Combined model based on the finite element method and artificial neural networks for modeling laser shock peening of titanium–niobium implants // J. Mach. Manuf. Reliab. 2023. V. 52 (7). P. 741.
6. Molian P., Moliaa R., Nair R. Laser shock wave consolidation of nanodiamond powders on aluminum 319 // Appl. Surf. Sci. 2009. V. 255. P. 3859.
7. Lu L., Huang T., Zhong M. L. WC nano-particle surface injection via laser shock peening onto 5A06 aluminum alloy // Surf. Coating. Technol. 2012. V. 206 (22). P. 4525.
8. Cui C. Y., Cui X. G., Zhao Q. Simulation, microstructure and microhardness of the nano-SiC coating formed on Al surface via laser shock processing // Mater. Des. 2014. V. 62. P. 217.
9. Cui C. Y., Cui X. G., Li X. D. et al. Plastic-deformation-driven SiC nanoparticle implantation in an Al surface by laser shock wave: mechanical properties, micro structure characteristics, and synergistic strengthening mechanisms // Int. J. Plast. 2018. V. 102. P. 83.
10. Shypylenko A. V., Pshyk B., Crzeskowiak K. et al. Effect of ion implantation on the physical and mechanical properties of Ti-Si-N multifunctional coatings for biomedical applications // Mater. Des. 2016. V. 110. P. 821.
11. Lu L. Research on Micro-nano Particles Surface Injection via Laser Shock Peening Technology. Tsinghua University Doctoral Dissertation. Beijing. 2013. 147 p.
12. Ye C., Suslov S., Kim B. J. et al. Fatigue performance improvement in AISI 4140 steel by dynamic strain aging and dynamic precipitation during warm laser shock peening // Acta Mater. 2011. V. 59. P. 1014.

-
13. *Jia G. H., Sun X. Q., Pei S. X.* Critical penetration velocity and dynamic yield strength of target material // *J. Ballist.* 1998. V. 4. P. 46.
 14. *Ren X. D., Zhang Y. K., Yongzhuo H. F. et al.* Effect of laser shock processing on the fatigue crack initiation and propagation of 7050-T7451 aluminum alloy // *Mater. Sci. Eng.* 2011. V. A 528. P. 2899.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 532.5

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ
ПРОТОЧНОЙ ВИХРЕВОЙ ГАЗОГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ
ВОЛНОВОЙ МАШИНЫ, ПРЕДНАЗНАЧЕННОЙ
ДЛЯ ГЛУБОКОЙ ОЧИСТКИ ПРОМЫШЛЕННЫХ ГАЗОВ
ОТ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ И ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ**

© 2024 г. С. Р. Ганиев¹, О. В. Шмырков¹, В. П. Рудаков¹,
Д. В. Курменев¹, А. И. Крюков^{1,*}, Е. М. Конев¹

¹Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: lle@bk.ru

Поступила в редакцию 06.06.2024 г.

После доработки 08.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

В статье представлены результаты исследования эффективности экспериментального образца проточной вихревой газогидродинамической волновой машины при очистке промышленных газов от твердых частиц и токсичных компонентов. При расходе промышленных газов $0.097 \text{ м}^3/\text{с}$ и рабочей жидкости (водопроводная вода) 2 л/мин эффективность очистки промышленных газов от твердых частиц размером $5\text{--}60 \text{ мкм}$ и концентрации $10\text{--}60 \text{ г/м}^3$ составляет 99.9% . Эффективность очистки газа от окислов азота концентрации $250\text{--}450 \text{ мг/м}^3$ при использовании в качестве рабочей жидкости водопроводной воды составляет 75 и 93% в случае использования водных растворов кальцинированной соды $5\text{--}10\%$ и едкого натра 30% . Эффективность очистки промышленных газов от жидких частиц пластификатора при их концентрации $0.9\text{--}2.5 \text{ г/м}^3$ и использовании водопроводной воды в качестве рабочей жидкости составляет 99.7% .

Ключевые слова: волновая машина, вихревой генератор, глубокая очистка, газогидродинамическая эмульсия, тонкая жидкая пленка, закрученный поток, нейтрализация, улавливание

DOI: 10.31857/S0235711924060105, **EDN:** NOTCUC

Интенсификация производства промышленных изделий, особенно в тех отраслях, где используются плазменные технологии, технологии по переработке нефти и газа, композитных материалов, а также переработка изделий химического производства, потребовали существенной модернизации действующих в настоящее время устройств и разработки новых технологий для более глубокой очистки промышленных газов. Эффективность улавливания твердых частиц и нейтрализации токсичных компонентов в традиционных системах газоочистки крайне невелика и не достигает 70% при высоком потреблении воды и электроэнергии таких как мокрый циклон [1].

В ИЦНВМТ РАН при научном руководстве академика Ганиева Р. Ф. [2–4] более 30 лет ведутся разработки различного вида генераторов волн [5–7].

Целью настоящей статьи является разработка на теоретической основе волновых явлений и эффектов в многофазных средах экспериментального образца проточного

вихревого газогидродинамического аппарата для глубокой очистки промышленных газов от твердых частиц и токсичных компонентов, а также проведение лабораторных и промышленных испытаний для оценки эффективности его работы.

Методы и средства эксперимента. Принципиальная схема экспериментального образца модели проточной вихревой газогидродинамической волновой машины представлена на рис. 1, где 1 — верхний генератор; 2 — нижний генератор; 3 — система подачи рабочей жидкости; 4 — емкость для подачи рабочей жидкости; 5 — емкость с нейтрализующими составами; 6 — дозатор для приготовления рабочей жидкости; 7 — устройство подачи рабочей жидкости в верхний генератор; 8 — система ОФИ на выходе; 9 — сопло; 10 — опорный бак; 11 — завихритель; 12 — вентилятор; 13 — омический подогреватель; 14 — дозатор сыпучих сред; 15 — окно в опорный бак; 16 — система ОФИ на входе; 17 — отстойник; 18 — каплеотбойник.

Центральная часть волновой машины представляет собой два соосно-сочлененных между собой вихревых генератора цилиндрического типа 1, 2. В верхней части центрального блока волновой машины расположена система подачи рабочей жидкости в полость верхнего генератора 3. Она включает в себя емкость с водопроводной водой 4, емкость с нейтрализующим составом 5, дозаторами для приготовления рабочей жидкости 6 и устройство слива рабочей жидкости на внутреннюю поверхность верхнего генератора в виде тонкой жидкой пленки 7. На выходе очищенного газа волновой машины установлена система оптико-физических измерений (ОФИ) для измерения концентрации твердых частиц 8 и каплеотбойник 18 для полного улавливания тонких капель рабочей жидкости.

В верхней части нижнего вихревого генератора 2 установлено сопло 9. Входная часть этого генератора вмонтирована в опорный бак 10, здесь же в нижнем вихревом генераторе расположены лопатки завихрителя 11 под углом $\gamma = 43^\circ$ к оси генератора. Сбоку опорного бака установлен патрубок, на котором закреплены вентилятор 12

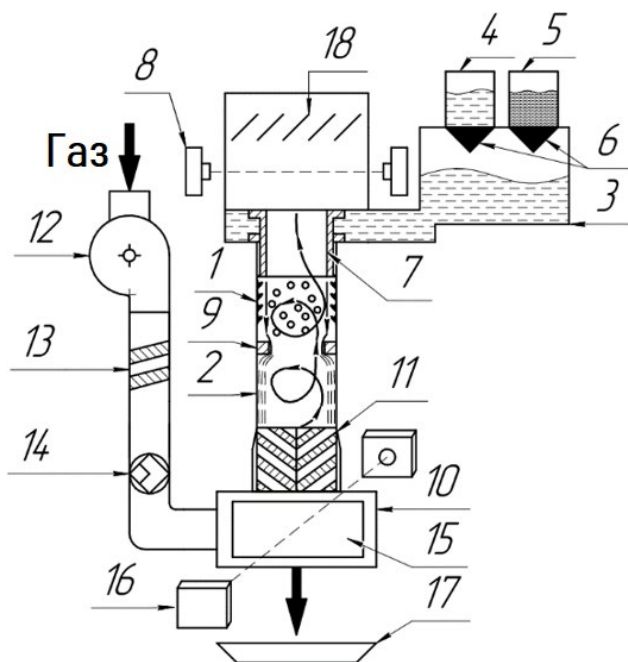


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментального образца проточной вихревой газогидродинамической волновой машины, предназначенной для глубокой очистки промышленных газов от твердых частиц и токсичных компонентов.

ВН-4 12, обеспечивающий постоянную подачу газа, омический подогреватель 13 для подогрева газа и емкость с дозатором сыпучих сред 14 для фиксированной подачи твердых частиц в опорный бак. В опорном баке предусмотрено окно 15 для наблюдения потока газа и регистрации концентрации твердых частиц на входе с помощью системы ОФИ 16. В нижней части опорного бака расположена емкость-отстойник 17 для приема и хранения уловленных материалов.

