СОДЕРЖАНИЕ

МЕХАНИКА МАШИН

Научные основы возбуждения высокоинтенсивных гидроакустических волн с помощью детонации смеси водорода и кислорода
Р. Ф. Ганиев, И. Н. Гришняев, Г. П. Лысенко, Л. Е. Украинский 3

Нелинейная динамика вибрационной машины с электродинамическим возбудителем колебаний
В. К. Асташев, К. А. Пичугин, Е. Б. Семенова 15

Динамические фракталы в биомеханике. Виброрецепторы – тельца Пачини
Л. Я. Банах 25

Моделирование взаимодействия обрабатываемой породы с вибрационной щековой дробилкой
Г. М. Альтшуль, А. М. Гуськов, Г. Я. Пановко 33

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

Оценка возможности замены чугуна СЧ24 детали “диск тормозной” автомобиля на дисперсно-упрочненный композиционный материал на основе алюминия, полученный внутренним окислением
Е. А. Чернышов, А. Д. Романов, И. Д. Романов, Л. А. Кривина, И. Н. Царева 43

Исследование транспортирования порошковых присадочных материалов в зону лазерного нагрева при металлической 3D-печати
А. Ю. Албагачиев, Н. Н. Чунихин, Н. И. Минаева 51

Сравнительные характеристики износостойкости газодинамических покрытий, полученных с использованием электроэрозионных карбидов
Е. В. Агеев, С. Б. Беневоленский, М. Ю. Карелина, А. Н. Новиков 57

Напряженное состояние в краевой зоне конической оболочки по уточненной теории
В. В. Фирсанов, В. Т. Фам 64

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Кинематический и кинетостатический (силовой) анализ комбинированного кривошипно-ползунного механизма с двойным винтовым шарниром
А.С. Фомин, Д.В. Петелин 72

Новый подход для повышения эффективности применения при шлифовании технологии подачи минимального количества смазки
А. П. Митрофанов, К. А. Паршева 82

Ремонт компонентов турбин методами струйно-абразивной обработки
С. Н. Полянский, С. В. Бутаков, И. С. Ольков, В. А. Александров 89

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

Локальный теплообмен в камере сгорания водородного двигателя, работающего на обедненной горючей смеси
Р. З. Кавтарадзе, А. М. Кондратьев, Ч. Жунжун, Ч. Цытянь, С. Байган, Г. Ж. Сахвадзе 97

Влияние температуры на трение углерод-углеродных композитов в среде углекислого газа
В. В. Алисин, М. Н. Рощин 108

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 532.5;532.517

НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ ВОЗБУЖДЕНИЯ ВЫСОКОИНТЕНСИВНЫХ ГИДРОАКУСТИЧЕСКИХ ВОЛН С ПОМОЩЬЮ ДЕТОНАЦИИ СМЕСИ ВОДОРОДА И КИСЛОРОДА

© 2021 г. Р. Ф. Ганиев[1,*], И. Н. Гришняев[1], Г. П. Лысенко[1,2], Л. Е. Украинский[1,]**

[1] *Институт машиноведения им А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*

[2] *Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), Москва, Россия*

**e-mail: sekretar@imash.r*

***e-mail: ukrainsky@nwmtc.ac.ru*

Поступила в редакцию 26.06.2020 г.
Принята к публикации 22.10.2020 г.

Установлены научные основы генерирования интенсивных гидроакустических волн в жидкости в результате детонации стехиометрической смеси водорода и кислорода. Высказана идея о возможности осуществления указанного процесса с помощью глубоководного электролизера, которая подтверждена экспериментально. Методами математического моделирования исследованы процессы горения и детонации объема стехиометрической смеси водорода и кислорода, окруженного жидкой средой, начальные условия повышения давления и температуры на границе раздела “продукты детонации–жидкая среда” в момент взрыва, обеспечивающие возникновение и распространение гидроакустической волны в жидкой среде. Оценена зависимость пикового давления полученной волны, длительности ее положительной фазы и длительности первого периода волны от объема водорода и кислорода, давления и других параметров. Показана возможность использования установленного эффекта для повышения нефтеотдачи пластов в нефтегазодобыче.

Ключевые слова: электролиз, детонация, ударные волны в нефтяных пластах

DOI: 10.31857/S0235711921010119

В нефтегазодобывающей промышленности главным направлением технического прогресса являются с одной стороны интенсификация процесса добычи, а с другой – увеличение процента извлекаемых пластовых запасов. Как известно [1], обе эти задачи можно решить методами волновой технологии. Например, гидроакустические волны возбужденные проточными гидродинамическими генераторами в призабойной зоне скважины, позволяют интенсифицировать приток нефти, а высокоамплитудные волны, возбужденные ударно-волновыми генераторами, действующими на основе станков-качалок, воздействуя на удаленные области пласта, могут способствовать повышению нефтеотдачи [1]. В настоящей статье анализируется возможность использования для решения обозначенных задач детонации стехиометрической смеси кислорода и водорода.

Оба упомянутых эффекта (интенсификация притока и повышение нефтеотдачи) достигаются также с помощью гидроразрыва пласта (ГРП). В широко распространенных в настоящее время промышленных методах ГРП воздействие на пласт осуществляется с помощью приложения значительного статического давления. Возможно ли осуществить ГРП с помощью быстро изменяющихся во времени интенсивных волн,

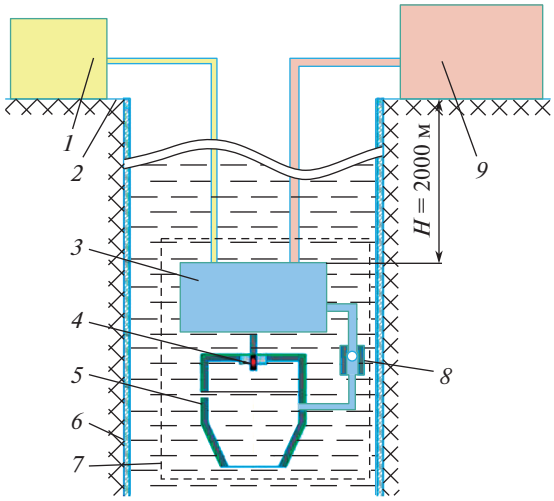

Рис. 1. Схема расположения генератора гидроакустических волн в области нахождения продуктивного нефтяного пласта: *1* – источник питания электролизера и свечи зажигания; *2* – уровень Земли; *3* – прибор для осуществления электролиза воды (электролизер); *4* – свеча зажигания; *5* – камера сгорания смеси водорода и кислорода (камера высокого давления – КВД); *6* – обсадная колонна нефтяной скважины; *7* – генератор гидроакустических волн в сборе (без источника питания); *8* – обратный клапан; *9* – резервуар с электролитом.

распространяющихся по пласту? Как их возбудить на практике? Статья также посвящена изучению этих вопросов.

Рассмотрим возможность использования для создания гидроакустических волн глубоководного электролизера, вырабатывающего порции стехиометрической смеси водорода и кислорода при высоком давлении и обеспечивающего детонацию полученной смеси.

1. Глубоководный импульсный электролизер для генерации гидроакустических волн. С целью проведения экспериментальных исследований были разработаны конструктивные элементы и макет глубоководного импульсного электролизера (ГИЭ), предназначенного для работы в нефтяных скважинах глубиной несколько километров, где давление воды и нефти может достигать сотни атмосфер. Для проверки работоспособности ГИЭ был создан стенд, имитирующий его работу в области нахождения продуктивного нефтяного пласта на глубине ~2 км.

Основными элементами глубоководного импульсного электролизера, предназначенного для создания гидроакустических волн в области нахождения продуктивного нефтяного пласта, являются (рис. 1): генератор стехиометрической смеси водорода с кислородом *3*, основанный на электролизе воды (в дальнейшем называемый электролизером); камера сгорания смеси водорода и кислорода при высоком давлении *5*; калильная свеча зажигания *4*, обеспечивающая инициирование горения водорода в кислороде за счет поданного на нее постоянного напряжения.

Работа ГИЭ в скважине заключается в следующем. При подаче питания на электролизер *3* в камеру сгорания *5* через трубопровод, снабженный обратным клапаном *8*, начинает поступать смесь водорода и кислорода, вытесняя воду из полости. Калильный элемент свечи *4* выходит из воды, раскаляется и инициирует горение, переходящее в детонацию. При этом за счет повышения давления, обратный клапан *8* закрывается и изолирует полость электролизера от газообразных продуктов реакции. После

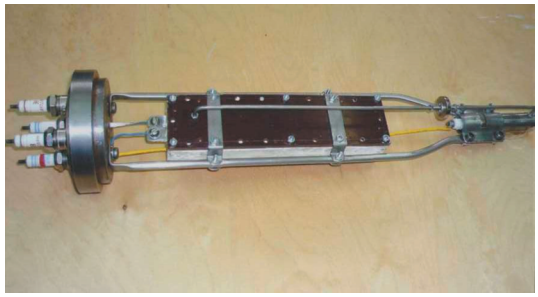

Рис. 2. Внешний вид макета ГИЭ в сборе с электролизером и камерой сгорания.

окончания процесса детонации продукт реакции (водяной пар) конденсируется, и камера сгорания заполняется водой. Это обеспечивает охлаждение калильного элемента свечи. Процесс повторяется, что обеспечивает генерирование ГИЭ последовательности импульсов. Количество импульсов определяется объемом электролита, находящегося в резервуаре *9* на поверхности земли.

В ходе экспериментальных исследований была отработана конструкция макета ГИЭ, рассчитанного на внешнее давление окружающей водной среды до 20 МПа [2] и выдерживающего без разрушения ударные волны, возникающие при сгорании водородо-кислородной смеси. Его внешний вид показан на рис. 2.

Считая кислородно-водородную смесь идеальным газом, при объеме камеры сгорания в 2.5 см^3 и при внешнем давлении 20 МПа можно согласно закону электролиза Фарадея вычислить массу выделившихся газов, а следовательно, и время, между заполнением камер сгорания. Принимая, что в жидкости, окружающей камеру сгорания, растворено максимально возможное количество кислорода и водорода минимальное время между микровзрывами, при рассматриваемых условиях, при токе электролиза 10 А, составит ~4 мин.

Разработанный, изготовленный и исследованный на стенде при давлении 15 МПа макет глубоководного импульсного электролизера благодаря совмещению источника водорода и кислорода с камерой сгорания, разработке специального электролизера и рациональной компоновке имеет характерный размер ~100 мм. За счет этого он технологически удобен для использования в нефтедобывающей промышленности и в частности, в обсадных колоннах скважин диаметром 170 мм.

2. Математическое моделирование генерации гидроакустических волн глубоководным импульсным электролизером. Для исследования возникающей гидроакустической волны представим рассматриваемый процесс в виде двух этапов: в ходе первого этапа происходит реакция окисления водорода, и распространение детонационной волны по стехиометрической смеси; на втором этапе идет распад взрыва, образование и распространение гидроакустической волны. Первый этап происходит в камере высокого давления (рис. 1, поз. 5), а второй – в области низкого давления (ОНД) (область жидкости вне камеры сгорания).

Стехиометрическая смесь водорода с кислородом вырабатывается электролизером в пропорции $0.667H_2 + 0.333O_2$.

Оценка параметров детонационной волны, распространяющейся в КВД. Физико-математическое моделирование поведения смеси $0.667H_2 + 0.333O_2$ в процессе горения является актуальной проблемой. Здесь представляется обоснованным применение некоторых кинетических моделей процессов воспламенения и последующего сверхзвукового горения газовых смесей, которые дают достоверную информацию о динамике

превращений по мере развития реакции и адекватно описывают процесс, как на стадии воспламенения, так и на стадии горения.

При моделировании реакции окисления водорода можно воспользоваться детальными кинетическими механизмами, приведенными в [3] и представляющими достаточно полный механизм горения водорода в кислороде с границами разброса значений констант скоростей прямых и обратных реакций и ролью этих реакций в процессе.

Чисто формально стехиометрическое уравнение взаимодействия водорода с кислородом можно представить в виде прямой тримолекулярной реакции

$$2H_2 + O_2 \leftrightarrow 2H_2O. \tag{1}$$

Действительный механизм отличен от (1) и является сложным химическим процессом взаимодействия водорода с кислородом, имеющим ряд специфических особенностей, например, в зависимости [4]: 1) от начальной температуры и стехиометрии ведущий механизм процесса может быть цепно-тепловым, цепным разветвленным, цепным неразветвленным и даже неценным (тепловым); 2) от начального давления процесс может иметь либо гомогенный, либо гомогенно-гетерогенный характер; 3) от начальных температур и давления процесс может демонстрировать один, два, три и даже четыре предела самовоспламенения (“четвертый предел” носит вырожденный характер) и т.д.

Все это позволяет рассматривать окисление водорода как модельный процесс, который описывается атомной матрицей, каждая строка которой дает число атомов отдельных элементов, входящих в определенное (одно и то же) вещество, а каждый столбец показывает число атомов определенного (одного и того же) элемента, входящих в каждое сложное молекулярное соединение, участвующее в процессе [3]

$$A = \left\| \begin{matrix} H & O & OH & HO_2 & H_2O & H_2O_2 & O_2 & H_2 \\ 1 & 0 & 1 & 1 & 2 & 2 & 0 & 2 \\ 0 & 1 & 1 & 2 & 1 & 2 & 2 & 0 \end{matrix} \right\| \left\{ \begin{matrix} H \\ O \end{matrix} \right\}. \tag{2}$$

Атомная матрица (2), включает восемь химических компонентов: H_2, O_2, H_2O, OH, H, O, HO_2, H_2O_2 и ее можно разложить на уравнения состояния прямых и обратных реакций, представленных в табл. 1 [3]. В табл. 1 вещество M может принимать значение одного из химических компонентов матрицы (2). Общим для этого типа реакций являются скорости прямой и обратной реакции [3].