Внутренний диаметр генераторов был равен $d_{\Gamma} = 130$ мм. Длина верхнего генератора с пленочной подачей рабочей жидкости составляло $l_{\text{ВГ}}^* = l_{\text{ВГ}}/d_{\Gamma} = 12$. Длина нижнего вихревого генератора составляла $l_{\text{НГ}}^* = l_{\text{НГ}}/d_{\Gamma} = 3$. Диаметр сопла на выходе нижнего генератора $d_{\text{соп}}^* = d_{\text{соп}}/d_{\Gamma} = 0.77$. Исследование на эффективность работы волновой машины по очистке газа проводилось при постоянной подаче рабочего газа $G_{\Gamma} = 0.097$ м³/с, температуре газа $T_{\Gamma} = 290$ К и расходе рабочей жидкости $G_{\text{Ж}} = 2$ л/мин. Расход рабочей жидкости измерялся мерной емкостью с погрешностью $\approx 1\%$. Температура рабочей жидкости измерялась ртутным термометром с погрешностью 0.5%. Погрешность измерения концентрации твердых частиц в газе не превышало 0.5%. Измерение статического давления на стенках генераторов регистрировалось с помощью наклонных батарейных манометров ММН-200 с погрешностью $\pm 0.5\%$. Скорость выходящего газа определялась чашечным анемометром с погрешностью $\approx 1\%$. Для измерения концентрации твердых частиц на входе и выходе волновой машины была разработана система оптико-физических измерений (ОФИ). В состав ее входили: источники поляризованного света, коллимирующий объектив для отображения зоны регистрации в плоскость фотопленки, фоторегистратор. Источник света — импульсный, частотный, был создан на основе ксеноновой лампы ИФК-50. Длительность вспышки — $1 \cdot 10^{-5}$ с, частота вспышки — до 100 Гц. В качестве фоторегистратора применялась аэрофотокамера НКС-2, обеспечивающая частоту съемки до 48 кадров в секунду. Изображения частиц в плоскости пленки строились объективом с фокусным расстоянием $F = 80$ мм и диаметром $D = 60$ мм. Малая длительность вспышки источника обеспечивала получение изображения ансамбля частиц без размытия в плоскости фокусировки. Источник света работал синхронно с камерой. Импульсы на поджиг лампы ИФК-50 подавались в момент открытия затвора камеры. Оптическая система отображала в плоскость пленки тонкий слой воздушного потока, параллельный вектору скорости. Концентрация частиц оценивалась по негативам. Обработка их проводилась на автоматизированной системе анализа изображений (АСАИ). Погрешность измерений не превышала $\Delta = 0.5\%$. При проектировании экспериментального образца волновой машины за опорный размер был принят внутренний диаметр генераторов. Остальные линейные размеры генераторов были рассчитаны с использованием работ [8, 9]. Подача рабочей жидкости в полость верхнего генератора осуществлялась в виде тонкой жидкой пленки, стекающей по внутренней поверхности генератора, а также подача встречного закрученного потока газа были выбраны на основе опубликованных материалов в работах [10, 11]. При проведении визуализационных исследований использовались трубы, изготовленные из оптически прозрачного оргстекла. При этом в качестве методов исследования использовался теневой метод и метод оптически активных сред в поляризованном свете. При наличии в газе твердых частиц и химически активных компонентов использовались трубы, выполненные из химически устойчивых материалов.

Результаты исследований. Измерение статического давления по длине генераторов при максимальном расходе потока закрученного газа $G_{\Gamma} = 0.14$ м³/с без подачи рабочей жидкости в полость генератора показали, что потери давления по длине волновой машины не превышают $\Delta P = 65$ мм. вод. ст. В диапазоне изменения расхода газа $G_{\Gamma} = 0.04$ – 0.14 м³/с потери давления растут по параболическому закону (рис. 2). Основные потери давления происходят за счет сопла и завихрителя нижнего вихревого генератора: 93–94%. Потери давления за счет трения составляют 6–7%.

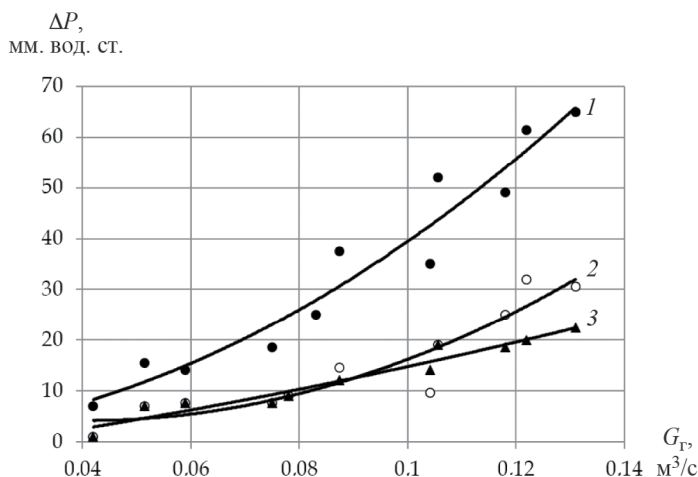


Рис. 2. Зависимость потерь давления от расхода газа $\Delta P = f(G_{\Gamma})$ при $T_{\text{Гвх}} = 290$ К: 1 — по всей длине; 2 — в сопле; 3 — в завихрителе.

При отсутствии подачи газа многократный пролив системы подачи рабочей жидкости (водопроводная вода) при расходе $G_{\text{Ж}} = 2\text{--}4$ л/мин показал, что только при расходе рабочей жидкости $G_{\text{Ж}} = 2$ л/мин на внутренней поверхности верхнего генератора образуется тонкая пленка жидкости, которая равномерно и устойчиво по всей внутренней поверхности генератора стекает до сопла, отрывается от поверхности сопла и стекая тонкими струйками на лопатки завихрителя, далее попадает в опорный бак и далее в отстойник.

В ряде работ было показано, что в тонкой жидкой пленке при критическом расходе образуются двухмерные волны гармонического типа, переходящие по мере движения пленки в трехмерные волны, а также периодическое движение, состоящее из одиночных волн, амплитуда и частота которых при этом возрастает [11, 12]. В нашем случае при расходе $G_{\text{Ж}} = 2$ л/мин в тонкой жидкой пленке в начале формируется волны гармонического типа, по мере стекания пленки гармонический тип волн сохраняется, но при этом амплитуда и частота волн возрастает. При подаче газа в волновую машину с расходом $G_{\Gamma} = 0.04\text{--}0.14$ м³/с поток газа закручивается в вихревом генераторе и подается в верхний генератор вместе с массой жидкости, попавшей на лопатки завихрителя. Как показали визуализационные наблюдения, в начальный период при небольших расходах газа пленка жидкости за счет воздействия встречного закрученного потока газа стекает вниз по внутренней поверхности верхнего генератора в виде тонкой плоской спирали, удлиняя путь пленки жидкости до сопла и увеличивая число Рейнольдса при котором реализуется устойчивое волновое течение в пленке. При расходе газа $G_{\Gamma} = 0.05$ м³/с волны сохраняют гармонический характер, амплитуда волн в конце рабочей камеры верхнего генератора возрастает практически на порядок, частота волн так же увеличивается, пленка как бы сморщивается. При $G_{\Gamma} = 0.08$ м³/с волны приобретают нелинейный характер. При $G_{\Gamma} = 0.09$ м³/с в результате резонансного взаимодействия волновых процессов в пленке жидкости и в вихревом потоке газа волны начинают опрокидываться, на их гребнях появляются пенные буруны, возникает обратное течение жидкости против основного течения жидкой пленки [10, 11]. При дальнейшем увеличении расхода газа до $G_{\Gamma} = 0.097$ м³/с и более буруны смыкаются между собой, образуя мелкомасштабную высоко турбулентную газогидродинамическую эмульсию, которая заполняет практически весь объем генератора выше сопла. При расходе газа $G_{\Gamma} = 0.097$ м³/с

и расходе рабочей жидкости $G_{\text{Ж}} = 2$ л/мин потери давления возрастают в 1.5–2.0 раза. Полное давление при этом по оси генератора остается ниже атмосферного.

Измерение температуры газа на входе и выходе волновой машины показало, что при прохождении его через эмульсионное образование, температура газового потока уменьшается. Газ, при проходе через газогидродинамическую эмульсию, очищается и выходит из волновой машины через прозрачную трубу. Жидкая фаза вместе с уловленными материалами попадает в приосевую область генераторов, стекает вниз через опорный бак в отстойник. При увеличении расхода газа более чем $G_{\text{Г}} = 0.1$ м³/с режим нарушается, жидкая пленка теряет устойчивость и вся жидкость вместе с газом выносятся из волновой машины в каплеотбойник.

Результаты исследования эффективности очистки газа от твердых частиц (рис. 3) были получены на режиме возникновения и сохранения газогидродинамической волновой эмульсии, при расходе рабочей жидкости (водопроводная вода) $G_{\text{Ж}} = 2$ л/мин, при расходе газа $G_{\text{Г}} = 0.097$ м³/с, $T_{\text{Г}} = 290$ К и концентрации твердых частиц в газе 20–100 гр/м³. В качестве твердых частиц была использована зола от дымогарных газов ТЭС, размолотая на шаровой мельнице до размера частиц 5–60 мкм.

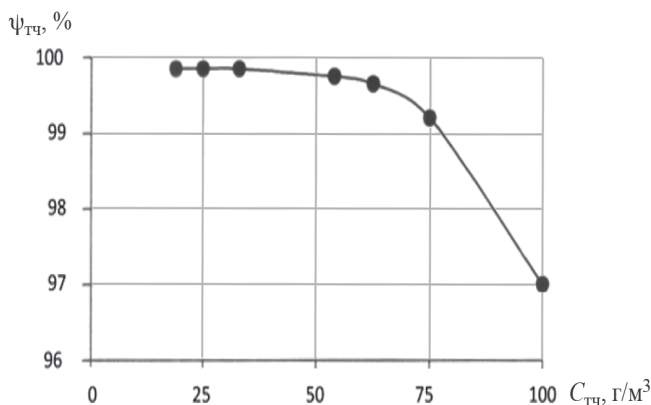


Рис. 3. Зависимость эффективности очистки промышленного газа $\psi_{\text{тч}}$ от концентрации твердых частиц в газе $C_{\text{тч}}$ при расходе промышленного газа $G_{\text{Г}} = 0.097$ м³/с, расходе рабочей жидкости $G_{\text{Ж}} = 2$ л/мин, $T_{\text{Г}} = 290$ К.

Эксперименты были проведены в специальном боксе, предназначенном для работы с пылевыми средами. Результаты этих исследований показали, что уровень очистки газа от твердых частиц может достигать 99.9% при концентрации золы $C_{\text{тч}} = 20$ –60 г/м³. С увеличением концентрации золы до 100 г/м³ эффективность очистки снижается и становится равной $\approx 97\%$.

Теневые фотографии потока на входе и выходе волновой машины при концентрации твердых частиц $C_{\text{тч}} = 20$ г/м³ приведены на (рис. 4), которые дополнительно свидетельствуют о высоком уровне очистки газового потока.

Исследования эффективности улавливания и нейтрализации окислов азота волновой машиной проводилось в цехе предприятия «Форт» ГУП «МОЭТЗК» вблизи устройства газопламенной резки металлов. Волновая машина осуществляла забор 5–8% газов из существующей магистрали цеховой вентиляции, обеспечивающей отвод газов от устройства газопламенной резки металлов. Режим работы волновой машины был установлен при расходе рабочей жидкости $G_{\text{Ж}} = 2$ л/мин, расходе очищаемого газа $G_{\text{Г}} = 0.097$ м³/с, концентрации окислов азота на входе в установку — 350 мг/м³. Окислы азота NO_x , образующиеся в рабочей зоне устройства газопламенной резки металлов, представляли собой в основном $\sim 90\%$ диоксида азота NO_2 ,

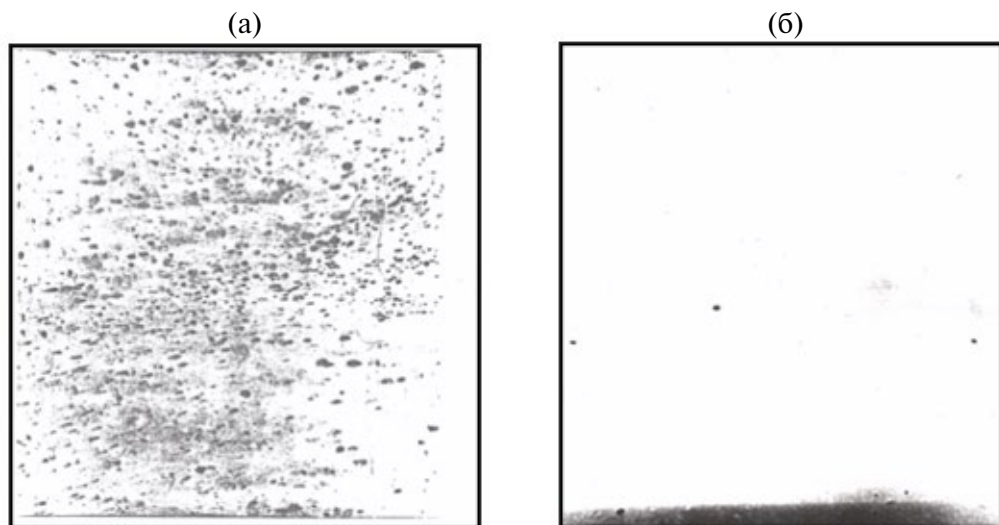


Рис. 4. Фотографии потока на входе (а) и выходе (б) волновой машины при концентрации твердых частиц в газе $C_{\text{тч}} = 20 \text{ г/м}^3$, $G_{\text{ж}} = 2 \text{ л/мин}$, $G_{\text{г}} = 0.097 \text{ м}^3/\text{с}$, $T_{\text{г}} = 290 \text{ К}$.

остальное NO. В качестве рабочей жидкости использовалась водопроводная вода, растворы в воде щелочи NaOH с концентрацией $\sim 30\%$ и кальцинированной соды Na_2CO_3 с концентрацией 5 и 10%. Приготовленную рабочую жидкость заливали в сливной бак, откуда насосом перекачивали в сливное устройство волновой машины. Измерение состава газа на входе и выходе волновой машины осуществлялось с использованием газоанализатора «Testo» непосредственно на месте отбора проб газа, так и с использованием стандартной методики обработки отобранных проб газа в условиях химической лаборатории завода. В результате проведенных измерений было получено, что эффективность улавливания и нейтрализации окислов азота при использовании в качестве рабочей жидкости водопроводной воды составила 75%. При использовании в качестве рабочей жидкости 5–10% раствора в воде кальцинированной соды или 30% раствора в воде щелочи эффективность очистки газа от окислов азота составила 90–93%.

Исследование эффективности улавливания и очистки паров пластификатора волновой машиной проводилось в лабораторных условиях при расходе газа $G_{\text{г}} = 0.097 \text{ м}^3/\text{с}$, расходе рабочей жидкости (водопроводная вода) $G_{\text{ж}} = 2 \text{ л/мин}$, температура газа $T_{\text{г}} = 290 \text{ К}$ и концентрации паров пластификатора в газе $C_{\text{пл}} = 0.9\text{--}2.5 \text{ г/м}^3$. Рабочая жидкость — водопроводная вода. Дисперсия и концентрация паров в газе соответствовали аналогичным на выходе из газохода общей вентиляции каландрового цеха Мамонтовского завода по изготовлению искусственных кож. В опорный бак волновой машины пластификатор подавался с помощью распылительного устройства в виде аэрозоля при подаче вентилятором воздуха с расходом $G_{\text{г}} = 0.097 \text{ м}^3/\text{с}$. Полученная смесь воздуха и паров пластификатора подавалась на вход в волновую машину. Регулирование расхода пластификатора осуществлялось посредством изменения давления в питающей емкости с помощью редуктора. Массовая концентрация аэрозоля в газе определялась отношением расхода пластификатора к расходу воздуха. Замеры концентрации паров пластификатора на входе и выходе волновой машины осуществлялось с помощью ОФИ. В результате проведенных испытаний было получено, что при изменении концентрации паров пластификато-

ра в газе во всем диапазоне значений $C_{\text{пл}} = 0.9\text{--}2.5 \text{ г/м}^3$ эффективность очистки газа от паров пластификатора волновой машины составляла 99.7%.

Исследования эффективности улавливания капролактама волновой машиной проводилось на территории ОАО «Химволокно» г. Шекино. Отбор паров капролактама производился из подфилъерного пространства прядильной машины. Концентрация паров капролактама в газе составляла 60 мг/м^3 , расход газа составлял $G_{\text{Г}} = 0.097 \text{ м}^3/\text{с}$, расход рабочей жидкости (водопроводная вода) $G_{\text{Ж}} = 2 \text{ л/мин}$ при температуре $T_{\text{Ж}} = 320 \text{ К}$. При этом в волновой машине обеспечивался устойчивый режим образования газогидродинамической эмульсии. Измерение скорости потока газа проводилось с использованием чашечного анемометра и секундомера. Анализ воздушной смеси на входе и на выходе волновой машины проводился санитарно-промышленной лабораторией предприятия «Химволокно». Результаты исследования показали, что эффективность улавливания аэрозолей капролактама составляет ~80%. Повторное использование рабочей жидкости позволило увеличить концентрацию капролактама в ней до 30% и возврат этого материала в технологический цикл прядильной машины.

Заключение. 1. Разработан экспериментальный образец проточной вихревой волновой машины, предназначенной для глубокой очистки промышленных газов от твердых частиц и токсичных компонентов. В результате проведенных исследований в лабораторных и полевых условиях было получено, что при расходе промышленных газов $G_{\text{Г}} = 0.097 \text{ м}^3/\text{с}$, $T_{\text{Г}} = 290 \text{ К}$, расходе рабочей жидкости (водопроводная вода) $G_{\text{Ж}} = 2 \text{ л/мин}$, эффективность улавливания твердых частиц размером 5–6 мкм, при концентрации $10\text{--}60 \text{ г/м}^3$ составляет 99.9%. С увеличением концентрации твердых частиц в газе до 100 г/м^3 эффективность улавливания твердых частиц снижается на ~3%. Эффективность улавливания и нейтрализации окислов азота при использовании в качестве рабочей жидкости водопроводной воды составляет 70%. Эффективность очистки газа от окислов азота при концентрации их в промышленном газе $250\text{--}450 \text{ мг/м}^3$ и использовании в качестве рабочей жидкости 5–10% раствора в воде кальцинированной соды или 30% раствора в воде щелочи составляет 90–95%. Эффективность очистки промышленных газов от жидких частиц пластификатора при их концентрации в газе $0.9\text{--}2.5 \text{ г/м}^3$ и использовании водопроводной воды в качестве рабочей жидкости составляет — 99.7%. Эффективность улавливания капролактама при концентрации его в промышленных газах 60 мг/м^3 составляет — 80%.

2. Показано, что на режиме: расход газа $G_{\text{Г}} = 0.097 \text{ м}^3/\text{с}$, $T_{\text{Г}} = 290 \text{ К}$, расход рабочей жидкости $G_{\text{Ж}} = 2 \text{ л/мин}$, в результате резонансного взаимодействия волновых процессов в жидкой пленке и в вихревом потоке газа во всем объеме верхнего генератора возникает газогидродинамическая эмульсия, при прохождении которой, происходит глубокая очистка газа от твердых частиц и токсичных компонентов. При этом потери давления в волновой машине увеличиваются в 1.5–2 раза, а температура в газе снижается.

3. Модульное исполнение экспериментального образца, его малое гидравлическое сопротивление (65 мм. вод. ст.), высокая производительность и низкая потребляемая энергия дает возможность увеличивать производительность очистных сооружений путем объединения волновых машин в различные блоки потребной производительности.

4. Многократное использование рабочей жидкости позволяет увеличить концентрацию улавливаемых материалов, при которой обеспечивается возврат их в технологический цикл или использования в народном хозяйстве.