При моделировании процессов горения водорода встает вопрос о выборе кинетического механизма горения. В [5] и [6] использовались кинетические схемы, состоящие из 42 и 38 реакций, включенных в табл. 1. При этом наиболее полный механизм окисления водорода в воздухе включает в себя 308 прямых и обратных реакций [7], а водорода в кислороде 60 реакций, представленных в табл. 1.

В общем виде стехиометрические уравнения реакций табл. 1 можно записать в виде [3]

$$\sum_{i=1}^{\mu} \nu_{ij} A_i = \sum_{i=1}^{\mu} \nu_{ij}^r A_i^r,$$

где A_i – химические символы исходных реагирующих веществ; ν_{ij} – стехиометрические коэффициенты; μ – количество компонентов в смеси (для рассматриваемого случая $\mu = 8$); r – обозначены величины, относящиеся к продуктам реакции; индексом j – номер реакции. Если химический компонент i не является исходным продуктом (продуктом реакции), соответствующий стехиометрический коэффициент равен нулю.

Таблица 1. Реакции, протекающие при окислении водорода в кислороде

1	$H_2 + O_2 \leftrightarrow 2OH$	16	$HO_2 + H \leftrightarrow 2OH$
2	$OH + H_2 \leftrightarrow H_2O + H$	17	$HO_2 + H \leftrightarrow H_2O + O$
3	$H + O_2 \leftrightarrow OH + O$	18	$HO_2 + H \leftrightarrow H_2 + O_2$
4	$O + H_2 \leftrightarrow OH + H$	19	$HO_2 + O \leftrightarrow OH + O_2$
5	$O + H_2O \leftrightarrow 2OH$	20	$H + H_2O_2 \leftrightarrow H_2O + OH$
6	$2H + M \leftrightarrow H_2 + M$	21	$O + H_2O_2 \leftrightarrow OH + O$
7	$2O + M \leftrightarrow O_2 + M$	22	$H_2 + O_2 \leftrightarrow H_2O + O$
8	$H + OH + M \leftrightarrow H_2O + M$	23	$H_2 + O_2 + M \leftrightarrow H_2O_2 + M$
9	$2OH + M \leftrightarrow H_2O_2 + M$	24	$OH + M \leftrightarrow O + H + M$
10	$O + OH + M \leftrightarrow H_2O + M$	25	$HO_2 + OH \leftrightarrow H_2O + O_2$
11	$H + O_2 + M \leftrightarrow HO_2 + M$	26	$H_2 + O + M \leftrightarrow H_2O + M$
12	$HO_2 + H_2 \leftrightarrow H_2O_2 + H$	27	$O + HO_2 + M \leftrightarrow H_2O + M$
13	$HO_2 + H_2 \leftrightarrow H_2O + OH$	28	$O + H_2O_2 \leftrightarrow H_2O + O_2$
14	$HO_2 + H_2O \leftrightarrow H_2O_2 + OH$	29	$H_2 + H_2O_2 \leftrightarrow 2H_2O$
15	$2HO_2 \leftrightarrow H_2O_2 + O_2$	30	$H + HO_2 + M \leftrightarrow H_2O_2 + M$

Молярно-объемная скорость образования компонента i в j-реакции выражается формулой [3]

$$R_{ij} = \left(\nu_{ij}^{r} - \nu_{ij}\right)\left[v_{+j}\prod_{i=1}^{\mu} W_i^{\nu_{ij}} - v_{-j}\prod_{i=1}^{\mu} W_i^{\nu_{ij}^{r}}\right]. \quad (3)$$

Здесь v_{+j}, v_{-j} – скорости прямой и обратной j-реакций; $W_i^{\nu_{ij}} = \rho_i/M_i$ – молярно-объемная концентрация компонента i, моль/м^3; $\rho_i = \xi_i\rho$ – парциальная плотность компонента i; M_i – молекулярная масса компонента i; ξ_i – относительная массовая концентрация компонента i; $\rho = \sum_{i=1}^{\mu}\rho_i$ – плотность смеси. При этом уравнения химической (равновесия) кинетики для молярно-объемных концентраций принимают вид [3]

$$\frac{dW_i}{dt} = \sum_{j=1}^{l} R_{ij},$$

где l – количество реакций (в рассматриваемом случае $l = 60$).

В итоге изменения относительных массовых концентраций компонентов находятся из решения уравнений химической кинетики [8]

$$\frac{d\xi_i}{dt} = \frac{1}{\rho}M_i\left\{\sum_{j=1}^{l}\rho^{m_j}\left(\nu_{ij}^{r} - \nu_{ij}\right)\left[v_{+j}\prod_{i=1}^{\mu}\left(\frac{\xi_i}{M_i}\right)^{\nu_{ij}} - v_{-j}\prod_{i=1}^{\mu}\left(\frac{\xi_i}{M_i}\right)^{\nu_{ij}^{r}}\right]\right\}, \quad (4)$$

где m_j – порядок j-й реакции.

Кинетические уравнения необходимо дополнить уравнением состояния для многокомпонентной смеси [8]

$$p = \rho TR\sum_{i=1}^{\mu}\frac{\xi_i}{M_i}. \quad (5)$$

С помощью уравнений (4) и (5) при заданных p и T можно рассчитать равновесные параметры имеющейся стехиометрической смеси.

Для расчета параметров детонационной волны необходимо воспользоваться уравнениями неравновесной газовой динамики – законами сохранения массы, импульса и энергии в одномерной постановке [8]

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} = 0,$$
$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial\left(\rho u^2 + p\right)}{\partial x} = 0, \tag{6}$$
$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho E + p)u}{\partial x} = 0,$$

где $E = e + u^2/2$ – полная энергия; u, p, e – скорость, давление и внутренняя энергия смеси соответственно. Внутренняя энергия реакционно-способной смеси определяется из соотношения

$$e = c_v T + \sum_{i=1}^{\mu} \xi_i h_{0i} - c_p T_{00},$$

где c_p, c_v – удельные теплоемкости смеси при постоянном давлении и постоянном объеме, $c_p = \sum_{i=1}^{\mu} c_{pi}\xi_i$; $c_v = \sum_{i=1}^{\mu} c_{vi}\xi_i$; h_{0i} – энтальпия образования компонента i, $T_{00} = 298$ K. Решая систему уравнений (6) численными методами можно определить параметры детонации.

Для упрощения расчетов систему уравнений (6) можно представить в виде соответствующих условий на поверхности волны – непрерывности потока вещества, потока импульса и потока энергии [9]

$$\rho_0 u_0 = \rho u,$$
$$p_0 + \rho_0 u_0^2 = p + \rho u, \tag{7}$$
$$\frac{h_0}{M_0} + \frac{u_0^2}{2} = \frac{h}{M} + \frac{u^2}{2}.$$

В последнем уравнении энтальпия неидеального газа h связана с идеальной $h_и$ соотношением [9]

$$h = h_и + \frac{\alpha\rho}{M} - RT + M\frac{p}{\rho}, \tag{8}$$

где α – константа Ван-дер-Ваальса, u, u_0 – скорости газового потока до и после фронта детонационной волны.

Можно предположить, что объем взрыва в нашем случае не изменяется, так, как происходит в КВД. Тогда процесс носит адиабатический характер и его параметры (ρ, p, T) находятся из решения системы уравнений табл. 1, описывающих кинетический механизм окисления водорода, и уравнения состояния многокомпонентной смеси при постоянной внутренней энергии, что для неидеального газа записывается в виде [8]

$$\frac{h_{0и} - \dfrac{\alpha_0\rho_0}{M_0} - RT_0}{M_0} = \frac{h_и - \dfrac{\alpha\rho}{M} - RT}{M}, \tag{9}$$

где индекс “0” обозначает параметр при начальном состоянии системы.

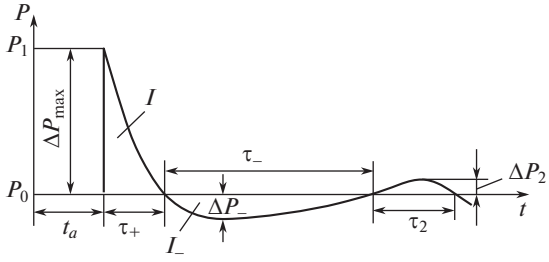

Рис. 3. Схема измеряемых параметров взрывной волны: t_a – время прихода; τ_+ – длительность положительной фазы; τ_- – длительность волны разгрузки; ΔP_{max} – амплитуда волны давления; ΔP_- – амплитуда волны разрежения; I – импульс фазы сжатия; I_- – импульс фазы разрежения; ΔP_2 и τ_2 – вторичный подъем давления и его длительность.

Используя систему уравнений (7)–(9), а также исходные данные для термодинамических расчетов, приведенные в работе [10], можно рассчитать параметры детонационной волны в КВД. Таким образом, мы можем использовать один из двух описанных выше подходов.

Оценка параметров гидроакустической волны, распространяющейся в ОНД. Фугасное воздействие водородосодержащих горючих смесей определяется уровнем давления и импульса в волне давления, порождаемой взрывным превращением. При этом уровень давления в ударной волне будет характеризовать вариант воздействия на продуктивный слой: волновое воздействие или гидроразрыв пласта с образованием трещин, а импульс в волне давления – длину волнового воздействия или длину образующихся трещин. На рис. 3 представлена схема измеряемых параметров взрывной волны [4].

В случае подводного взрыва сферической газовой смеси с энергией $e = qV$, где V – объем, q – объемная плотность энергии взрываемой смеси, амплитуду взрывной волны в МПа по измерениям [11, 12] на относительном расстоянии $r/r_o > 2$ можно найти из соотношения

$$\Delta P = (0.149 \pm 0.006)\, q^{2/3}\Lambda^{-1}, \tag{10}$$

где r – расстояние до точки измерения амплитуды ударной волны, r_o – радиус облака стехиометрической смеси; Λ – приведенное расстояние, определяемое как $\Lambda = r/e^{1/3}$.

Закономерности поля давлений взрыва в полузамкнутом объеме качественно следуют закономерностям сферического взрыва. Тогда для камер с малым удлинением $l/d < 3$ (характерно для КВД), где l – длина камеры, d – ее диаметр, экспериментальная зависимость (10) будет иметь другую константу [4]

$$\Delta P = (0.062 \pm 0.006)\, q^{2/3}\Lambda^{-1}. \tag{11}$$

Объемная плотность энергии при газовом взрыве смеси с плотностью ρ_o находится как

$$q = P_в/(\gamma - 1),$$

или, приближенно, с использованием параметров детонации [4]

$$q = 0.5\rho_o D^2(\gamma^2 - 1)^{-1}(1 - M^{-2}). \tag{12}$$

Здесь $P_в$ – давление взрыва; γ – отношение удельных теплоемкостей продуктов взрыва; D – скорость детонации; M – число Маха детонационной волны в полости.

Размерность основных величин в формуле для ΔP такова: q – МДж/м^3; Λ – м/МДж$^{1/3}$; e – МДж.

Зависимость импульса давления I от расстояния при детонации газовой смеси в подводной сферической полости установлена в [11, 12] и, если I измерять в Па·с, имеет вид

$$I/e^{1/3} = 3190\Lambda^{-1/3}.$$

Объемная плотность энергии взрываемой смеси q, это ее теплотворная способность. При этом под теплотворной способностью вещества понимают количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании 1 м^3 газообразного взрывчатого вещества (в нашем случае смеси водорода с кислородом).

Различают высшую и низшую теплотворные способности. Если вода, содержащаяся в топливе и образовавшаяся при сгорании водорода, присутствует в конечных продуктах сгорания в виде жидкости, то количество выделившейся теплоты характеризует высшую теплотворную способность; если же вода присутствует в виде пара, то теплотворную способность называют низшей. Высшая теплотворная способность водорода равна 13 МДж/м^{3}для сгорания при постоянном давлении 1 бар и температуре 0°С [13]. Низшая теплотворная способность его составляет 10.8 МДж/м^3 или 2575 ккал/м^3. Обычно в расчетах используют значение низшей теплотворной способности (теплоты сгорания).

3. Расчет параметров гидроакустической волны, создаваемой глубоководным импульсным электролизером на продуктивном слое. С учетом приведенных выше выражений и данных, представленных в [3, 4, 9, 11, 12] оценим параметры детонационной и гидроакустической волн, порождаемой взрывом стехиометрической смеси водорода с кислородом, вырабатываемой разработанным глубоководным импульсным электролизером.

В качестве исходных данных примем: 1) детонация происходит в полузамкнутом объеме КВД $V_0 = 2.5 \times 10^{-6}$ м^3, полностью заполненном (до обреза) в момент, предшествующий подрыву, стехиометрической смесью водорода с кислородом в пропорции $0/667H_2 + 0/333O_2$; 2) перед инициированием подрыва смесь водород–кислород имеет начальное давление $p_0 = 0.5$–50 МПа и температуру $T_0 = 300$ К; 3) камера высокого давления имеет размеры в следующей пропорции $l/d < 3$; 4) параметры гидроакустической волны рассчитываются на расстоянии 0.09 м от границы раздела стехиометрическая смесь/вода, что обеспечивает выполнение условия $r/r_o > 2$; 5) гидроакустическая волна распространяется в жидкости с плотностью 1000 кг/м^3.

На рис. 4 представлены параметры детонационной волны, генерируемой в КВД, а на рис. 5 параметры гидроакустической волны, распространяющейся в ОНД.

4. Оценка возможности использования глубоководного импульсного электролизера для повышения нефтеотдачи пластов. Рассмотрим возможность применения ГИЭ для создания волнового воздействия на всю залежь или большой ее участок. Эффективность в этом случае будет определяться параметрами генерируемых ГИЭ волн (амплитуда, частота, глубина установки электролизера, выбор излучающей скважины) [1, 13].