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 об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ушаков В. В.* СССР Авторское свидетельство 603412 А1. Мокрый циклон, 1978.
2. *Ганиев Р. Ф.* Волновые машины и технологии (введение в волновую технологию). М.: Научно-издательский центр «Регулярная и хаотическая динамика», 2008. 192 с.
3. *Ганиев Р. Ф., Украинский Л. Е.* Нелинейная волновая механика и технологии. М.: Научно-издательский центр «Регулярная и хаотическая динамика», 2008. 712 с.
4. *Ганиев Р. Ф.* Нелинейные резонансы и катастрофы. Надёжность, безопасность и бесшумность. М.: Научно-издательский центр «Регулярная и хаотическая динамика», 2013. 592 с.
5. *Ганиев Р. Ф., Шмырков О. В., Рудаков В. П.* Проточный вихревой газодинамический генератор эмульгационного типа, предназначенный для очистки промышленных газов от твердых частиц // Справочник. Инженерный журнал. С приложением. 2015. № 9. С. 6.
6. *Ганиев Р. Ф., Шмырков О. В., Жебынёв Д. А., Ганиев О. Р., Фельдман А. М.* Исследование влияния геометрических размеров гидродинамического вихревого генератора колебаний на спектральные характеристики // Инженерный журнал. 2010. № 5. С. 15.
7. *Ганиев С. Р., Крюков А. И., Рудаков В. П., Шмырков О. В.* Исследование течения и спектральных характеристик в проточном гидродинамическом генераторе плоского типа при изменении степени перекрытия потока цилиндрическими телами обтекания и давлении перед и за ними // Изв. РАН. МЖГ. 2023. № 2. С. 3.
8. *Аветьян М. Г., Витушкин В. В., Воронов И. Д., Стручков Э. В., Шмырков О. В.* РФ Патент 2047327. Способ очистки газа от примесей, 1995.
9. *Ранк Г.* США Патент 1952281, 1934.
10. *Кафаров В. В., Плановский А. Н.* Научное открытие «Явление скачкообразного увеличения тепло- и массообмена между газовой и жидкой фазами в режиме инверсии фаз». № 141 с приоритетом от 6 июля 1949 г.
11. *Нигматулин Р. И.* Динамика многофазных сред. Часть II. М.: Наука, 1987. 360 с.
12. *Капица П. П., Капица С. П.* Волновое течение тонких слоев вязкой жидкости // Журнал экспериментальной и теоретической физики. 1949. Т. 19. № 2. С. 105.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 666.3; 666.3–135

**ИССЛЕДОВАНИЕ МИКРОСТРУКТУРЫ
РЕАКЦИОННО-СПЕЧЕННОЙ КАРБИДОКРЕМНИЕВОЙ КЕРАМИКИ
С ПРИМЕНЕНИЕМ ПОДХОДОВ ЦИФРОВОГО МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЯ**

© 2024 г. М. А. Марков¹, А. Г. Чекуряев^{1,2}, М. М. Сычев^{1,2},
И. Н. Кравченко^{3,*}, Д. А. Дюскина¹, А. Н. Николаев¹, А. Д. Быкова¹,
А. Н. Беляков¹, А. В. Смольянов⁴

¹НИЦ «Курчатовский институт» — ЦНИИ КМ «Прометей»,
Санкт-Петербург, Россия

²Санкт-Петербургский государственный технологический институт
(технический университет), Санкт-Петербург, Россия

³Институт машиноведения имени А. А. Благонравова РАН, Москва, Россия

⁴Национальный исследовательский Мордовский государственный
университет имени Н. П. Огарёва, Саранск, Россия

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

Поступила в редакцию 07.05.2024 г.

После доработки 02.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

В статье экспериментально установлено, что физико-механические характеристики реакционно-спеченных карбидокремниевых керамик являются напрямую чувствительными не только к параметрам дефектации структуры, но и к совокупности однородности распределения всех компонентов в объеме материала, что во многом определяют технологические параметры формования керамических порошков.

Ключевые слова: керамика, карбид кремния, реакционное спекание, силицирование, лакуарность, структура, цифровое материаловедение

DOI: 10.31857/S0235711924060112, **EDN:** NOPVET

На сегодняшний день широкое применение в промышленности находят конструкционные материалы на основе карбида кремния, обладающие высокой прочностью, износостойкостью и химической стойкостью при работе в условиях окислительных сред [1–7]. Для получения карбидокремниевых керамик с пониженной пористостью, помимо технологий горячего прессования, твердофазного и жидкофазного спекания, применяют метод реакционного спекания (силицирования), который зарекомендовал себя, в частности, при производстве узлов трения и жаропрочных изделий машиностроения [8–10].

Физико-механические характеристики карбидокремниевых материалов для конкретных или заданных целей эксплуатации можно повышать в широких пределах за счет регулирования технологических параметров синтеза (формование, спекание) и модификации структуры (формирование фазового и химического состава), что составляет определяющее преимущество [11]. Реакционно-спеченные карбидокремниевые материалы, полученные различными методами формования, имеют сложную

многокомпонентную структуру, что определяет широкий спектр аналитических подходов к ее исследованию и оптимизации [12].

Целью статьи является экспериментальное обоснование влияния численной оценки структуры реакционно-спеченных карбидокремниевых материалов на их формируемые физико-механические характеристики, с применением перспективного аналитического подхода в цифровом материаловедении.

Материалы и методы исследований. Для изготовления образцов литых и прессованных керамик перемешиванием в барабанном смесителе подготовлена механическая смесь чистых порошков карбида кремния: SiC M40, средний размер частиц 40–50 мкм, 70% мас., SiC M5, средний размер частиц 3–5 мкм, 30% мас. (рис. 1а).

Механическую смесь порошков подвергали плакированию углеродом в количестве 5–20% мас. сверх массы шихты. Для равномерного распределения источника углерода (технической сажи П-803) плакирование осуществляли в чашевом вибрационном истирателе. Изменения фазового состава порошков вследствие нагрева при истирании не зафиксировано (рис. 1б).

Прессованные керамики получены из композиционных порошков на одноосном гидравлическом прессе под давлением порядка 100 МПа, с введением 2% мас. пластификатора — водного раствора полиэтиленгликоля.

Литые керамики получены методом горячего шликерного литья под давлением порядка 6 бар в металлические разборные формы. Для получения термопластичного шликера в композиционный порошок добавляли парафиново-восковой пластификатор в количестве 15–17% мас., что обеспечивало литьевые свойства суспензии при температуре 70–75 °С.

Для проведения процесса реакционного спекания высушенные керамические заготовки после удаления пластификатора обсыпалась кусковым высокочистым кремнием (70% мас. от массы керамической заготовки) и подвергалась спеканию в вакууме при температуре 1550 °С в течение 15 минут. После спекания керамические образцы проходили пескоструйную обработку для удаления с поверхности изделий избытка кремния.

Плотность керамик определяли методом гидростатического взвешивания. Пористость измеряли на оптическом микроскопе Meiji Techno IM 7200 с помощью компьютерного анализатора изображения «ВидеоТесТ-3.0». Модуль упругости определяли на установке Звук-130. Прочность при трехточечном изгибе измеряли

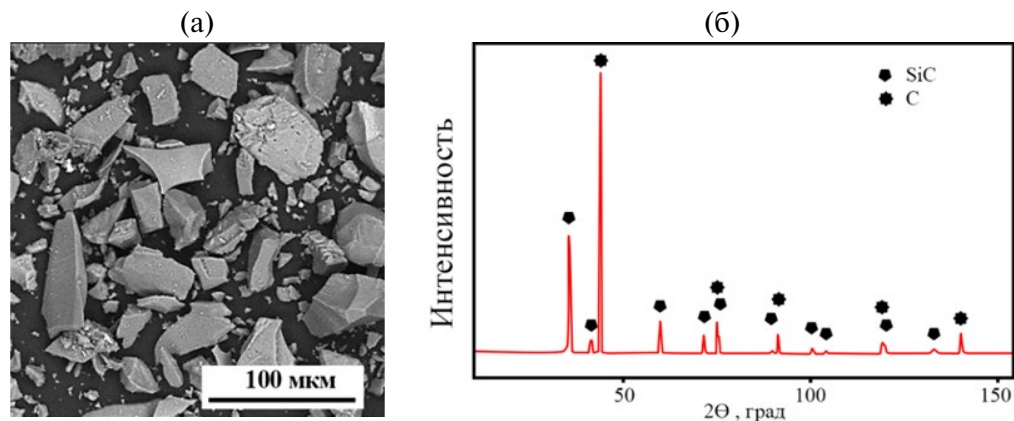


Рис. 1. Пример механической обработки высокотвердого реакционно-спеченного карбида кремния:

(а) — общий вид механической смеси карбидокремниевых порошков; (б) — рентгенограмма композиционного порошка, плакированного технической сажой; (в) — литой материал с выделенными частицами первичного карбида кремния.

на установке ShimadzuAG-300kNX. Фазовый состав изучали на многофункциональном рентгеновском дифрактометре Rigaku Ultima IV. Микроструктуру и элементный состав образцов изучали на сканирующем электронном микроскопе Tescan Vega 3 [13, 14].

Результаты исследований. Следует выделить основные преимущества метода реакционного спекания, применительно к синтезу керамических карбидокремниевых материалов для изделий конструкционного назначения [15, 16]: 1) сохранение высоких прочностных характеристик, при существенном понижении температуры спекания, что определяет экономическую альтернативу технологии, по сравнению с такими распространенными методами синтеза, как жидкофазное и твердофазное спекание; 2) наличие минимальной усадки, достигающей значений не более 1% об., что позволяет говорить о фактически безусадочной технологии; 3) возможность применения различных типов компактирования исходных порошковых материалов (прессование, литье, аддитивное построение), что определяется высокой относительной плотностью синтезируемой керамики, достигающей значений более 99%.

Применение метода горячего шликерного литья карбидокремниевых порошков на органической связке под давлением в разъемные аддитивные формы с последующим реакционным спеканием (силицированием) позволяет формировать изделия сложной геометрии, например, центробежные или втулочные изделия с резьбой (рис. 2). В свою очередь, получение сложнопрофильного изделия прессованием исходных порошков на двухосном прессе на практике затруднительно, из-за неравномерности распределения давления. Как правило, прессованные высокотвердые керамики формуются и спекаются в виде прямоугольных или круглых заготовок с последующей механической обработкой алмазным инструментом.



Рис. 2. Макет изделия сложной геометрии с резьбой.

Реакционно-спеченный карбид кремния вне зависимости от способа компактирования шихты представляет собой матрицу, состоящую из зерен исходного или первичного карбида кремния SiC^{I} , которые фактически скреплены связующим наполнителем — зернами вторичного карбида кремния SiC^{II} , образующимися по реакции (1) вследствие пропитки жидким кремнием заготовки, содержащей в своем объеме углеродный компонент



На рис. 3 показана характерная каркасная структура на примере прессованной керамики.

Структурные характеристики прессованных и литых керамик имеют существенные визуальные отличия. Однако следует отметить, что в доступных современных литературных источниках сравнение технологий строится преимущественно на анализе прочностных свойств, определяемых на стандартных образцах [17].

Предложенный численный анализ структуры реакционно-спеченных карбидо-кремниевых керамик имеет корреляцию с определяемыми физико-механическими характеристиками, что позволяет говорить о перспективах использования новых описательных подходов в цифровом материаловедении к возможностям модернизации технологии керамических материалов с регулируемым или задаваемым комплексом свойств.