Основная цель рассматриваемого здесь волнового воздействия на пласт – обеспечить повышение подвижности нефти в заводненных пластах путем коалесценции мелких капель нефти в крупные образования и повышения тем самым фазовой проницаемости. Для пластов с малой обводненностью интенсивные волны могут способствовать вовлечению в добычу некоторого количества так называемой матричной нефти из мелких пор пластов, которая обычно остается в пластах.

Применение таких методов позволяет достичь заметной интенсификации фильтрационных процессов в пластах и повышения их нефтеотдачи в широком диапазоне амплитудно-частотной характеристики режимов воздействия. При этом положительный

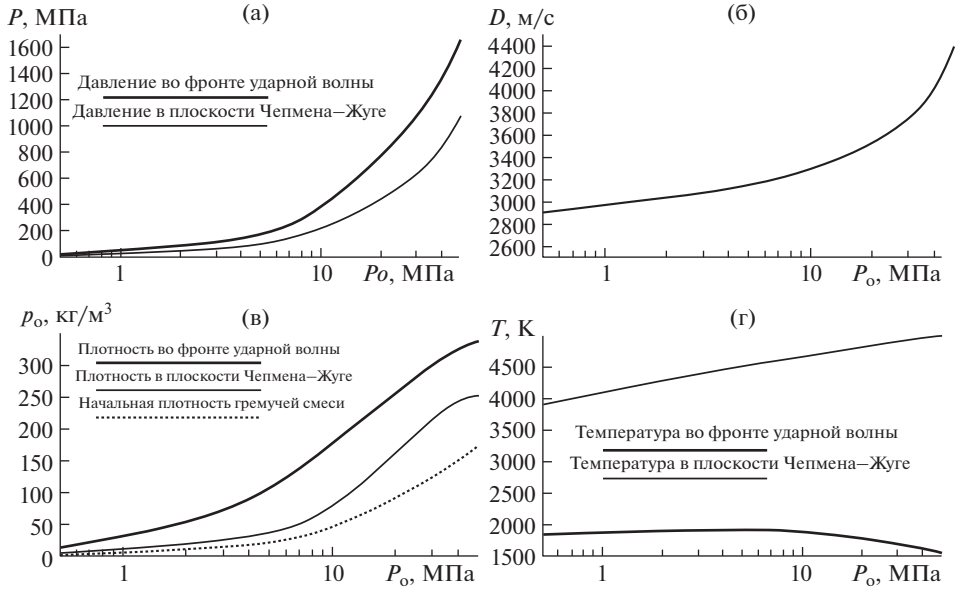

Рис. 4. Параметры детонационной волны, генерируемой в КВД в зависимости от начального давления p_0: (а) – давление во фронте детонационной волны и в плоскости Чепмена–Жуге; (б) – скорость детонационной волны; (в) – плотность продуктов детонации во фронте ударной волны, в плоскости Чепмена–Жуге и начальная плотность взрывчатой смеси $0.667H_2 + 0.333O_2$; (г) – температура во фронте детонационной волны и в плоскости Чепмена–Жуге.

эффект волнового воздействия обнаруживается как в непосредственно обрабатываемой скважине, так и в отдельных случаях, при соответствующих режимах обработки проявляется в скважинах, отстоящих от источника импульсов давления на сотни и более метров [1, 14, 15].

Для реализации указанного способа обработки ГИЭ должен устанавливаться в одной из скважин выбранного участка месторождения, а воздействие осуществляется на окружающие скважины. Как свидетельствуют результаты обработок нефтяных месторождений, проведенных по описанной схеме с помощью генератора ударных волн, возможно увеличение нефтедобычи на десятки процентов по сравнению с исходным значением в момент начала обработки [1]. При этом реагирующие скважины находятся на расстоянии до 800 м от центра установки генератора.

Положительный эффект воздействия достигается при создании на входе в пласт импульсов давления амплитудой ~8–12 МПа [1]. Используя полученные расчетные данные, приведенные на рис. 5, можно показать, что такое давление ГИЭ создает на продуктивном слое уже при начальном давлении окружающей скважинной жидкости $p_0 \sim 2$ МПа. С ростом p_0 давление, развиваемое на границе жидкость–продуктивный слой P_{nc}, начинает значительно его превышать.

Это позволяет предположить возможность использования ГИЭ в процессах повышения нефтеотдачи пластов как менее металлоемкое и более удобное в использовании по сравнению с оборудованием, применяемым в настоящее время для этих целей.

5. Оценка возможности использования глубоководного импульсного электролизера для проведения гидроразрыва пласта. Что касается гидравлического разрыва пласта, то его используют для воздействия на пласты, характеризующиеся низкой проницаемостью.

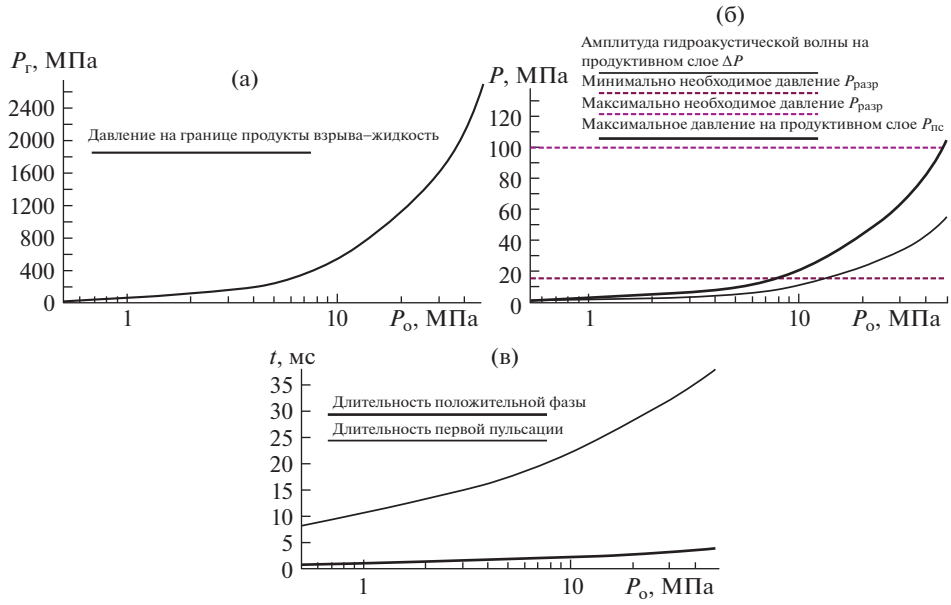

Рис. 5. Параметры гидроакустической волны распространяющейся в ОНД, в зависимости от начального давления p_0: (а) – давление гидроакустической волны на границе раздела продукты взрыва–жидкость $P_г$; (б) – максимальное давление $P_{пс}$ и амплитуда гидроакустической волны ΔP, развиваемые на границе жидкость–продуктивный слой; (в) – длительности положительной фазы и первой пульсации гидроакустической волны на границе жидкость–продуктивный слой.

Разрыв приводит к увеличению дренируемого участка, в результате чего фильтрационные процессы и нефтеотдача пласта увеличиваются.

Оценим возможность использования ГИЭ в процессах гидроразрыва пласта для локального воздействия на пласт при интервальном охвате пластов [16].

Использование ГИЭ для гидроразрыва пласта может быть подобно изложенному в [17], где заряд взрывчатого вещества опускался в скважину, переводился в рабочее состояние (подрывался) и генерировал воздействие жидкости на продуктивный слой.

Гидроразрыв пласта задается давлением гидроразрыва пласта $P_{разр}$ – это давление, которое необходимо создать в зоне залегания пласта для раскрытия естественных и образования новых трещин (каналов). То есть для расслоения пласта и образования в нем горизонтальной трещины, необходимо внутри пористого пространства создать давление $P_{разр}$, превышающее горное на величину временного сопротивления горных пород на разрыв, так как надо преодолеть силы сцепления частиц породы. Давление гидроразрыва пласта можно определить из выражения [18]

$$P_{разр} = P_{гв} - P_{пл} + P_р, \tag{13}$$

где $P_{гв}$ – вертикальное горное давление; $P_{пл}$ – пластовое давление; $P_р$ – давление расслоения пород (давление распространения трещины). При этом разницу ($P_{гв} - P_{пл}$) еще называют горизонтальной составляющей горного давления $P_{гг}$.

При полном отсутствии промысловых данных и данных исследований допускается использование эмпирических зависимостей. Например, в [19] приведена зависимость

$$P_{разр} = 10^4 H_п K, \tag{14}$$

где K = 1.5–2; $H_п$ – в метрах, $P_{разр}$ – в Па.

Воспользовавшись формулой (14) найдем изменение давления гидроразрыва пласта для глубин 1–5 км – $P_{разр}$ = 15–100 МПа. Для более точной оценки можно воспользоваться методикой, изложенной в [20]. Так, в этой работе для конкретных залежей нефти показано, что $P_{разр}$ = 42.4 МПа на глубине 3150 м, что отличается от расчетов по формуле (14) на ~15%.

Из представленных на рис. 5 графиков видно, что гидроакустическая волна, создаваемая продуктами взрыва стехиометрической смеси водород–кислород, будет развивать давление достаточное для расслоения продуктивного слоя традиционными способами уже при начальном давлении скваженной жидкости p_0 = 4.5 МПа. При этом на границе раздела жидкость–продуктивный слой можно создать динамические нагрузки более 100 МПа с практически мгновенной скоростью нагружения. Под действием такой гидродинамической волны движение потока жидкости в продуктивном слое будет происходить уже не в статическом режиме, как в случае традиционного ГРП, а в импульсном. Мощность динамического удара жидкости на породу пласта будет на несколько порядков выше, чем при обычном ГРП. Это позволяет сделать предположение о возможности использования ГИЭ в процессах гидроразрыва пласта и рекомендовать провести целенаправленные эксперименты.

Преимущества, которые можно достичь, используя для гидроразрыва пласта ГИЭ, определяются отказом от использования мощных насосных агрегатов, в простоте конструкции ГИЭ и существенной экономии энергии.

Заключение. Разработаны технические решения конструктивных элементов и макет генератора гидроакустических волн высокой интенсивности, который успешно прошел стендовые испытания и доказал стабильность работы в условиях приближенных к промысловым. Проведены математические исследования его работы в скважинных условиях и теоретически показана возможность использования ГИЭ для решения вопросов повышения нефтеотдачи пластов. Выдвинуто предположение о возможности применения предлагаемого метода генерации волн для проведения ГРП.

Для подтверждения полученных теоретических результатов будут проведены натурные испытания.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ганиев Р.Ф., Украинский Л.Е.* Нелинейная волновая механика и технологии. М.: НИЦ Регулярная и хаотическая динамика, 2008. 712 с.
2. *Лысенко Г.П., Котельников В.А., Украинский Л.Е.* Глубоководный генератор ударных волн высокой интенсивности // Материалы международной конференции “Машины, технологии и материалы для современного машиностроения”. Сборник тезисов конференции. 2018. С. 103.
3. *Димитров В.И.* Простая кинетика. Новосибирск: Наука, 1982. 382 с.
4. *Гельфанд Б.Е., Попов О.Е., Чайванов Б.Б.* Водород: параметры горения и взрыва. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. 288 с.
5. *Warnatz J.* Combustion Chemistry / W. C. Gardiner (Ed.). Berlin: Springer-Verlag, 1984.
6. *Tien J.H., Stalker R.J.* Release of chemical energy by combustion in a supersonic mixing layer of hydrogen and air // Combust. Flame. 2002. V. 131. № 3. P. 329.
7. *Даутов Н.Г., Старик А.М.* К вопросу о выборе кинетической схемы при описании детонации в смеси H_2+воздух за ударными волнами // Теплофизика высоких температур. 1993. Т. 31. № 2. С. 292.
8. *Бедаев И.А., Федоров А.В.* Сравнительный анализ трех математических моделей воспламенения водорода // Физика горения и взрыва. 2006. Т. 42. № 1. С. 26.

9. *Астахов Н.С., Николаев Ю.А., Ульяницкий В.Ю.* О параметрах детонации водородно-кислородных и водородно-воздушных смесей при высокой начальной плотности // Физика горения и взрыва. 1984. Т. 20. № 1. С. 98.
10. *Гурвич А.М., Шаулов Ю.Х.* Термодинамические исследования методом взрыва и расчеты процессов горения. М.: МГУ, 1955. 165 с.
11. *Попов О.Е., Когарко С.М.* Сравнительная характеристика волн давления при подводных взрывах газообразных и конденсированных ВВ // Физика горения и взрыва. 1977. Т. 13. № 6. С. 926.
12. *Когарко С.М., Попов О.Е., Новиков А.С.* Подводный взрыв газовой смеси как источник волн давления в жидкости // Физика горения и взрыва. 1975. Т. 11. № 5. С. 759.
13. Топлива. Высшая теплотворная способность – таблица. (Удельная теплота сгорания). Высшая/низшая теплотворная способность – пояснения. http://tehtab.ru/guide/guidephysics/guidephysicsheatandtemperature/comnustionenergy/fuelshighercaloricvalues, 07.04.2020.
14. Обзор современных методов повышения нефтеотдачи пласта. http://www.petros.ru/rus/news/?action=show&id=267, 07.04.2020.
15. Физические методы. https://studwood.ru/1274300/geografiya/fizicheskie_metody, 07.04.2020.
16. Гидравлический разрыв пласта: виды, расчет и технологический процесс. https://fb.ru/article/459390/gidravlicheskiy-razryiv-plasta-vidyi-raschet-i-tehnologicheskiy-protsess, 07.04.2020.
17. Способ интенсификации добычи нефти и газа путем гидроразрыва продуктивного нефтегазоносного пласта / Акционерное общество открытого типа “Ноябрьскнефтегазгеология”, РФ Патент 2069743C1, МПК E21B 43/116, 1996.11.27.
18. Расчет давления гидроразрыва пласта. https://megalektsii.ru/s27358t4.html, 07.04.2020.
19. Расчет гидравлического разрыва пласта. https://studwood.ru/1001342/tovarovedenie/raschyot_gidravlicheskogo_razryva_plasta, 07.04.2020.
20. Проектирование гидроразрыва пласта в терригенных коллекторах. Оценка эффективности. СТО Газпром 2-2.3-635-2012. М.: ОАО “ГАЗПРОМ”, 2012. 48 с.