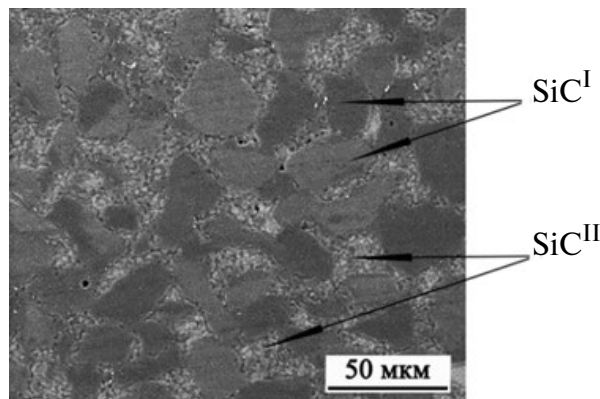


Рис. 3. Характерная структура прессованного реакционно-спеченного карбида кремния, с введением технической сажи 15% мас. при малой фокусировке.

В качестве критерия структурного анализа выбрана характеристика лакунарности или однородности распределения объектов (частиц) в пространстве. Анализ осуществлялся обработкой графического изображения фрагмента типовой структуры поперечного сечения изучаемого материала, полученной посредством электронной микроскопии с высоким разрешением.

В работах [18–20] экспериментально показано, что чем ниже значение лакунарности, тем более однородно распределены частицы по площади фрагмента анализируемого изображения. Для расчета исследуемое пространство разбивают на квадратные ячейки и высчитывают их массы.

Массой ячейки является число центров масс анализируемых частиц, попавших в эту ячейку. После подсчета возможно получить среднее значение массы ячейки (среднее число центров масс частиц в ячейке) и их стандартное квадратичное отклонение. Отношение стандартного квадратичного отклонения к средней массе ячейки, возведенное в квадрат, представляет собой значение лакунарности

$$\Lambda = \left(\frac{\sigma}{\mu} \right)^2, \quad (2)$$

где σ , μ — стандартное отклонение и среднее значение количества центров масс частиц наполнителя в сегментах соответственно.

Снижение величины параметра (2) соответствует уменьшению доли не заполненных анализируемыми частицами областей и, соответственно, повышению равномерности заполнения ими пространства.

Параметр лакулярности можно посчитать при разных размерах ячеек, таким образом можно выявить зависимость данного параметра от масштаба изучения (размера ячейки) и оценить масштабную инвариантность распределения частиц в изучаемой области.

Расчетные данные параметра лакулярности первичных зерен карбида кремния показали, что однородность их распределения, как матричного компонента, в прессованной реакционно-спеченной керамике значительно выше (в 3.4 раза) по сравне-

нию с литым материалом, в условиях сравнения при изготовлении керамик из аналогичных шихтовых смесей (с введением 15% мас. технической сажи).

Результаты расчета лакуарности по зернам первичного карбида кремния можно наблюдать на графике (рис. 4). Расчет был проведен по серии фотографий структур с различной фокусировкой от 50 мкм (приближение) до 200 мкм (отдаление). Из данных следует, чем меньше фокусировка изображений, тем большее количество анализируемых частиц участвует в расчете, следовательно, уменьшение масштаба изображения приводит к более выраженной разнице значений лакуарности по зернам первичного карбида кремния для двух сравниваемых технологий, что наглядно подтверждает чувствительность применяемого метода к анализируемому структурному объекту.

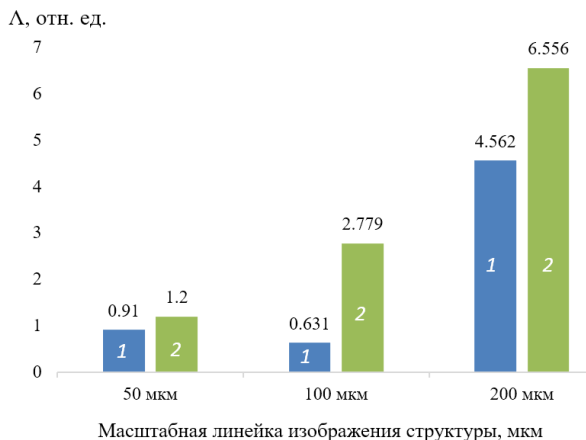


Рис. 4. Сравнение параметра лакуарности прессованных 1 и литых 2 керамик на основе реакционно-спеченного карбида кремния по первичным зернам, с введением технической сажи 15% мас.

В табл. 1 приводятся физико-механические характеристики реакционно-спеченных керамик на основе карбида кремния, с введением технической сажи 15% мас., применительно к сравниваемым технологиям. Видно, что прочностные характеристики литых керамик ниже, чем прессованных. Однако связать падение прочности с пористостью материалов (что характерно для твердофазного спекания) не представляется возможным, данный параметр не превышает значения 0.1% об. Это связано с тем, что механизм реакционного спекания обусловлен заполнением порового пространства продуктами химического взаимодействия углерода с жидким кремнием, при этом в порах может присутствовать как основной компонент — вторичный карбид кремния, так и побочный — твердый раствор типа C/SiC, и избыток кристаллизовавшегося кремния, что, по-видимому, может быть связано с размером отдельных пор, концентрацией углеродного компонента и скоростью прохождения химической реакции (силицирования).

Таблица 1. Физико-механические характеристики керамик на основе реакционно-спеченного карбида кремния, с введением технической сажи 15% мас.

Технологический метод/ свойства керамик	$\rho \pm 0,2$, г/см ³	$P \pm 0,1$, %	$E_{\text{упр}} \pm 20$, ГПа	$\sigma_{\text{изг}} \pm 20$, МПа
Литье	3.05	1.0	350	310
Прессование	3.10	1.0	380	380

Известно [8, 15], что зарождение зерен вторичного карбида кремния и их дальнейший рост осуществляется на площади поверхности первичных зерен, содержащих углерод, который преимущественно плакируется на твердые частицы при перемешивании и формировании композиционного порошка. Прочность керамик определяется матрицей из зерен первичного карбида кремния. Следовательно, при однородном их распределении объем спекаемого материала характеризуется отсутствием избыточных областей или «островковых зон» связующего наполнителя, что очевидным образом может негативно влиять на характеристики изгибной прочности и модуль упругости (рис. 5). Отметим, что можно поставить знак равенства между прочностными свойствами на изгиб и растяжение для керамических материалов, исходя из их структурных параметров ориентации зерен.

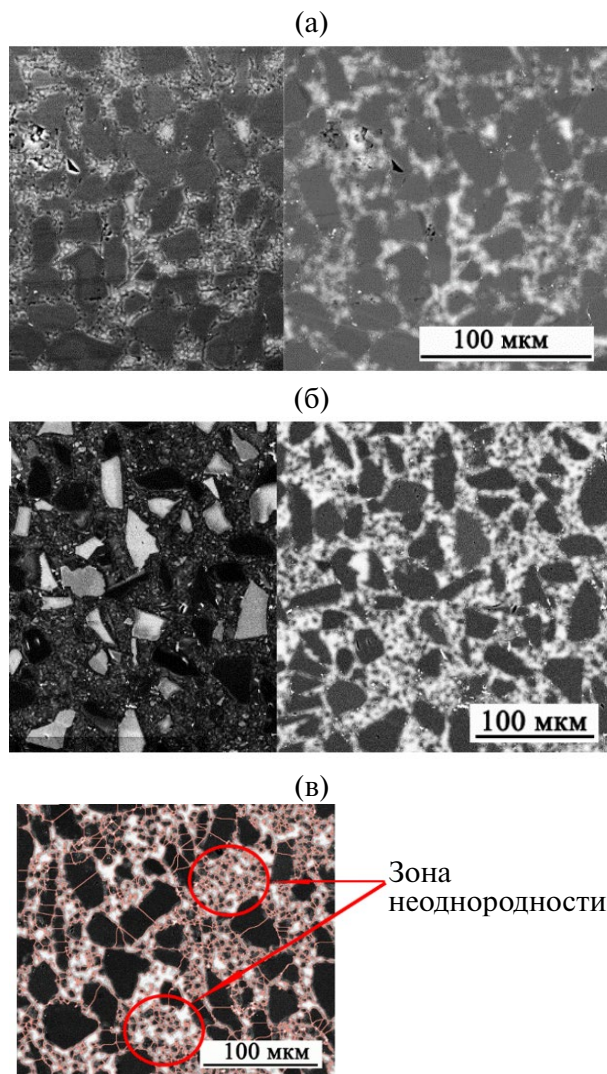


Рис. 5. Характерная структура прессованных и литых керамик на основе реакционно-спеченного карбида кремния, с введением технической сажи 15% мас.: (а) — прессованный материал; (б) — литой материал; (в) — литой материал с выделенными частицами первичного карбида кремния.

Другим фактором, влияющим на прочность синтезируемой керамики, может являться наличие остаточного кремния в объеме, как наиболее хрупкой фазы. Результаты энергодисперсионного анализа структуры показывают, что наличие металлического кремния определяется точечными зонами с наиболее засветленными участками (рис. 6а).

Для литых керамик характерна повышенная концентрация включений кремния (в 1.5 раза) по сравнению с прессованными материалами, исходя из ручного расчета отношения суммарной площади засветленных участков к площади анализируемой поверхности на серии фотографий структур.

Данный параметр также имеет высокую сходимость как с плотностью материалов, так и с рассчитываемым параметром лакуарности по кремниевой составляющей, что продемонстрировано зависимостью на графике (рис. 6б). На наш взгляд этот интересный факт вызван тем обстоятельством, что в прессованной керамике кристаллизовавшийся в меньших количествах кремний заполняет отдельные структурные области, формируя неоднородное распределение. В то время, как в литых керамиках многочисленные точечные вкрапления кремния наблюдаются более часто, что приводит к более равномерному заполнению. С учетом того, что такие зоны являются концентраторами напряжений, прочность литых керамик понижается.

Далее рассмотрим изменение прочности литой керамики в зависимости от содержания углерода в отформованной заготовке. Чем выше содержание углерода, как источника химической реакции, тем больше содержание вторичного карбида

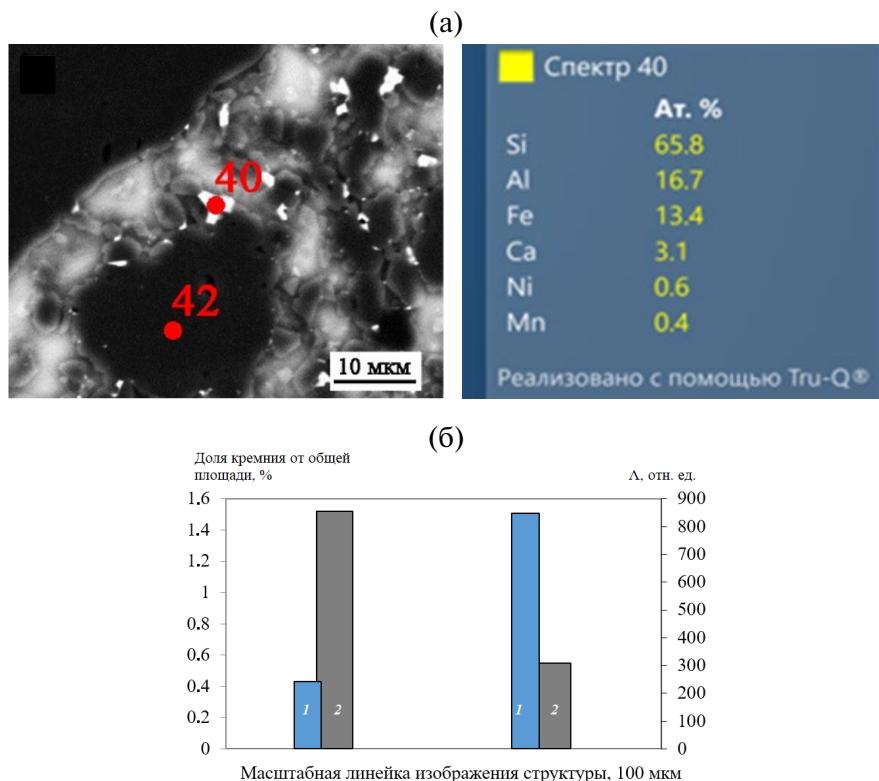


Рис. 6. Сравнение параметра лакуарности прессованных 1 и литых 2 керамик на основе реакционно-спеченного карбида кремния по кремниевым включениям с введением технической сажи 15% мас.:

(а) — включения кремния, участок структуры литой керамики;

(б) — зависимости распределения кремния.

кремния в спеченном керамическом материале, что приводит к прочному сцеплению каркаса. Повышение содержания углерода обеспечивает высокую удельную реакционную поверхность по границам зерен первичного карбида кремния. Равномерный рост вторичного карбида кремния во всех направлениях обеспечивает повышение однородности распределения первичного карбида кремния в спеченном материале, что подтверждается расчетными значениями лакуарности. Экспериментально определено (рис. 7), что функции изменения лакуарности по зернам первичного карбида кремния и модуля упругости в литых керамиках описываются близкими уравнениями, что обеспечивает более высокий уровень взаимосвязи «структура—свойство (прочность)» в соответствии с концепцией классического материаловедения.

Таким образом, можно сделать обобщающий вывод, что физико-механические характеристики реакционно-спеченных карбидокремниевых керамик являются напрямую чувствительными не только к параметрам дефектации структуры, но и к совокупности однородности распределения всех компонентов в объеме материала, что, во многом, определяет способ компактирования (технология прессования или литья). В свою очередь, численные параметры лакуарности позволяют оценивать однородность структуры материала в прямой связи с варьированием технологических режимов синтеза керамик (обоснование дисперсности порошков, создание композиционных порошков, качество перемешивания шихты, варьирование типа и содержания временных технологических связей, усилие формования).

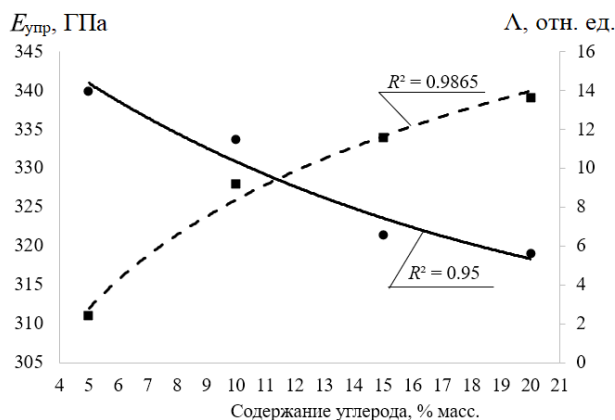


Рис. 7. Зависимость изменения лакуарности по зернам первичного карбида кремния и модуля упругости керамик от варьирования исходного содержания углерода.

Выводы. 1. Установлена взаимосвязь расчетного параметра лакуарности по первичным зернам и кремниевым включениям для литых и прессованных керамик на основе реакционно-спеченного карбида кремния с их физико-механическими характеристиками. **2.** Экспериментально определено, что функции изменения лакуарности по зернам первичного карбида кремния и модуля упругости в литых керамиках на основе реакционно-спеченного карбида кремния с различным введением углерода в диапазоне 5–20% мас. имеют высокий критерий сходимости. **3.** Экспериментально установлено, что численные параметры структуры с применением подходов цифрового материаловедения позволяют оценивать однородность структуры реакционно-спеченных карбидокремниевых керамик в прямой связи с варьированием технологических режимов синтеза.

Финансирование. Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФ № 21-73-30019. Экспериментальные исследования выполнены на оборудовании Центра коллективного пользования научным оборудованием «Состав, структура и свойства конструкционных и функциональных материалов» НИЦ «Курчатовский институт» — ЦНИИ КМ «Прометей».

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Silicon carbide: recent major advances. Advanced Texts in Physics / Eds. W. J. Choyke, H. Matsunami, G. Pensl. Berlin, Heidelberg: Springer Science & Business Media. 2003. 899 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-18870-1>
2. Sadow S. E., Agarwal A. K. Advances in silicon carbide processing and applications. Norwood, Massachusetts: Artech House, 2005. 212 p.
3. Агеев О. А., Беляев А. Е., Болтовец Н. С. и др. Карбид кремния: технология, свойства, применение: «НТК Институт монокристаллов», Институт сцинтилляционных материалов / Под общ. ред. А. Е. Беляева, Р. В. Конаковой. Харьков: ИСМА, 2010. 530 с.
4. Perevislov S. N. Mechanism of liquid-phase sintering of silicon carbide and nitride with oxide activating additives // Glass and Ceramics. 2013. V. 70 (7–8). P. 265. <https://doi.org/10.1007/s10717-013-9557-y>
5. Perevislov S. N., Tomkovich M. V., Lysenkov A. S. Silicon carbide liquid-phase sintering with various activating agents // Refractories and Industrial Ceramics. 2019. V. 59. P. 522. <https://doi.org/10.1007/s11148-019-00265-6>
6. Perevislov S. N., Afanaseva L. E., Baklanova N. I. Mechanical properties of SiC-fiber-reinforced reaction-bonded silicon carbide // Inorganic Materials. 2020. V. 56 (4). P. 425. <https://doi.org/10.1134/S0020168520040123>
7. Гаршин А. П., Шумячер В. М., Пушкарев О. И. Новые конструкционные материалы на основе карбида кремния. 2-е изд., испр. и доп. М.: Юрайт, 2020. 182 с.
8. Shikunov S. L., Kurlov V. N. Preparation of composite materials based on silicon carbide // J. Tech. Phys. 2017 V. 87 (12). P. 1871. <https://doi.org/10.21883/JTF.2017.12.45212.2291>
9. Carter D. H. et al. SiC-MoSi₂ Composites // A Collection of Papers Presented at the 13th Annual Conference on Composites and Advanced Ceramic Materials: Ceramic Engineering and Science Proceedings. — Hoboken, N.Y., USA: John Wiley & Sons, Inc., 1989. C. 1121.
10. He Z. et al. Formation mechanism and oxidation behavior of MoSi₂-SiC protective coating prepared by chemical vapor infiltration/reaction // Transactions of Nonferrous Metals Society of China. 2013. T. 23. № 7. C. 2100.
11. Briggs J. Engineering ceramics in Europe and the USA. Enceram: Menith Wood. UK, Worcester, 2011. 331 p.
12. Lysenkov A. S., Kim K. A., Titov D. D., Frolova M. G., Kargin Y. F., Petrakova N. V., Melnikova I. S. Composite material Si₃N₄/SiC with calcium aluminate additive // J. of Physics: Conference Series. IOP Publishing. 2018. V. 1134. № 1. P. 012036.
13. Перевислов С. Н. Оценка трещиностойкости реакционно-спеченных композиционных материалов на основе карбида бора // Новые огнеупоры. 2019. № 3. С. 49.
14. 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.
15. Dyachkova L. N., Zvonarev E. V., Shelekhina V. M., Isupov M. A. On the issue of obtaining silicon carbide materials by reaction sintering // Inzh.-Fiz. Zh. 1997. V. 70 (2). P. 260.
16. Shevchenko V. Y., Perevislov S. N. Reaction–diffusion mechanism of synthesis in the diamond–silicon carbide system // Russian Journal of Inorganic Chemistry. 2021. V. 66. P. 1107.

17. *Markov M. A., Vikhman S. N., Belyakov A. N. et al.* High-temperature bending tests of reaction-sintered silicon carbide-based ceramic materials // Russian Journal of Applied Chemistry. 2023. V. 96 (1). P. 16.
<https://doi.org/10.1134/S1070427223010032>
18. *Новиков Д. В.* Самоорганизация кластеров фаз в однородно неупорядоченных полимерных композиционных материалах // Физика твердого тела. 2018. Т. 60. № 9. С. 1829.
19. *Козлов Г. В., Долбин И. В., Койфман О. И.* Фрактальная модель усиления нанокомпозитов полимер/углеродные нанотрубки с ультрамалыми концентрациями нанонаполнителя // Доклады Академии наук. 2019. Т. 486. № 1. С. 39.
20. *Чекуряев А. Г., Сычев М. М., Мякин С. В.* Анализ структуры композиционных систем с использованием фрактальных характеристик на примере системы ВаTiO₃-фуллерен-ЦЭПС // Физика твердого тела. 2021. Т. 63. № 6. С. 740.

**АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

УДК 658.562.3

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ
ПРИ ДЕФЕКТАЦИИ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ**

© 2024 г. П. В. Голиницкий^{1, *}, У. Ю. Антонова¹,
Э. И. Черкасова¹, Л. А. Гринченко¹

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

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

Поступила в редакцию 27.05.2024 г.