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 621.7

НЕЛИНЕЙНАЯ ДИНАМИКА ВИБРАЦИОННОЙ МАШИНЫ С ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИМ ВОЗБУДИТЕЛЕМ КОЛЕБАНИЙ

© 2021 г. В. К. Асташев[1,*], К. А. Пичугин[1], Е. Б. Семенова[1]

[1] *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*

**e-mail: v_astashev@mail.ru*

Поступила в редакцию 22.01.2020 г.
Принята к публикации 22.10.2020 г.

Приводятся результаты анализа динамических свойств вибрационной технологической машины с электродинамическим возбудителем колебаний при ее работе на нелинейную технологическую нагрузку. Построены амплитудно-частотные характеристики машины, как на холостом ходу, так и в рабочем режиме при питании возбудителя колебаний от источников тока и напряжения. Показана возможность и найдены условия появления областей неоднозначности амплитудно-частотных характеристик и их ветвей, отвечающих неустойчивым режимам. Выявлен ряд особенностей динамического поведения машины и ее предельные возможности.

Ключевые слова: вибрационная машина, нелинейная технологическая нагрузка, резонанс, амплитудно-частотная характеристика, скорость рабочего процесса

DOI: 10.31857/S0235711921010065

Электродинамические возбудители колебаний [1, 2], используемые в испытательных стендах, находят применение и в разнообразных вибрационных и виброударных машинах и устройствах в качестве привода рабочих органов [3–5], особенно при взаимодействии рабочего органа с нелинейной технологической нагрузкой, возникающей при выполнении рабочего процесса. В статье выполнен анализ динамических характеристик машины при ее работе, как на холостом ходу, так и в рабочих режимах при питании возбудителя колебаний от источника тока и источника напряжения.

На рис. 1 показана схема вибрационной машины с электродинамическим возбудителем колебаний. В корпусе *1* жестко закреплена магнитная система, кольцевой магнит *2*, который зажат между магнитопроводами *3* и *4*. В кольцевом зазоре магнитопроводов размещена катушка *5* с возможностью перемещения вдоль оси устройства. Катушка жестко установлена на центральном стержне *6*, который связан с корпусом упругими мембранами *7*. На конце стержня установлен инструмент, взаимодействующий с обрабатываемым изделием или средой *8*. Инструмент поджимается к изделию статической силой P, приложенной к корпусу машины.

Катушки получают питание от источника переменного тока. Проходящий через обмотку катушки переменный ток $i(t)$ создает переменную силу $f(t)$ возбуждения колебаний катушки [1, 2] и жестко связанного с ней инструмента

$$f(t) = Bli(t), \tag{1}$$

где B – магнитная индукция магнитного поля в зазоре; l – длина проводника обмотки катушки; i – сила тока.

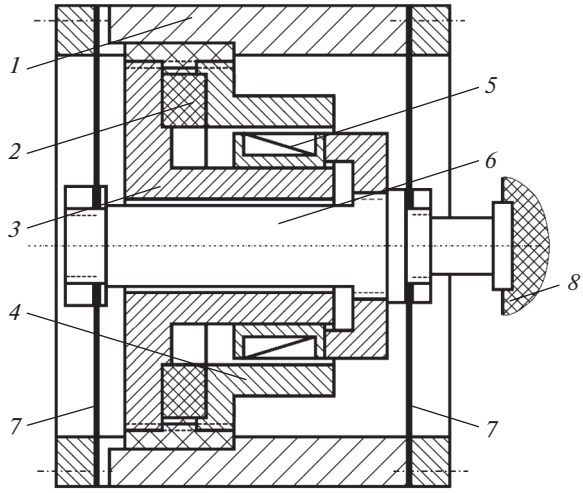

Рис. 1.

В то же время движение катушки в магнитном поле создает в ее обмотке противоэлектродвижущую силу

$$e(t) = Bl\dot{x}(t), \tag{2}$$

где $x(t)$ – закон движения катушки.

Взаимодействие рабочего органа с обрабатываемой средой создает технологическую нагрузку на колебательную систему. Для описания технологической нагрузки используется нелинейная динамическая характеристика $f_l = f_l(x, \dot{x})$ рабочего процесса [6, 7], которая определяет зависимость силы взаимодействия инструмента с деталью от перемещения x и скорости $\dot{x}$ инструмента.

Режимы холостого хода. Рассмотрим сначала динамические свойства системы при работе на холостом ходу, т.е. при отсутствии технологической нагрузки $f_l = 0$. Состояние электромеханической системы при установившихся гармонических колебаниях с учетом (1) и (2) описывается уравнениями

$$\begin{gathered}(c - m\omega^2 + \mathrm{j}\omega b)\tilde{a} = Bl\tilde{I},\\ (R + \mathrm{j}\omega L)\tilde{I} = \tilde{U} - \mathrm{j}\omega Bl\tilde{a},\end{gathered} \tag{3}$$

где m, c, b – масса подвижных частей, жесткость мембран и коэффициент вязкого сопротивления соответственно; R, L – сопротивление цепи питания и индуктивность катушки; $\tilde{U}$, $\tilde{I}$ – комплексные амплитуды напряжения питания катушки и тока в ее проводнике; $\tilde{a}$ – комплексная амплитуда колебаний инструмента; ω – частота колебаний; $\mathrm{j} = \sqrt{-1}$.

Если сила тока задана, т.е. питание катушек производится от источника тока, и изменяется по гармоническому закону $i(t) = I\mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t}$, где $I = \mathrm{const}$ – амплитуда силы тока, из уравнений (3) находим комплексные амплитуды колебаний инструмента и напряжения питания катушек

$$\tilde{a} = \frac{Bl}{W(\mathrm{j}\omega)}I, \quad \tilde{U} = \left[Z(\mathrm{j}\omega) + \frac{\mathrm{j}\omega(Bl)^2}{W(\mathrm{j}\omega)}\right]I, \tag{4}$$

где $W(\mathrm{j}\omega) = (c - m\omega^2 + \mathrm{j}\omega b)$ – динамическая жесткость механической части системы; $Z(\mathrm{j}\omega) = (R + \mathrm{j}\omega L)$ – импеданс электрической цепи.

Из соотношений (4) после подстановки принятых обозначений получим выражения для комплексных амплитуд колебаний инструмента и напряжения питания катушек

$$\tilde{a} = \frac{BlI}{c - m\omega^2 + \mathrm{j}\omega b}, \quad \tilde{U} = I\left[R + \mathrm{j}\omega L + \frac{(Bl)^2}{c - m\omega^2 + \mathrm{j}\omega b}\right]. \tag{5}$$

Используя формулу Эйлера

$$\tilde{a} = a\mathrm{e}^{\mathrm{j}\varphi} = a(\cos\varphi + \mathrm{j}\sin\varphi),$$

где φ – начальная фаза колебаний, из первого равенства (5) находим соотношения для амплитуды

$$a = \frac{BlI}{\sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (b\omega)^2}}, \tag{6}$$

и начальной фазы колебаний рабочего органа

$$\cos\varphi = \frac{a(c - m\omega^2)}{BlI}, \quad \sin\varphi = \frac{ba\omega}{BLI}. \tag{7}$$

Выражения (6) и (7) эквивалентны соотношениям, получаемым при анализе вынужденных колебаний осциллятора при действии гармонической силы с амплитудой $F_0 = BlI$.

Второе соотношение в (5) определяет напряжение питания. Второе слагаемое отражает влияние параметров механической части системы на импеданс электрической цепи. При питании от источника тока резонанс достигается при $\mathrm{Re}\,W(\mathrm{j}\omega) = 0$, т.е. на собственной частоте $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ механической части системы. При этом достигают максимальных значений амплитуды, как колебаний инструмента, так и напряжения на выходе источника питания. Резонансные значения амплитуды колебаний инструмента и напряжения питания имеют вид

$$a_r = BlI/b\omega_0, \quad \tilde{U}_r = I\left[R + j\omega_0 L + \frac{(Bl)^2}{b}\right].$$

Отсюда видно, что в резонансном режиме колебания магнита создают добавочное активное электрическое сопротивление, которое тем сильнее, чем меньше коэффициент b вязкого сопротивления движению механической системы. Это объясняется возрастанием амплитуды колебаний при уменьшении b, а, следовательно, и противоэлектродвижущей силы. Заметим, что напряжение питания $U \to \infty$ при $\omega \to \infty$, что объясняется возрастанием индуктивного сопротивления катушки.

Питание электродинамического возбудителя колебаний, как правило, производится от источника напряжения. В этом случае сила тока в проводнике катушки зависит не только от параметров катушки. При движении в магнитном поле в проводнике катушки возникает противоэлектродвижущая сила $e = -Bl\dot{x}$. В этом случае состояние системы описывается уравнениями (2), в которых заданным является напряжение

$u(t) = U\mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t}$. Решая систему уравнений (2) относительно неизвестных комплексных амплитуд $\tilde{a}$ и $\tilde{I}$ получим

$$\tilde{a} = \frac{BlU}{Z(\mathrm{j}\omega)W(\mathrm{j}\omega)+\mathrm{j}\omega(Bl)}, \quad \tilde{I} = \frac{W(\mathrm{j}\omega)U}{Z(\mathrm{j}\omega)W(\mathrm{j}\omega)+\mathrm{j}\omega(Bl)^2}. \tag{8}$$

Для более наглядной физической интерпретации полученных далее решений запишем эти уравнения в виде

$$\tilde{a} = \frac{BlU}{Z(\mathrm{j}\omega)W_\Sigma(\mathrm{j}\omega)}, \quad \tilde{I} = \frac{W(\mathrm{j}\omega)U}{Z(\mathrm{j}\omega)W_\Sigma(\mathrm{j}\omega)}, \tag{9}$$

где $W_\Sigma(j\omega) = W(j\omega) + j\omega(Bl)^2/Z(j\omega)$ – динамическая жесткость полной электромеханической системы. Приведем ее развернутое выражение

$$W_\Sigma(j\omega) = c - \omega^2(m + kL) + j\omega(b + kR), \tag{10}$$

где величина $k = (Bl)^2/[R^2 + (\omega L)^2]$ имеет смысл коэффициента приведения электрических параметров к их механическим аналогам.

Резонанс системы при ее питании от источника напряжения согласно (10) возникает при $\mathrm{Re}\,W_\Sigma(\mathrm{j}\omega) = 0$, т.е. при частоте $\omega = \omega_r$, определяемой равенством

$$\omega_r = \sqrt{c/(m + kL)}. \tag{11}$$

Поскольку коэффициент k зависит от частоты ω, соотношение (11) является уравнением относительно искомой резонансной частоты ω_r. В результате решения этого уравнения находим

$$\omega_r = \omega_0\sqrt{1 - (Bl)^2/Lc}. \tag{12}$$

Как следует из (12), при питании от источника напряжения резонансная частота системы оказывается более низкой, чем при питании от источника тока, за счет сложного сочетания параметров магнитоэлектрической и механической частей системы. В данном случае резонанс реализуется при $(Bl)^2 < Lc$. При $(Bl)^2 \to Lc$ резонансная частота $\omega_r \to 0$. Электродинамические возбудители с большими значениями $(Bl)^2 \gg Lc$ используются в вибрационных стендах, позволяя получить практически постоянные амплитуды колебаний в достаточно широком диапазоне частот.

Из соотношений (9) с учетом равенств (10) и (11) найдем величины резонансных амплитуд колебаний инструмента и тока в цепи питания катушек

$$a_r = \frac{BlU}{b(\omega_r L)^2 + R(Bl)^2}, \quad \tilde{I}_r = \frac{(c - m\omega_r^2 + jb\omega_r)U}{b(\omega_r L)^2 + R(Bl)^2}. \tag{13}$$

Рассмотрим поведение системы при двух характерных частотах. При частоте $\omega = 0$ из уравнений (8) с учетом принятых обозначений находим $I = U/R$, $a = BlU/Rc$, что вполне очевидно, так как система находится в состоянии статического равновесия. В практике эксплуатации вибрационных машин с электродинамическим возбудителем колебаний зачастую в качестве рабочей выбирают настройку на собственную частоту $\omega = \omega_0 = \sqrt{c/M}$ механической колебательной системы. В таком режиме амплитуда колебаний рабочего органа

$$\tilde{a}(\omega_0) = \frac{BlU}{-L\omega_0^2 b + \mathrm{j}\omega_0(Bl)^2}, \quad \tilde{I}(\omega_0) = \frac{\mathrm{j}\omega_0 bBlU}{-L\omega_0^2 b + \mathrm{j}\omega_0(Bl)^2}.$$

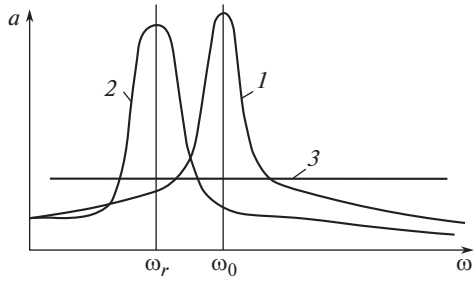

Рис. 2.

Этот режим интересен тем, что амплитуда силы тока минимальна и при $b \to 0$ амплитуда силы тока $I \to 0$, т.е. механические колебания происходят, а ток в катушках отсутствует. Это происходит потому, что в этом режиме противоэлектродвижущая сила, возникающая в проводнике катушки, оказывается равной напряжению питания. По сути, в данном случае мы имеем дело с явлением антирезонанса в электрической цепи.

На рис. 2 показаны амплитудно-частотные характеристики колебаний рабочего инструмента при питании системы от источника тока (кривая *1*) и источника напряжения при $(Bl)^2 < Lc$ (кривая *2*) и при $(Bl)^2 > Lc$ (линия *3*).