После доработки 05.08.2024 г.

Принята к публикации 15.08.2024 г.

Ремонт двигателя внутреннего сгорания является задачей, предъявляющей повышенные требования квалификации к сотрудникам организации, что приводит к необходимости использования различных инструментов для снижения вероятности ошибки. Так, для предприятий с минимальным внедрением цифровых технологий можно применить балльную систему оценки целесообразности проведения ремонта. Но такой метод оценки недостаточно удобен для предприятий, имеющих более развитую цифровую среду, поэтому для них более удачным решением будет использование программного обеспечения, позволяющего также провести анализ экономических затрат на ремонт, что позволит снизить влияние человеческого фактора, а также повысить эффективность процесса дефектации.

Ключевые слова: гильзы цилиндров, дефектация, принятие решения, цифровые технологий

DOI: 10.31857/S0235711924060129, **EDN:** NOOYTX

Применение цифровых технологий на производстве позволяет повысить производительность и эффективность процессов, что было отмечено в ходе послания Федеральному собранию Президента Российской Федерации Владимира Владимировича Путина в 2024 г. [1, 2]. Одной из важнейших отраслей экономики является машиностроение, которое включает в себя предприятия по обслуживанию и ремонту машин [3]. В отличие от производственных предприятий, ремонтные предприятия обладают меньшим количеством ресурсов, что повышает значимость возможных ошибок.

Проведение ремонта современного двигателя внутреннего сгорания является не простой задачей, которая предъявляет повышенные требования к персоналу и степень их ответственности за результат [4]. Одним из основных узлов автотракторных двигателей является цилиндропоршневая группа (ЦПГ) [5]. Именно от надежной работы деталей данной группы зависят показатели двигателя.

Гильза цилиндра и поршень образуют пару, которая подбирается индивидуально по величинам предельных зазоров. Наименьший зазор в паре трения «поршень-цилиндр», обеспечивает отсутствие натяга при прогреве деталей до рабочей температуры, т.к. обычно материал поршня и цилиндра отличаются своим тепловым

коэффициентом расширения. Наибольший зазор в паре трения должен быть как можно ближе к наименьшему, но из-за погрешностей изготовления деталей, образующих соединение, выраженных в виде допусков на обработку, такого идеального случая достичь практически невозможно.

В процессе первоначальной работы двигателя происходит приработка, создается определенный масляный клин в паре трения «поршень—цилиндр», с помощью этого и достигаются наилучшие режимы и эффективность работы каждого цилиндра и всего ДВС в целом.

Комплектация поршней и гильз цилиндров двигателя ЗМЗ проводится методом селективного подбора на пять размерных групп. Каждой гильзе цилиндров, соответствующей по внутреннему диаметру заданной размерной группе, подбирается поршень по величине диаметра юбки из аналогичной размерной группы.

Также гильзы должны быть подобраны по высоте — контролируется размер «верхний торец гильзы—упорный бурт», гильзы по этому параметру сортируются на две размерные группы и маркируются синей или зеленой краской. Маркировка по параметру высоты ставится на наружной поверхности гильзы, которая не подвержена обработке. В комплекте на один блок цилиндров гильзы должны быть только одного цвета. «Разноцвет» в моторокомплекте не допускается.

Поршневые пальцы сортируются на четыре размерные группы (промаркированы соответственно разными цветами: белый, зеленый, желтый, красный на весовой бобышке). Причем измерения должны осуществляться приборами и дискретностью отсчета 0.1 мкм в целях обеспечения заданной точности контроля и сборки [5]. В двигатель устанавливается каждый отдельный поршень в сборе с поршневым пальцем только одной размерной группы. В двигатель можно установить четыре пары разных цветов, т.к. это никак не будет влиять на работоспособность узла в целом.

Технической документацией нормируется разница в массе комплектов «поршень—шатун» в сборе, которые должны быть установлены в один двигатель, эта разница не должна быть более 12 г [6]. Такая величина допуска по массе формируется методом простого подбора деталей, входящего в комплект, но рекомендуется достигать такого параметра за счет замены шатунов.

Во время эксплуатации под воздействием нагрузок происходит износ трущихся поверхностей, а также изменение размеров и форм деталей, что приводит к снижению надежности и ухудшению технических характеристик и, как следствие, к необходимости проведения ремонта.

Поскольку комплект «поршень—шатун» имеют низкий ресурс во время проведения ремонта их, как правило заменяют, при этом, гильзы цилиндров подвергают восстановлению.

Важнейшим этапом при этом является дефектовка позволяющая определить степень износа и виды дефектов деталей (рис. 1), по результатам которой принимают решение о их годности и перечне необходимых операций.



Рис. 1. Распределение по вероятности появления дефектов гильз цилиндров.

Для повышения производительности процесса дефектации (рис. 2) его целесообразно начинать с операций, которые приведут к однозначной выбраковке изделий, при этом необходимо учитывать и вероятность появления данных дефектов.

Принятие решений по результатам дефектации является наиболее ответственным этапом процесса ремонта, именно от него будет зависеть эффективность принятых мер, поэтому необходимо снизить вероятность возникновения ошибки и, как следствие, влияния человеческого фактора [7–9].

Поскольку ремонтные предприятия имеют различную степень внедрения цифровых систем, то создание универсального решения затруднительно [10]. Условно, ремонтные предприятия по уровню внедрения цифровых систем можно разделить на две группы: 1) предприятия с точечным применением цифровых систем (цифровой измерительный инструмент, поиск запасных частей и т. д.); 2) предприятия островным применением цифровых систем (учет рабочего времени, учет нормы часов, автоматизированный расчет затрат и т. д.)

При этом среди ремонтных предприятий не встречается примеров с единой информационной средой, поскольку внедрение таких технологий чрезмерно затратное.

Для предприятий, имеющих низкую степень развития цифровых технологий, невозможно организовать принятие решений в полностью автоматическом режиме, но применив балльную систему оценки можно упростить возложенную задачу. Для снижения вероятности ошибочного принятия решения введем коэффициент весо-мости степени дефектности

$$K_d = (\sum k_{id})/n,$$

где k_{id} — коэффициент влияния дефекта на результат восстановления; n — количество обнаруженных дефектов.

Значения k_{id} выбирались таким образом, чтобы исключить промежуточное состояние в принятии решения (табл. 1).

Таблица 1. Дефекты и значение k_{id}

Дефект	Значение k_{id}			
	2	4	8	16
Износ диаметров, мм	92.024–92.084	92.085–92.524	92.525–93.024	свыше 93.025
Отклонение от формы, мм	0	до 0.02	до 0.03	более 0.05
Глубина механических повреждений, (риски, задиры и т. д.)	0	до 0.02	до 0.03	более 0.05
Износ или дефект бурта	—	—	—	наличие
Износ, дефект верхнего центрирующего пояса	—	—	—	наличие
Износ, дефект нижнего центрирующего пояса	—	—	—	наличие
Износ, дефект посадочного пояса	—	—	—	наличие

При $K_d \leq 4$ остаточный ресурс гильзы составляет не менее 80% и проведение ремонта целесообразно, при $K_d \geq 5$ остаточный ресурс составит 50%, и ремонт будет не целесообразен, если $K_d \geq 10$, то деталь ремонту не подлежит. Помимо этого, необходимо учитывать стоимость ремонта и новой детали, если стоимость ремонта превысит 80% от новой детали, то выполнять ремонт не целесообразно.

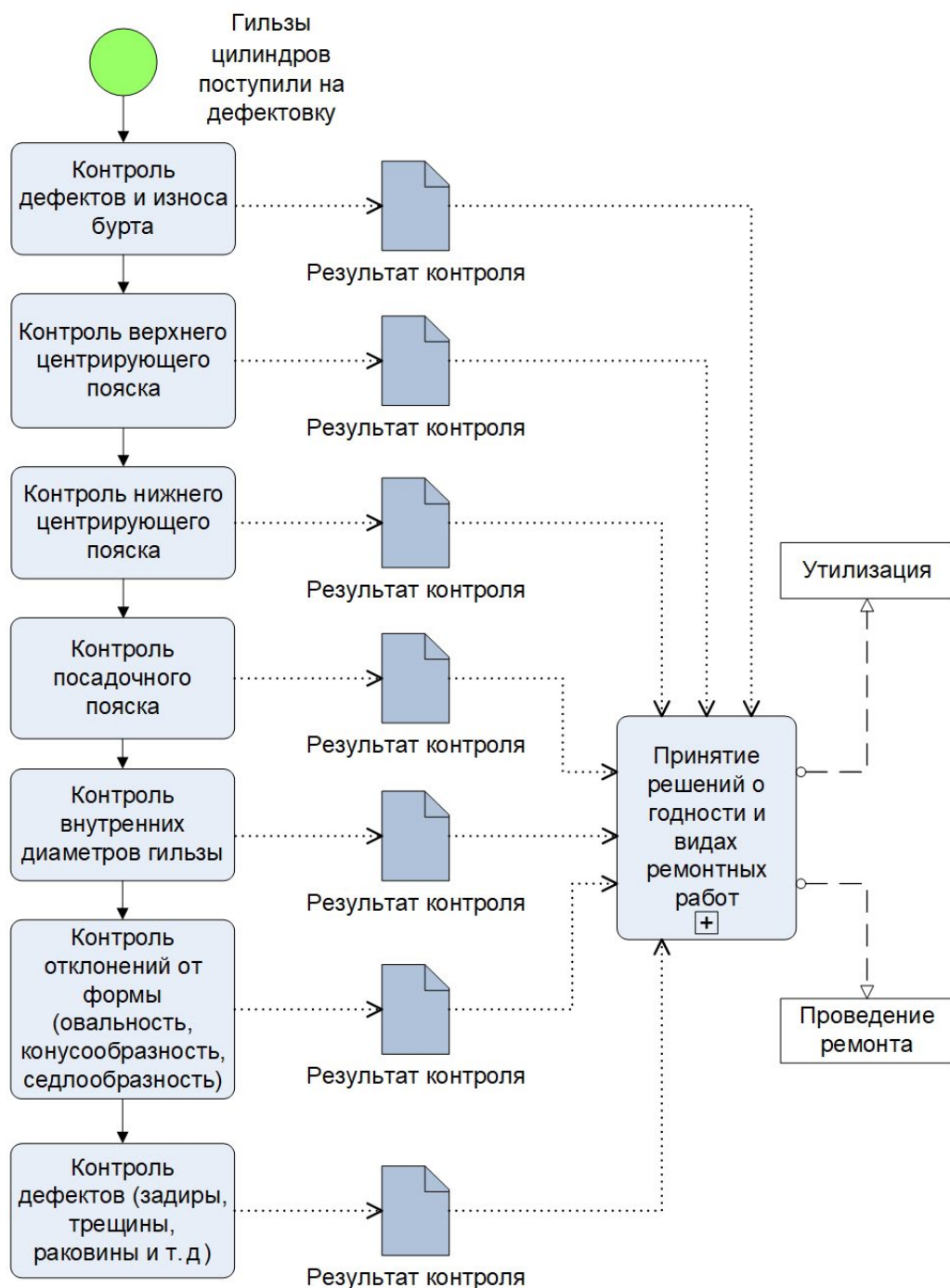


Рис. 2. Схема процесса проведения дефектации.