Нелинейная технологическая нагрузка. Перейдем к описанию работы машины с электродинамическим возбудителем колебаний при выполнении технологического процесса. Взаимодействие рабочего органа с обрабатываемым изделием или средой создает дополнительную технологическую нагрузку на рабочий орган машины. Как правило, нагрузку можно представить в виде действующей на рабочий орган силы $f_l = f_l(x, \dot{x})$, нелинейно зависящей от координаты x и скорости $\dot{x}$ рабочего органа. Уравнение движения при питании от источника тока по аналогии с (3) принимает вид

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = BlIe^{j\omega t} - f_l(x, \dot{x}). \tag{14}$$

Отыскивая приближенное гармоническое решение нелинейного уравнения (14), проведем гармоническую линеаризацию [6] функции $f_l = f_l(x, \dot{x})$

$$f_l(x, \dot{x}) \approx P_l(a) + c_l(a)x + b_l(a)\dot{x}, \tag{15}$$

где $P_l(a)$ – постоянная составляющая технологической нагрузки; $c_l(a)$, $b_l(a)$ – коэффициенты гармонической линеаризации, вычисляемые по формулам

$$P_l(a) = \frac{1}{T}\int_0^T f_l(x, \dot{x})dt,$$
$$c_l(a) = \frac{2}{Ta}\int_0^T f_l(x, \dot{x})\cos(\omega t)dt, \quad b_l = (a) = -\frac{2}{Ta\omega}\int_0^T f_l(x, \dot{x})\sin(\omega t)dt, \tag{16}$$

где $T = 2\pi/\omega$ – период колебаний.

Поскольку вся система поджимается к обрабатываемой среде постоянной силой P (рис. 1), очевидно, что постоянная составляющая нелинейной нагрузки $P_l = P$, а уравнение колебаний (14) с учетом (15) принимает вид

$$m\ddot{x} + (b + b_l)\dot{x} + (c + c_l)x = BlIe^{j\omega t}. \tag{17}$$

Таким образом, получено линейное уравнение, коэффициенты которого зависят от неизвестной амплитуды. Решая уравнение (17), получаем выражение для комплексной амплитуды

$$\tilde{a} = -\frac{BlI}{(c + c_l) - m\omega^2 + j\omega(b + b_l)_l}. \tag{18}$$

Заметим, что по форме выражение (18) совпадает с выражением (5), полученным при описании работы на холостом ходу. Поэтому проведенные выше выкладки формально оказываются справедливыми при замене величин c и b на величины $(c + c_l)$ и $(b + b_l)$ соответственно. Существенное различие равенств (5) и (18) заключается в том, что последнее является алгебраическим уравнением относительно амплитуды a, от которой зависят коэффициенты c_l и b_l.

В качестве примера рассмотрим работу системы, предназначенной, например, для внедрения инструмента в хрупкую среду. Примем, что рабочий процесс описывается характеристикой жесткопластического материала [7]

$$f(x) = \frac{1}{2}D\eta(x - \Delta)(1 + \operatorname{sign}\dot{x}), \tag{19}$$

где D – сила, при которой происходит необратимая деформация или разрушение материала; $\eta(x)$ – функция Хевисайда; Δ – координата инструмента в момент начала его взаимодействия с обрабатываемой средой. Коэффициенты гармонической линеаризации функции (19) имеют вид [8]

$$P_l(a) = \frac{D}{2\pi}\arccos\frac{\Delta}{a}, \quad c_l(a) = \frac{D}{\pi a}\sqrt{1 - \left(\frac{\Delta}{a}\right)^2}, \quad b_l(a) = \frac{D}{\pi a\omega}\left(1 - \frac{\Delta}{a}\right). \tag{20}$$

Учитывая равенство $P_l(a) = P$, из первого соотношения в (20) находим $\Delta/a = \cos(2\pi P/D)$ и после подстановки в (20) получаем и

$$c_l(a) = \frac{D}{\pi a}\sin\frac{2\pi P}{D}, \quad b_l(a) = \frac{2D}{\pi a\omega}\sin^2\frac{\pi P}{D}. \tag{21}$$

Разность $a - \Delta$ определяет величину внедрения инструмента в обрабатываемую среду за один цикл колебаний. Очевидно, что средняя скорость процесса $v = (a - \Delta)\omega/2\pi$ и с помощью первого соотношения в (20) находим

$$v = \frac{a\omega}{\pi_l}\sin^2\frac{\pi P}{D}. \tag{22}$$

В реальных процессах и машинах $P \ll D$. Поэтому, выражения (21) и (22) с высокой точностью можно представить в виде

$$c_l(a) = \frac{2P}{a}, \quad b_l(a) = \frac{2\pi P^2}{a\omega D}, \quad v = \pi a\omega\left(\frac{P}{D}\right)^2. \tag{23}$$

Нелинейная динамика машины. Перейдем к построению динамических характеристик машины в рабочем режиме. Выше было показано, что все решения, полученные для режимов холостого хода, остаются справедливыми после замены величин c и b на величины $(c + c_l)$ и $(b + b_l)$. При питании возбудителя от источника тока по аналогии с (6) с учетом (23) находим

$$a = \frac{BlI}{\sqrt{\left(c + \frac{2P}{a} - m\omega^2\right)^2 + \omega^2\left(b + \frac{2\pi P^2}{a\omega D}\right)^2}}. \tag{24}$$

Соотношение (24) позволяет сразу найти связь резонансных частот и амплитуд с параметрами системы. Равенство нулю первого слагаемого в знаменателе (24) определяет значения резонансных частоты и амплитуды

$$a_{rl} = -\frac{2P}{c[1-(\omega_{rl}/\omega_0)^2]}, \quad a_{rl} = \left(BlI - \frac{2\pi P^2}{D}\right)(b\omega_{rl})^{-1}. \tag{25}$$

Первое из равенств (25) является уравнением скелетной кривой амплитудно-частотной характеристики, второе – линии предельных амплитуд [6]. Решение уравнений (25) позволяет найти величины резонансных частот и амплитуд. Из (25) видно, что резонансы возникают в области частот $\omega_{rl} > \omega_0$ при условии

$$BlI > \frac{2\pi P^2}{D}. \tag{26}$$

Из соотношений (25) следует, что резонансная частота в рабочем режиме $\omega_{rl} > \omega_0$, а резонансная амплитуда $a_{rl} \to \infty$ при $b \to 0$.

Уравнение (24) относительно неизвестной амплитуды колебаний рабочего органа приводится к следующему квадратному уравнению

$$[(c - m\omega^2)^2 + (\omega b)^2]a^2 + 4Pa\left(c - m\omega^2 + \omega b\frac{\pi P}{D}\right) + 4P^2\left[1 + \left(\frac{\pi P}{D}\right)^2\right] - (BlI)^2 = 0.$$

Учитывая, что диссипация в системе существенно влияет на параметры колебаний только в окрестности резонанса, для получения ясной физической картины запишем решение уравнения, полагая $b = 0$

$$a = \frac{-2P\left[1 \pm \sqrt{\left(\frac{BlI}{2P}\right)^2 - \left(\frac{\pi P}{D}\right)^2}\right]}{(c - m\omega^2)}. \tag{27}$$

Из выражения (27) следует, что неравенство (26) является необходимым условием существования виброударного рабочего процесса. Покажем, что вид амплитудно-частотной характеристики существенно зависит от соотношения сил возбуждения BLI и подачи P. Учитывая условие $a > 0$, из (27) находим, что рабочий процесс реализуется во всем частотном диапазоне при условии

$$BlI \geq 2P\sqrt{\left[\left(\frac{\pi P}{D}\right)^2 + 1\right]}. \tag{28}$$

На рис. 3 показаны амплитудно-частотные характеристики при различных значениях силы P. Рассмотренному случаю отвечает кривая P_1. Резонансные частота и амплитуда определяются координатами точек пересечения скелетных кривых *1* и линии *2* предельных амплитуд. Ситуация радикально меняется, если увеличение силы P приводит к нарушению неравенства (28). В этом случае виброударные режимы возможны только в области $\omega > \omega_0$, и амплитудно-частотная характеристика имеет две ветви, разделенные скелетной кривой. На рис. 3 этому случаю отвечает кривая P_2. По мере увеличения силы P подачи резонансная частота все более смещается в сторону более высоких частот. Используя соотношения (25), можно показать, что по мере приближения параметров системы к границе неравенства (26) резонансная частота $\omega_{rl} \to \infty$.

Показанная штриховой линией нижняя ветвь резонансной кривой P_2 отвечает неустойчивым режимам. Вывод системы на устойчивые режимы с большой амплитудой можно осуществить либо внешним импульсом, либо затягиванием колебаний из

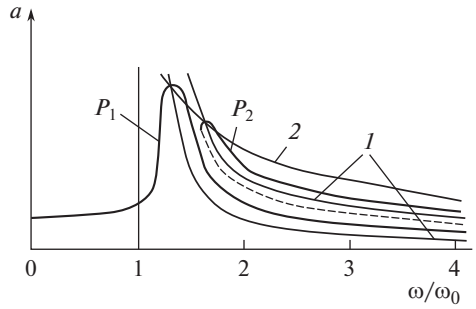

Рис. 3.

области высоких частот, либо плавным увеличением силы P при заданной частоте $\omega \geq \omega_{rl}$. При этом следует иметь в виду опасность срыва колебаний при прохождении границы устойчивости.

Перейдем к построению и анализу амплитудно-частотных характеристик системы при питании от источника напряжения. По аналогии с (24), используя выражения (9), (10), (23), запишем уравнение относительно амплитуды колебаний инструмента

$$a = \frac{BlU}{\sqrt{(R^2 + \omega^2 L^2)\left\{\left[\left(c + \frac{2P}{a} - \omega^2(m + kL)\right)\right]^2 + \left[\omega b + kR + \frac{2\pi P^2}{aD})\right]^2\right\}}}. \tag{29}$$

и линии предельных амплитуд

$$a_{rl} = -\frac{2P}{c(1 - \omega_{rl}^2/\omega_r^2)}, \quad a_{rl} = \left[\frac{BlU}{R_{rl}} - \frac{2\pi P^2}{D}\right](\omega_{rl} b)^{-1}, \tag{30}$$

где $R_{rl} = \sqrt{(R^2 + \omega_{rl}^2 L^2)}$ – сопротивление цепи питания при частоте $\omega = \omega_{rl}$.

По физической сути соотношения (30) хорошо согласуются с равенствами (25). Из (30) следует, что скелетная кривая определена в частотной области $\omega > \omega_r$, а резонансные колебания можно реализовать при выполнении условия

$$BlU > \frac{2\pi P^2}{D}\sqrt{(R^2 + \omega_{rl}^2 L^2)}. \tag{31}$$

Пренебрегая потерями энергии в механической ($b = 0$) и электрической ($R = 0$) частях системы, приведем уравнение (29) к квадратному

$$[c - \omega^2(m + kL)]^2 a^2 + 4P[c - \omega^2(m + kL)]a + 4P^2\left\{\left[1 + \left(\frac{\pi P}{D}\right)^2\right] - \left(\frac{BlU}{2PR_\omega}\right)^2\right\} = 0.$$

Решение уравнения имеет вид

$$a = \frac{-2P\left[1 \pm \sqrt{\left(\frac{BlU}{2PR_\omega}\right)^2 - \left(\frac{\pi P}{D}\right)^2}\right]}{c(1 - \omega^2/\omega_r^2)}. \tag{32}$$

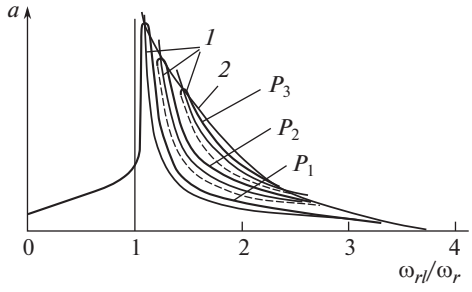

Рис. 4.

Необходимое условие реализации виброударного режима имеет вид

$$BlU > 2\pi R_\omega P^2/D. \tag{33}$$

При $\omega = \omega_{rl}$ неравенство (33), совпадающее с условием (31) реализации резонансных колебаний, ограничивает частотный диапазон существования виброударных процессов при заданной силе P

$$\omega < \omega_m = BlUD/2\pi LP^2. \tag{34}$$

Заметим, что виброударный процесс в диапазоне $\omega < \omega_r$ возможен при

$$\mathrm{B}\,lU > 2PR_\omega\sqrt{1+\left(\frac{\pi P}{D}\right)}. \tag{35}$$

При выполнении (35) каждой частоте из диапазона (34) соответствует единственное значение амплитуды (32) колебаний. Отвечающая условию (35) амплитудно-частотная характеристика показана на рис. 4 (линия P_1).

При нарушении условия (35) виброударные режимы реализуются только в частотном диапазоне $\omega_r < \omega < \omega_m$, где амплитудно-частотная характеристика (32) имеет вид петли, ветви которой разделенные скелетной кривой (30). На рис. 4 показаны амплитудно-частотные характеристики при различных значениях силы P. Тонкими линиями показаны скелетные кривые *1* и линии *2* предельных амплитуд. Штриховыми линиями показаны ветви неустойчивых режимов. По мере увеличения силы $P_3 > P_2 > P_1$ частотный диапазон существования виброударного режима сужается и в пределе при $P = P_m$ стягивается в точку, выделенную черным кружком. Графически в этой точке происходит касание скелетной кривой и линии предельных амплитуд, отвечающей предельному значению силы P.

В заключение отметим, что приведенные результаты позволяют провести полный расчет машины с электродинамическим возбудителем колебаний. Поскольку резонансные режимы являются наиболее эффективными [9] при работе вибрационной машины, понимание происходящих процессов позволяет найти лучшие пути реализации этих режимов.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 18-08-00168).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Римский-Корсаков А.В.* Электроакустика. М.: Связь, 1973. 272 с.
2. *Харкевич А.А.* Теория электроакустических преобразователей. Избранные труды. М.: Наука, 1973. Т. 1. С. 33.
3. *Покровский В.В.* Электродинамические вибровозбудители. Вибрации в технике. Справочник. М.: Машиностроение, 1981. Т. 4. С. 269.
4. *Краснопольская Т.С.* Автономное возбуждение механических колебаний электродинамическим вибратором // Прикладная механика. 1977. Т. 13. № 2. С. 108.
5. *Astashev V.K., Babitsky V.I., Kolovsky M.Z.* Dynamics and Control of Machines. Berlin: Springer, 2000. 235 p.
6. *Бабицкий В.И.* Теория виброударных систем. М.: Наука, 1967. 352 с.
7. *Асташев В.К., Крупенин В.Л.* Нелинейная динамика ультразвуковых технологических процессов. М.: МГУП им. Ивана Федорова, 2016. 372 с.
8. *Пальмов В.А.* Колебания упругопластических тел. М.: Наука, 1976. 328 с.
9. *Антипов В.И., Асташев В.К.* О принципах создания энергосберегающих вибрационных машин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 4. С. 3.

ПРОБЛЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ И НАДЕЖНОСТИ МАШИН 2021, № 1, с. 25–32

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 534.1

ДИНАМИЧЕСКИЕ ФРАКТАЛЫ В БИОМЕХАНИКЕ. ВИБРОРЕЦЕПТОРЫ – ТЕЛЬЦА ПАЧИНИ

© 2021 г. Л. Я. Банах

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия
e-mail:banl@inbox.ru

Поступила в редакцию 02.06.2020 г.
Принята к публикации 22.10.2020 г.

В статье введено понятие динамически-фрактальных структур (динамического фрактала), заключающееся в изменении с одинаковым масштабом динамических, т.е. упруго-инерционных параметров, образующих ячеек. Показано, что убывающий по длине динамический фрактал, имеет свойство усиления поступающего сигнала вдоль структуры. Увеличивающийся по длине динамический фрактал, напротив, обладает хорошими виброизолирующими свойствами, интенсивность затухания в котором выше, чем в периодической структуре. Исследованы динамические свойства виброрецептора – тельца Пачини, являющегося детектором вибрации. Построена его механическая модель. Показано, что виброрецептор – это динамический фрактал с убывающими по длине параметрами и поэтому усиливает входящий сигнал, что позволяет улавливать даже слабые вибрационные воздействия на человека.

Ключевые слова: динамический фрактал, полоса пропускания, виборецептор – тельце Пачини, распространение волн, усиление сигнала

DOI: 10.31857/S0235711921010077

1. Постановка задачи. Широкий класс структур в природе и технике составляют самоподобные фрактальные структуры, в которых каждая последующая ячейка в определенном масштабе повторяет структуру предыдущей. В настоящее время широко известны фракталы Мандельброта [1], в которых происходит масштабирование геометрических параметров. Они хорошо описывают формообразование структур, успешно используются во многих вычислительных комплексах. Однако они не отражают динамических свойств механических систем. Поэтому представляет интерес изучение структур, состоящих из ячеек, подобных по *динамическим,* а не по геометрическим параметрам. Для этого, в отличие от геометрических фракталов Мандельброта следует ввести понятие динамического фрактала, описывающего структуры, в которых происходит масштабирование упруго-инерционных параметров, определяющих динамические свойства системы. К таким системам в механике можно отнести, например, стержни переменного сечения, валы с дисками переменного сечения, конические оболочки с ореберением, разветвленные структуры (например, дихотомические решетки).

Такие структуры обладают рядом специальных динамических свойств [2, 3]. Выявлено, что динамический фрактал, увеличивающийся по длине, имеет хорошие виброизолирующие свойства, при этом интенсивность затухания значительно выше, чем в эквивалентной периодической структуре. Динамический фрактал, уменьшающийся по длине, напротив, обладает способностью усиливать входящий сигнал вдоль длины.

Эти характерные свойства динамически-фрактальных структур можно использовать в инженерных конструкциях.

Интенсивное снижение уровня колебаний в динамических фракталах целесообразно применять в системах виброизоляции. Достаточно распространенными такими системами виброизоляции являются решетчатые фундаментные конструкции с периодической структурой [4], характеризующиеся чередованием полос пропускания и непропускания гармонического сигнала. Однако, значительно более сильные виброизолирующие свойства имеют динамически-фрактальные решетки, интенсивность затухания колебаний в которых в γ раз выше, чем в периодической структуре [5] (γ – параметр масштабирования). Это позволяет также существенно сократить число рядов решетки.

Другое характерное свойство – усиление поступающего сигнала в убывающем по длине динамическом фрактале, что невозможно в периодической структуре. В инженерных конструкциях это качество используется в ультразвуковых колебательных системах для увеличения амплитуды колебаний, передаваемых от возбудителя колебаний к инструменту [6].

Наиболее сильным подтверждением работоспособности и целесообразности динамически-фрактальных структур является их существование в природе. Хорошо известны примеры успешного применения в инженерных конструкциях идей и технологий, заимствованных из Природы. С этой точки зрения очень важно исследовать природные динамические фракталы. Такой структурой является, в частности, виброрецептор – тельце Пачини, представляющий собой детектор гармонического сигнала при воздействии вибрации на человека. Его динамический анализ и является целью настоящей статьи.

В п. 2 изложены основные результаты и методы исследования колебаний динамически-фрактальных структур, необходимые при исследовании структуры виброрецептора. В п. 3 проводится анализ колебаний и распространения волн в математической модели виборецептора – тельца Пачини. Показано, что этот виброрецептор представляет собой убывающий динамический фрактал.

2. Динамический фрактал. Определение и основные свойства. *Динамически-самоподобными (динамическим фракталом)* назовем структуры, в которых упругие и инерционные параметры меняются с одинаковым масштабом γ для каждой ячейки структуры (или подсистемы) [2, 3]

$$K_s = \gamma K_{s-1}, \quad M_s = \gamma M_{s-1}, \tag{1}$$

где K_s – жесткость, M_s – инерционный параметр s-й ячейки.

Необходимым (но не достаточным) следствием условий (1) является равенство парциальных частот образующих ячеек

$$\nu_s^2 = (K_s + K_{s-1})/M_s = \nu_{s+1}^2 = (K_{s+1} + K_s)/M_{s+1} = \text{const} = \nu^2 \quad (s = 1, \ldots, n). \tag{2}$$

Условия (1) для динамического фрактала не совпадают с условиями геометрического подобия (scaling), использующегося в геометрических фракталах Мандельброта. Это совершенно другой вид структур, отличающийся от фракталов Мандельброта.

Проиллюстрируем основные свойства динамического фрактала на более простом примере фрактальной цепочки (рис. 1). Рассмотрим бесконечную одномерную цепочку, в которой s-я ячейка состоит из сосредоточенной массы m_s и пружинки с жесткостью k_s. Пусть упругие и инерционные параметры меняются с одинаковым масштабом γ от ячейки к ячейке (рис. 1а).

Тогда жесткость и масса для элемента $s + 1$: $k_{s+1} = \gamma k_s$, $m_{s+1} = \gamma m_s$. Уравнение в конечных разностях s-й ячейки

$$-k_{s-1}x_{s-1} + (-m_s\omega^2 + k_s(1 + 1/\gamma))x_s - k_s x_{s+1} = 0. \tag{3}$$

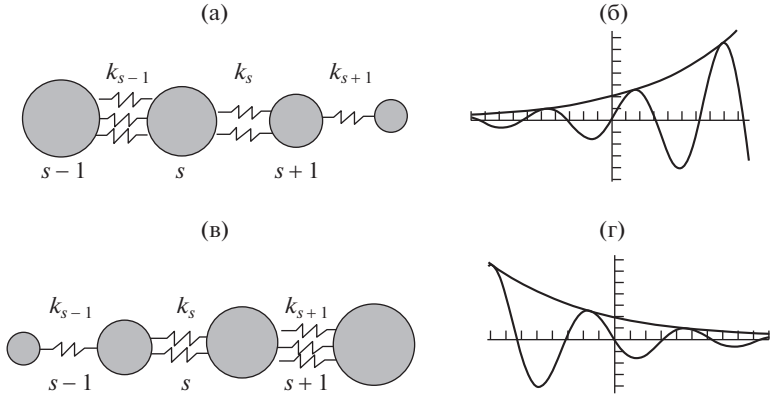

Рис. 1. Динамически-фрактальные структуры: (а) – цепочка с уменьшающимися по длине параметрами ($\gamma < 1$); (б) – формы колебаний при $\omega_0 < \omega < \omega^*$ если $\gamma < 1$ ($\alpha > \mu$); (в) – цепочка с увеличивающимися по длине параметрами ($\gamma > 1$); (г) – формы колебаний при $\omega_0 < \omega < \omega^*$, если $\gamma > 1$, $\gamma < 1$ ($\alpha < \mu$).

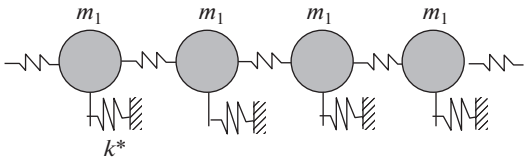

Рис. 2. Частотно-эквивалентная периодическая структура.

Используя замену переменных

$$x_s = \tilde{x}_s / \left(\sqrt{\gamma}\right)^s, \tag{4}$$

или

$$\tilde{x}_s = C\exp(i(\mu s - \omega t))/\left(\sqrt{\gamma}\right)^s = C\exp(i(\mu + i\alpha)s - \omega t), \quad i\alpha = -\frac{1}{2}\ln\gamma, \tag{5}$$

и полагая $k_s = k_1\gamma^s$, $m_s = m_1\gamma^s$, получим

$$-k_1\tilde{x}_{s-1}/\left(\sqrt{\gamma}\right) + \left(-m_1\omega^2 + \frac{k_1(1+\gamma)}{\gamma}\right)\tilde{x}_s - k_1\tilde{x}_{s+1}/\left(\sqrt{\gamma}\right) = 0. \tag{6}$$

Уравнение (6) описывает периодическую структуру (рис. 2), так как его коэффициенты не зависят от номера s. Жесткость между ячейками составляет $k_1/\sqrt{\gamma}$, дополнительное закрепление масс равно $k^* = \dfrac{k_1(1+\gamma)}{\gamma} - \dfrac{2k_1}{\sqrt{\gamma}} = \dfrac{k_1(1-\sqrt{\gamma})^2}{\gamma}$.

Дисперсионное уравнение периодической структуры

$$-m_1\omega^2 + \frac{k_1(1+\gamma)}{\gamma} - 2\frac{k_1}{\sqrt{\gamma}}\cos\mu = 0, \quad m_1/k_1 = m_s/k_s = \nu^2 = \text{const}. \tag{7}$$

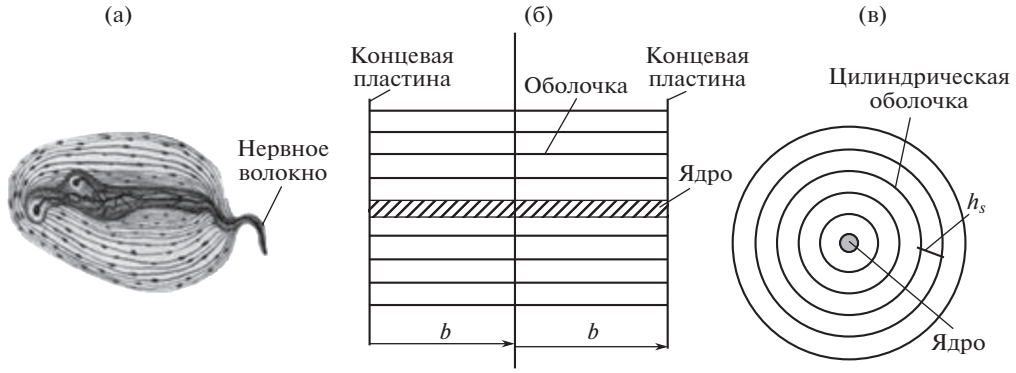

Рис. 3. Виброрецептор – тельце Пачини: (а) – общий вид; (б) – механическая модель, продольное сечение; (в) – механическая модель, поперечное сечение.

Такая структура [7, 8] представляет собой полосовой механический фильтр, полоса пропускания гармонического сигнала, как следует из (7)

$$\Delta\omega = \omega^* - \omega_0; \quad \omega_0^2 = \nu^2 \frac{\left(1-\sqrt{\gamma}\right)^2}{\gamma}; \quad \omega^{*2} = \nu^2 \frac{\left(1+\sqrt{\gamma}\right)^2}{\gamma}.$$

Эта периодическая структура частотно эквивалентна исходному динамическому фракталу, так как линейное преобразование координат не меняет частотных свойств системы [9]. Однако, формы колебаний этих структур различны. Формы колебаний динамического фрактала, как следует из (4), (5), получаются из соответствующей волны периодической структуры рис. 2, путем изменения амплитуды колебаний каждого участка в $1/\sqrt{\gamma}$ раз. На рис. 1б, 1г представлены высшие формы колебаний динамического фрактала при закрепленных концах. Из соотношения (4) следуют выводы: 1) при $\gamma > 1$ затухание гармонического сигнала вдоль структуры происходит во всем частотном диапазоне, а не только в полосе непропускания периодической структуры. Кроме того, из (5) следует, что снижение уровня колебаний в $\exp(\alpha)$ интенсивнее по сравнению с эквивалентной периодической решеткой; 2) при $\gamma < 1$ происходит усиление входного сигнала при $\omega^* < \omega < \omega_0$, а также и вне этой полосы при $\alpha > |\mu|$. Это важное свойство фрактальных структур, которое используется в дальнейшем.