Применение балльной системы оценки целесообразности проведения ремонта позволит в значительной степени исключить влияние человеческого фактора, снизить трудоемкость процесса дефектации, что положительно скажется на его эффективности.

Такой метод принятия решений не удобен для предприятий с более высокой степенью применения цифровых систем, поэтому в статье предлагается использование алгоритма (рис. 3) для работы программного обеспечения и человеко-читаемой формы контрольного листа (табл. 2), который может выступать в качестве интерфейса программы.

Таблица 2. Человеко-читаемая форма контрольного листа

Предприятие: 1 Цех: 1 Участок: 1	Изделие: гильза цилиндра 53-1004015-22 Операция: контроль Контроллер: Ф.И.О.	
Типы дефектов	Данные контроля	Уровень дефектности
Износ, дефект верхнего центрирующего пояска	отсутствует	—
Износ, дефект нижнего центрирующего пояска	отсутствует	—
Износ, дефект посадочного пояска	отсутствует	—
Дефект/износ бурта	отсутствует	—
Износ диаметров, мм	92.087	1 PP
Отклонение от формы, мм	0.010	1 PP
Глубина механических повреждений, (риски, задиры и т. д.)	0.015	1 PP
Затраты на проведение механической обработки		
Затраты времени, мин	20	
Стоимость восстановления, Р	1500	
Стоимость новой гильзы, Р	3000	
Остаточный ресурс	не менее 80%	
Рекомендация	восстановить — 1PP	

Несмотря на рекомендацию программного обеспечения окончательное решение остается за сотрудником организации, поскольку помимо целесообразности проведения ремонта значительную роль играет его срок. При высокой стоимости простоя техники и длительном сроке поставки новых комплектующих, ремонт необходимо проводить и при более низком остаточном ресурсе.

Помимо преимуществ балльной системы применение программного обеспечения, опирающегося на уже имеющиеся на предприятиях, цифровые системы позволит спрогнозировать и затраты.

Заключение. Совершенствование системы принятия решений на этапе дефектации при минимальных затратах на внедрение в независимости от степени применения цифровых систем позволит в значительной степени исключить влияние человеческого фактора, снизить трудоемкость процесса, и повысить его эффективность, а при внедрении на предприятиях с большей степенью распространения цифровых систем позволит спрогнозировать и затраты на проведения ремонта.

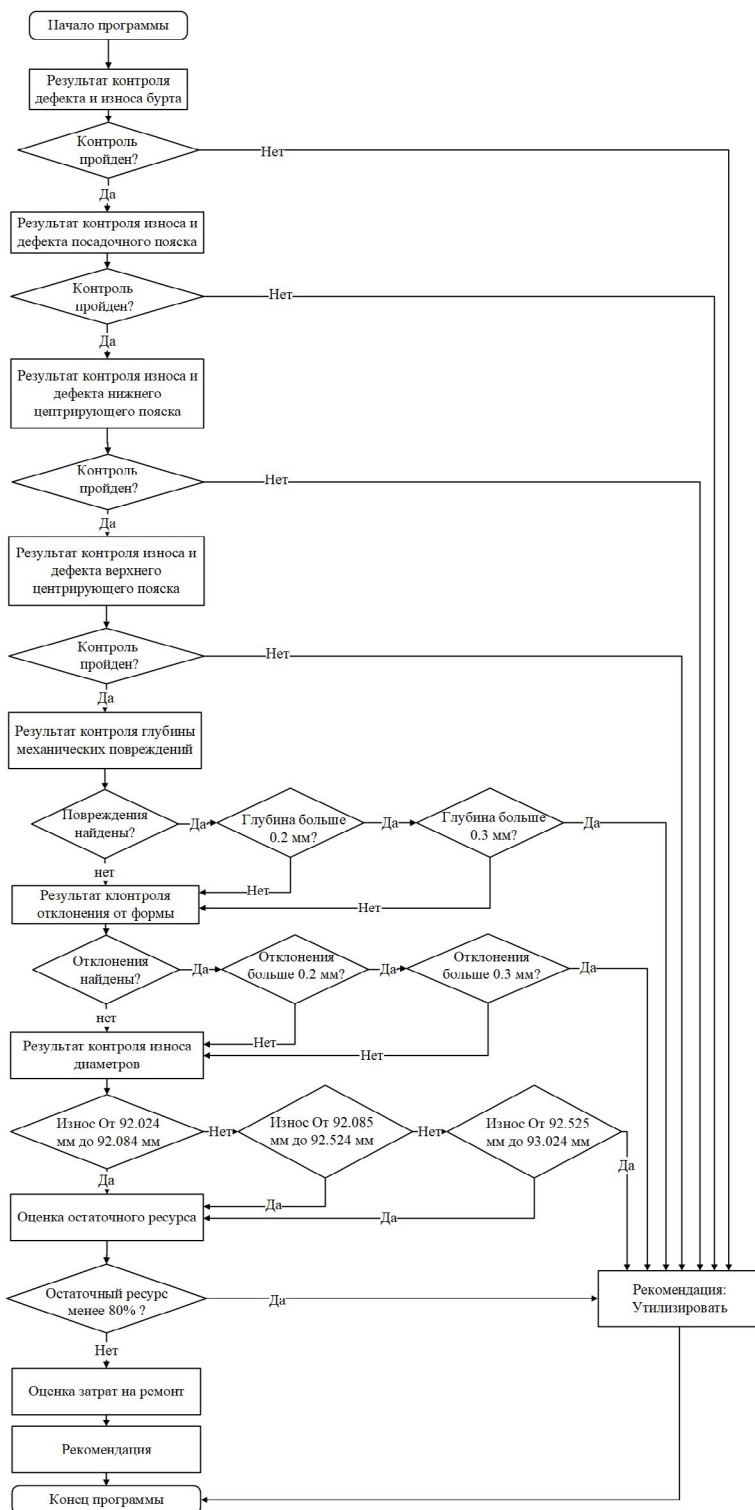


Рис. 3. Алгоритм программного обеспечения.

Финансирование. Данная работа финансировалась за счет средств бюджета Российской государственный аграрный университет — МСХА им. К. А. Тимирязева. Никаких дополнительных грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Kheifetz M. L.* Design of mechatronic engineering systems in digitalized traditional and additive manufacturing // J. of Advanced Materials and Technologies. 2021. V. 6 (1). P. 18.
2. *Шендрикова О. О., Елфимова И. Ф.* Исследование процессов цифровизации промышленных предприятий // Организатор производства. 2019. Т. 27. № 1. С. 16.
<https://doi.org/10.25987/VSTU.2019.88.65.002>
3. *Leonov O. A., Shkaruba N. Zh., Temasova G. N., Vergazova Yu. G.* Analysis of the quality of manufacturing holes for sprockets of chain drives of agricultural machinery // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science: Int. Conf. on Environmental Technologies and Engineering for Sustainable Development, Tashkent, 12–15 октября 2022 года, 2022. P. 012028.
<https://doi.org/10.1088/1755-1315/1112/1/012028>
4. *Бондарева Г. И., Леонов О. А., Шкаруба Н. Ж. и др.* Разработка алгоритма верификации запасных частей при ремонте машин // Сельский механизатор. 2022. № 10. С. 27.
<https://doi.org/10.47336/0131-7393-2022-10-27-28-29>
5. *Леонов О. А., Шкаруба Н. Ж.* Нормирование погрешности косвенных измерений при приёмо-сдаточных испытаниях двигателей // Измерительная техника. 2022. № 8. С. 23.
<https://doi.org/10.32446/0368-1025it.2022-8-23-27>
6. *Shkaruba N. Z., Leonov O. A.* Permissible Measurement Error in Monitoring the Shape and Position of Surfaces // Russian Engineering Research. 2021. V. 41 (3). P. 211.
<https://doi.org/10.3103/S1068798X21030175>
7. *Erokhin M. N., Leonov O. A., Shkaruba N. Zh. et al.* Standardizing the Permissible Mass Error in Monitoring Connecting Rods and Pistons // Russian Engineering Research. 2021. V. 41 (12). P. 1156.
<https://doi.org/10.3103/S1068798X2112011X>
8. *Bondareva G. I., Temasova G. N., Leonov O. A. et al.* Assessing External Defects at Manufacturing Enterprises // Russian Engineering Research. 2022. V. 42 (2). P. 151.
<https://doi.org/10.3103/S1068798X22020046>
9. *Lopes T., Guerreiro S.* Assessing business process models: a literature review on techniques for BPMN testing and formal verification // Business Process Management Journal. 2023. № 29. P. 133.
10. *Gureev A. A.* Process management improvement in the reconstruction of facilities based on breakthrough business process modeling technology // Quality. Innovation. Education. 2020. V. 2 (166). P. 96.
<https://doi.org/10.31145/1999-513x-2020-2-96-100>
11. *Голиницкий П. В., Антонова У. Ю., Гринченко Л. А., Видникевич С. Ю.* Применение цифровых инструментов для совершенствования производственного процесса // Компетентность. 2023. № 5. С. 32.
<https://doi.org/10.24412/1993-8780-2023-5-32-37>