3. Фрактальные структуры в биомеханике. Тельца Пачини. Тельца Пачини – это рецепторы подкожной ткани человека, которые являются детекторами вибрации [10–13] (рис. 3). Они состоят из достаточно близко расположенных замкнутых оболочек, вложенных одна в другую, пространство между которыми заполнено физиологической жидкостью, близкой по своим характеристикам к воде. Оболочки достаточно тонкие, их толщина не превосходит ≈1 мкм. Внутри корпускулы распложено ядро, к которому подходит нервное окончание. Количество оболочек N = 30, их радиусы связаны соотношением[1]

$$r_{s+1} = \gamma r_s, \quad \gamma \approx 0.91. \tag{8}$$

Концы оболочек закреплены на концевой пластине, примыкающей к ядру, которая предотвращает протекание жидкости между оболочками (рис. 3б, в).

[1] На самом деле коэффициент масштабирования γ немного увеличивается по длине структуры, поэтому соотношение (8) можно рассматривать как осредненное.

Таблица 1. Изменение параметров мембраны в зависимости от номера s

№ оболочки	1	2	3	4	...	10	11	12	...
Радиус мембраны, мкм	255	232	211	192		108	98.5	91	
K_s [Н/м^3 × 10^{-5}]	0.47	0.42	0.38	0.33		0.13	0.11	0.097	

Оболочки связаны между собой тонкими упругими радиальными элементами, которые распределены равномерно внутри оболочки и не мешают протеканию жидкости между оболочками. Они предотвращают контакт между оболочками, и в то же время передают перемещения на соседнюю оболочку.

Размер внешней оболочки: длина $b = 700$ мкм, радиус $r_1 = 255$ мкм (табл. 1). Найдем теперь упруго-инерционные параметры и коэффициент демпфирования, обусловленный вязкостью жидкости. Оболочки достаточно тонкие, поэтому в механической модели (рис. 3б), их можно рассматривать как цилиндрические мембраны.

При воздействии внешнего давления $P = A\cos(2\theta)\cos\left(\pi\dfrac{x}{b}\right)$, на s-ю мембрану, в ней возникают перемещения, пропорциональные K_s ([14], Приложение)

$$K_s = \frac{Ed_s}{r_s^2}\left(1 + \frac{4b^2}{\pi^2 r_s^2}\right)^{-2}, \quad K_{s+1} = \gamma K_s, \tag{9}$$

где r_s, d_s – радиус и толщина s-й мембраны;$d_s \cong 1$ мкм; P [Н/м^2]; E – модуль упругости для биологических тканей найден экспериментально [10]: $E = 5\times10^5$ Н/м^2.

Из табл. 1 видно, что условия масштабирования (8) выполнены как для радиусов мембран, так и для коэффициента K_s, характеризующего, по-существу, упругость мембраны. Действительно, с увеличением номера s эти параметры уменьшаются пропорционально коэффициенту подобия γ.

Внутренние радиальные связи испытывают деформации растяжения–сжатия. Если их моделировать в виде стержней, имеющих площадь поперечного сечения F_s и длину h_s, где h_s – расстояние между мембранами, то жесткость связей равна $k_s = EF_s/h_s$. F_s меняется пропорционально γ^2, а h_s – пропорционально γ, следовательно, $k_{s+1} = \gamma k_s$. Имеющиеся экспериментальные данные [10] подтверждают этот вывод. Поскольку жесткость радиальных связей должна быть выше жесткости самой оболочки, будем рассматривать перемещение оболочек как перемещение твердого тела.

Жидкость между мембранами вязкая и несжимаемая, ее инерционные свойства можно не учитывать, так как движение жидкости ламинарное и число Рейнольдса мало. Статическое смещение внешней мембраны повышает давление внутри соседней, но не вызывает ее смещения в силу несжимаемости жидкости. Такие смещения возникают лишь при динамическом нагружении. Течение жидкости между мембранами можно анализировать на основе гидродинамической теории смазки [15], так как расстояние между цилиндрами h_s значительно меньше его радиуса r. Воздействие жидкости можно рассматривать как вязкое демпфирование. Вследствие малости h_s демпфирующие силы в вертикальной плоскости для s-й мембраны пропорциональны

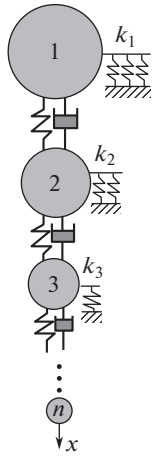

Рис. 4. Динамическая модель тельца Пачини как динамический фрактал.

разности скоростей слоя жидкости, контактирующей с $(s + 1)$-й мембраной, где коэффициент пропорциональности β_s зависит от вязкости и равен [10]

$$\beta_s = \frac{12\mu b^2}{h_s^3\pi^2\left(1 + \dfrac{4b^2}{\pi^2 a_s^2}\right)}, \quad \beta_{s+1} = \gamma\beta_s, \quad \beta_1 = 1.34\times10^4 \text{ Н сек/м}^2. \tag{10}$$

Масса s-й мембраны с присоединенной массой слоя жидкости составляет

$$m_s = \rho\pi((r_s + h)^2 - r_s^2) \approx \rho 2\pi r_s h, \tag{11}$$

вследствие малости толщины слоя по сравнению с радиусом мембраны, здесь ρ – плотность среды. Поэтому m_s меняется также пропорционально γ: $m_{s+1} = \gamma m_s$.

Как следует из соотношений (8)–(11), упруго-инерционные параметры мембран, а также вязкость среды между ними меняются пропорционально коэффициенту γ. Следовательно, условия (1), (2) динамической фрактальности удовлетворены, и корпускула представляет собой динамический фрактал.

Динамическую модель тельца Пачини для анализа распространения волны вдоль корпускулы от внешней оболочки к ядру представим в виде системы твердых тел, имитирующих мембраны, связанные как с концевой пластиной, так и между собой упругими и демпфирующими связями (рис. 4).

Изменение толщины линий, обозначающих на рис. 4 упругие и демпфирующие элементы, имитирует уменьшение их величины вдоль длины структуры.

Следовательно, как показано в п. 2, корпускула имеет полосу частот, в которой происходит наибольшее усиление сигнала, поступающего на вход рецептора. Это свойство особенно важно для биологической системы, поскольку дает возможность распознать даже слабые сигналы при воздействии вибрации на человека. По данным [13] в организме человека имеется несколько различных видов виброрецепторов, каждый из которых предназначен для своего частотного диапазона, и в общей сложности, возможно, различать вибрации в пределах до 1000 Гц. Рассматриваемая нами система описывает один из таких виброрецепторов.

Динамическую модель рис. 3 можно рассматривать как метасистему [16, 17] и притом достаточно компактную, которая в зависимости от уменьшения или увеличения

параметров по длине структуры может служить как усилителем входного сигнала, так и виброизолятором.

Результаты. Введено понятие динамической фрактальности (динамического фрактала), заключающееся в масштабировании упруго-инерционных параметров образующих подсистем.

Убывающий по длине динамический фрактал имеет свойства усиления поступающего сигнала вдоль его длины. Наибольший коэффициент усиления фрактала находится в полосе пропускания эквивалентной периодической структуры.

Увеличивающийся по длине динамический фрактал обладает хорошими виброизолирующими свойствами: в нем распространяются убывающие по длине волны, а интенсивность затухания амплитуд колебаний в γ раз превосходит демпфирование в эквивалентной периодической структуре.

Исследованы динамические свойства виброрецептора – тельца Пачини. Построена его механическая модель. Показано, что виброрецептор является убывающим динамическим фракталом и поэтому имеет полосы усиления входящего гармонического сигнала при воздействии вибрации на человека.

Приложение. **Определение жесткости цилиндрической мембраны** [16]

Уравнения равновесия мембраны

$$\frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{x\theta}}{r\partial\theta} = 0, \tag{П.1}$$

$$\frac{\partial N_{x\theta}}{\partial x} + \frac{\partial N_{\theta}}{r\partial\theta} = 0, \tag{П.2}$$

$$N_\theta = -Pr, \tag{П.3}$$

$$P = A\cos(2\theta)\cos\left(\pi\frac{x}{b}\right), \tag{П.4}$$

где N_x, N_θ – напряжения на единицу длины в направлениях x и θ, $N_{x\theta}$ – касательные напряжения в направлениях x и θ, P – давление.

Из (П.3), (П.4)

$$N_\theta = Ar\cos(2\theta)\cos\left(\pi\frac{x}{b}\right). \tag{П.5}$$

Из (П.5) и (П. 2)

$$N_{x\theta} = 2A\frac{b}{\pi}\cos(2\theta)\cos\left(\pi\frac{x}{b}\right). \tag{П.6}$$

Из (П.6), (П.1)

$$N_{x\theta} = 2A\frac{b}{\pi}\cos(2\theta)\cos\left(\pi\frac{x}{b}\right). \tag{П.7}$$

Произвольные постоянные равны нулю в силу принятых граничных условий: $N_x = 0$ при $x = \pm b$. Из этих уравнений найдем деформации

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{Eh}(N_x - \nu N_\theta), \tag{П.8}$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{\partial \nu}{r\partial x} - \frac{w}{r} = \frac{1}{Ed}(N_\theta - \nu N_x), \tag{П.9}$$

$$\gamma_{x\theta} = \frac{\partial u}{r\partial\theta} + \frac{\partial \nu}{\partial x} = \frac{2(1+\nu)}{Ed}N_{x\theta}, \tag{П.10}$$

где ν – коэффициент Пуассона; d – толщина мембраны. Интегрируя (П.8)–(П.10) и учитывая (П.5)–(П.7), получим выражения для перемещений

$$u = -\frac{bAr}{\pi Ed}\left(\frac{4b^2}{\pi^2 r^2} - \nu\right)\cos(2\theta)\cos\left(\pi\frac{x}{b}\right),$$

$$\nu = \frac{2b^2 A}{\pi^2 Ed}\left(2 + \nu\frac{4b^2}{\pi^2 r^2}\right)\cos(2\theta)\cos\left(\pi\frac{x}{b}\right),$$

$$w = \frac{Ar^2}{Ed}\left(1 + \frac{4b^2}{\pi^2 r^2}\right)\cos(2\theta)\cos\left(\pi\frac{x}{b}\right).$$

Последнее соотношение используется в статье.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Mandelbrot. B.* Fractal Geometry of Nature. New York, W. H. Freeman. 1982. 656 c.
2. *Банах Л.Я.* Распространение упругих волн в динамически-самоподобных структурах (динамический фрактал) //Акустический журнал. 2020. № 3. С. 265.
3. *Banakh L.Ya., Barmina O.V.* Dynamic Properties of self-Similar Structures in Mechanics // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2013. V. 42. № 2. P. 89.
4. *Артоболевский И.И., Бобровницкий Ю.И., Генкин М.Д.* Введение в акустическую динамику машин. М.: Наука, 1979. 295 с.
5. *Banakh L.* The dynamic-selfsimilar lattice as the vibroisolation systems // Vibroengineering Procedia at the 49rd International Conference on Vibroengineering. 2019. P. 54.
6. *Astashev V.K., Babitsky V.I.* Ultrasonic Processes and Machines. Dynamics, Control and Applications. Springer, 2007. 330 p.
7. *Рабинович М.И., Трубецков Д.И.* Введение в теорию колебаний и волн. М.: Наука, 1984. 432 с.
8. *Banakh L.Ya., Kempner M.L.* Vibrations of mechanical systems with regular structure. Springer, Heidelberg, Dordrecht, London, New York, 2010. 262 p.
9. *Bellman R.* Introduction to matrix analysis. MCGRAW-Hill book Company. New York, Toronto, London, 1960. 328 p.
10. *Lowenstein W.R., Skalak R.* Mechanical Transmission in a pacinian corpuscle. An analysis and a theory // J. Physiol. 1966. V. 182. P. 346.
11. *Миркин А.С., Тучков Б.С., Машанский В.Ф.* Некоторые особенности ультраструктуры телец Пачини // *Цитология*. 1967. Т. 9. № 6. С. 633.
12. *Машанский В.Ф., Миркин А.С., Винниченко Л.Н.* Влияние вибрационного раздражения на ультраструктуру механорецептора – тельца Пачини // *Цитология*. 1969. Т. 11. № 12. С. 1572.
13. *Кубарко А.И., Семенович А.А., Переверзев В.А.* Нормальная физиология. Минск: Вышэйшая школа, 2013. 542 с.
14. *Тимошенко С.П., Войнович-Кригер С.* Пластины и оболочки. М.: Наука, 1966.
15. *Повх И.Л.* Техническая гидромеханика. Машиностроение, 1976. 502 с.
16. *Бобровницкий Ю.И., Томилина Т.М.* Поглощение звука и метаматериалы (обзор) // Акустический журнал. 2018. Т. 64. № 5. С. 517.
17. *Bobrovnitskii Y.I., Tomilina T.M.* Sound absorption and metamaterials: a review // Acoustical Physics. 2018. V. 64. № 5. C. 519.

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 622.23.05

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ПОРОДЫ С ВИБРАЦИОННОЙ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКОЙ

© 2021 г. Г. М. Альтшуль[1,*], А. М. Гуськов[1], Г. Я. Пановко[1,]**

[1] *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*

**e-mail: grigoryaltshyl@gmail.com*

***e-mail: gpanovko@yandex.ru*

Поступила в редакцию 13.08.2020 г.
Принята к публикации 22.10.2020 г.

В статье рассматриваются вопросы моделирования взаимодействия щеки вибрационной щековой дробилки с обрабатываемой породой, представляющей собой кусковой материал. Для описания движения породы и ее последовательного разрушения на более мелкие фрагменты камера дробления разделена на равные по высоте зоны. В каждой текущей зоне после определенного числа циклов нагружения обрабатываемый материал разрушается на более мелкие фракции и перемещается в следующую зону, где происходит их последующее дробление. Дробимый материал, находящийся в текущей зоне, описывается феноменологической моделью, учитывающей упруговязкие свойства и отражающей процесс последовательного разрушения обрабатываемого материала при многократном сдавливании. Получены дифференциальные уравнения движения щеки, учитывающие послойное взаимодействие с обрабатываемой породой. Проанализированы амплитуды колебаний щеки во времени, а также распределение усилий по длине щеки.

Ключевые слова: дробление, вибрационная щековая дробилка, реология, феноменологическая модель

DOI: 10.31857/S0235711921010053

Для дробления полезных ископаемых и твердых промышленных отходов широкое распространение получили двухщековые вибрационные щековые дробилки. Дробление материала происходит в рабочей камере дробилки, образованной корпусом и двумя колеблющимися щеками. Одна из возможных принципиальных схем вибрационной двухщековой дробилки представлена на рис. 1 [1].

Корпус дробилки *1* установлен на упругом подвесе *3*. Каждая из щек *4* закреплена на торсионе *2*, что обеспечивает их подвижность в угловом направлении. Колебательное движение щек создается дебалансными вибровозбудителями *5*, закрепленными непосредственно на каждой из щек. Вертикальными стрелками показано направление загрузки и разгрузки обрабатываемой породы, а дуговыми – направление вращения дебалансов. Дробление материала происходит при синхронном противофазном движении щек, которое обеспечивается за счет самосинхронизации вращения дебалансов. При этом щеки могут двигаться с одинаковыми, кратными или находящимися в рациональных отношениях частотами. Вибрационные щековые дробилки считаются одним из прогрессивных типов дробилок, так как они не требуют использования сложной и мало надежной конструкции при использовании жестких кинематических связей в приводе щек. Одним из важнейших достоинств вибрационных щековых дро-

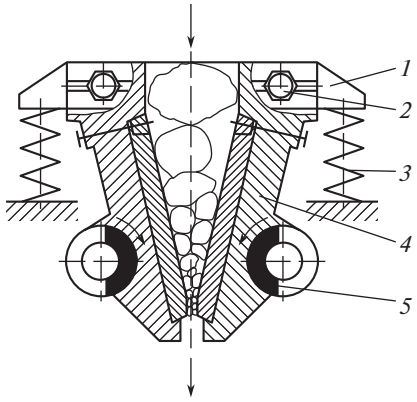

Рис. 1. Принципиальная схема двухщековой вибрационной дробилки.

билок является возможность пропускать недробимые фракции, что снижает нагрузки на элементы дробилки и риск их разрушения [1].

Вместе с тем на практике иногда наблюдается рассогласование движения щек, что влечет ухудшение качества дробления и необходимость повторного дробления.

Цель и постановка задачи исследования. Основная цель настоящего исследования заключается в создании математической модели материала, обрабатываемого в вибрационной щековой дробилке, что позволяет прогнозировать влияние свойств этого материала на амплитуды колебаний щеки и распределение усилий по ее длине.

Создание такой модели должно основываться на адекватном описании процесса взаимодействия щек с обрабатываемым материалом при учете его физико-механических свойств, описываемых реологическими моделями механики [2–4].

Существующие подходы к моделированию процесса дробления. Исследованию процесса дробления материала посвящена обширная литература [4–13]. При небольших деформациях, напряжения, возникающие в частях куска, контактирующих со щекой, в состоянии разрушить лишь имеющиеся на нем выступы. Однако по мере обкалывания и приобретения куском окатанной формы возрастает поверхность контактных зон.

Физико-механические свойства породы зависят от самых различных факторов: водонасыщенности, пористости, трещиноватости, минеральной и объемной плотности, содержания вредных компонентов и примесей, взаимного расположения отдельных кусков породы в камере дробления, пределов прочности на сжатие в сухом или водонасыщенном состоянии и т.п. [5]. В частности, в работах [6–9] влияние свойств материала на динамику щековой дробилки учитывается введением эквивалентного коэффициента рассеивания энергии.

В статье [9] выводится дифференциальное соотношение, позволяющее связать моменты начал интервалов свободного падения и разрушения материала на данном уровне рабочей полости щековой дробилки. Получены формулы для определения закона изменения объемной концентрации материала по высоте рабочей полости и общего времени движения материала при периодической вибрации щек.

В работе [10] кусок горной породы, находящийся в камере дробления щековой дробилки, представляется в виде твердого тела, находящегося под действием трех сил.

В работе [11] предложен подход, основанный на феноменологической модели гистерезиса внутреннего трения при нестационарных колебаниях, идентификация па-

раметров которой, проводится с использованием экспериментальных данных для стационарных колебаний системы.

Стохастический подход, основанный на спланированном эксперименте, рассмотрен в работе [12]. Параметры аппроксимации эмпирического распределения соотносятся со свойствами материала и технологическими характеристиками дробящей машины. В работе [13] изучено влияние трения между породой и щекой дробилки на основе экспериментального и теоретического распределения давления по длине щеки, как функции времени и положения щеки. Показано, что по мере сужения дробильной камеры давление на щеку возрастает.

Феноменологическое описание горной массы в виде трехмассового инерционного упроговязкопластического тела для описания процесса вибрационного дробления щековыми дробилками предложено в [4]. В рамках дискретных представлений принято, что общая масса горной породы сосредоточена в трех элементах. Упругие свойства породы воспроизводятся упругими элементами модели. Рассеяние энергии (гистерезисные потери) в области упругих деформаций модели реализуются линейно-вязкими демпферами. Пластические деформации с упрочнением моделируются клиновыми элементами сухого трения. Кроме того, учитывается трение породы о дробящие щеки. Существенным недостатком предложенной модели является необходимость идентификации большого числа параметров, что вызывает определенные трудности в связи с неоднозначностью получаемых результатов.

Несмотря на достаточно большое число публикаций, посвященных моделированию физико-механических свойств породы, их влияние на движение щек в вибрационной двухщековой дробилке изучено недостаточно подробно.

Модель щеки. В силу симметричного характера взаимодействия обрабатываемого материала со щеками вибрационной дробилки при их синхронном противофазном движении при формировании расчетной модели, описывающей колебания щек, примем, что одна из щек жестко закреплена в плоскости симметрии камеры дробления (рис. 2). Другая колеблющаяся щека в точке O закреплена на торсионном валу. Щека моделируется абсолютно твердым телом, обладающим массой m_0 и моментом инерции J_C относительно своего центра масс (точка C). Центр массы плиты расположен на расстоянии l_C от точки закрепления. Длина поверхности плиты l, а ее рабочая часть, непосредственно взаимодействующая с обрабатываемой породой, начинается на расстоянии l_a вдоль поверхности щеки от точки подвеса. Торсионный вал обладает линейной характеристикой крутильной жесткости с коэффициентом k и линейной диссипацией с коэффициентом d.

Для возбуждения угловых колебаний на щеке в точке B, расположенной на расстоянии l_b под углом β к рабочей поверхности щеки, установлен центробежный возбудитель с дебалансом массой m_d и эксцентриситетом e, вращающийся с угловой скоростью ω.

В положении статического равновесия центр масс щеки находится на линии, проходящей через точку подвеса щеки под углом φ_{st} к вертикальной оси Oy неподвижной системы координат xOy (начало системы координат xOy совпадает с осью торсиона).

Угол поворота рабочей поверхности щеки φ отсчитывается от положительного направления оси Oy по ходу часовой стрелки. Угол поворота дебаланса относительно щеки γ отсчитывается от вертикали против хода часовой стрелки. Возможные поступательные перемещения точки закрепления щеки O в данной работе не рассматриваются.

При моделировании движения щеки будем учитывать силу тяжести щеки с вибровозбудителем, упругие и диссипативные реакции торсиона, реакцию обрабатываемой породы. Влияние характеристики электродвигателя, вращающего дебаланс, не рассматривается.

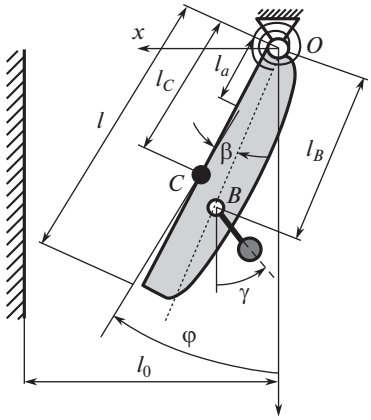

Рис. 2. Схема щеки вибрационной щековой дробилки.

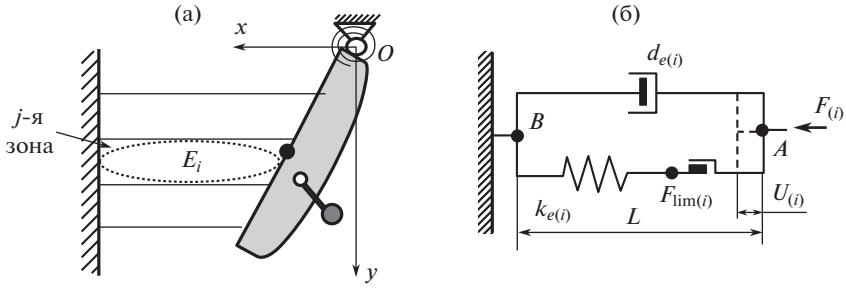

Рис. 3. Схема разбиения камеры дробления и послойного распределения модели дробимого материала (а) и реологическая модель E_i феноменологического элемента (б).

Предполагается, что колебания щеки происходят в зарезонансной области, что обеспечивается соответствующим выбором скорости вращения дебаланса вибровозбудителя и жесткостью торсиона.

Модель породы и ее взаимодействие со щекой. Для моделирования процесса взаимодействия кускового материала со щекой рабочая область дробильной камеры разбивается на равные по высоте зоны (рис. 3а). Обрабатываемая порода представляется набором дискретных элементов E_i, состоящих из однотипных масштабно-подобных реологических моделей слоя кускового материала, которые распределяются по зонам в зависимости от крупности моделируемых кусков слоя. При этом, в каждой j-й зоне единовременно может находиться не более одного элемента. Такой элемент выдерживает определенное количество взаимодействий со щекой, по достижении которого происходит его дробление и элемент опускается вниз по камере дробления. Это число взаимодействий определяется накоплением повреждений в куске породы и его ориентацией при сдавливании. По данным [4] раскалывание куска происходит примерно через 10–15 взаимодействий со щекой. В настоящей работе принято, что переход слоя в следующую зону камеры дробления происходит после 10 периодов колебаний щеки.

В самую верхнюю зону элемент добавляется с заранее выбранным периодом. Этот период связан с интенсивностью подачи материала – производительностью дробил-

ки. Изменяя количество зон и частоту создания новых элементов можно моделировать дробление породы разной крупности. Распределение сил вдоль щеки определяется в зависимости от параметров всех элементов в рабочей зоне в процессе дробления.

Реологическая модель i-го элемента представлена на рис. 3б, где штриховой линией изображено состояние элемента при сжатии. Элемент состоит из трех составляющих: пружины жесткостью $k_{e(i)}$, демпфера сухого трения, обладающего предельной силой $F_{\lim(i)}$, которая определяется пределом прочности материала на сжатие, и линейно-вязкого демпфера с коэффициентом демпфирования $d_{e(i)}$. Каждый такой элемент позволяет учесть обкалывание куска и его последовательное разделение на более мелкие фракции и уплотнение породы по мере ее продвижения по камере дробления [13]. При этом величина предельной силы $F_{\lim(i)}$ увеличивается на $\Delta F_{(i)}$, что связано с проявлением масштабного эффекта при разрушении: в менее крупных кусках присутствует меньшее количество неоднородностей, влияющих на прочность материала [5]. Элемент совершает работу только при сжатии материала.

Рассмотрим поведение части элемента, состоящей из последовательно соединенной пружины и демпфера сухого трения при сжатии силой $F_{*(i)}$. Относительное перемещение $U_{(i)}$ точек A и B при сжатии (перемещения точки касания i-го элемента с колеблющейся щекой относительно неподвижной стенки камеры дробления)

$$U = \begin{cases} F_*/k_e, & F_* < F_{\lim}, \\ \infty, & F_* = F_{\lim}. \end{cases}$$

Здесь и ниже для упрощения записи опущен индекс (i), характеризующий параметры i-го элемента.

Зависимость сжимающей силы F_* от перемещения U запишем в виде

$$F_* = \begin{cases} k_e U, & U < \dfrac{F_{\lim}}{k_e}, \\ F_{\lim(i)}, & U \geq \dfrac{F_{\lim}}{k_e}, \end{cases} \tag{1}$$

где последнее равенство в (1) соответствует дроблению i-го элемента, находящегося в j-й зоне.

Для последующего численного интегрирования кусочно-линейную функцию (1) целесообразно заменить гладкой функцией. В качестве аппроксимации кусочно-линейной функции (1) будем использовать гладкую функцию от гиперболического тангенса в виде

$$F_*(s,U) = \frac{F_{\lim}}{2}\left[1 + \tanh\frac{s\left(U - F_{\lim}/k_e\right)}{L_e}\right] H\left(\dot{U}\right), \tag{2}$$

где s – коэффициент, учитывающий приближение гладкой функции к силовой характеристике (2), который определяется из минимума среднеквадратического отклонения. Функция Хевисайда $H\left(\dot{U}\right)$ позволяет отразить работу элемента только при сжимающем воздействии щеки.

С учетом (2) и линейно-вязкого демпфера итоговое выражение для реакции, возникающей при сжатии i-го элемента феноменологической модели слоя, приобретает вид

$$F(s,U) = \left\{\frac{F_{\lim}}{2}\left[1 + \tanh\frac{s\left(U - \dfrac{F_{\lim}}{k_e}\right)}{L_e}\right] + d_e\dot{U}\right\} H\left(\dot{U}\right). \tag{3}$$

Параметры элементов, определяющие физико-механические свойства обрабатываемого материала, получаются усреднением свойств реальной дробимой породы.

Дифференциальные уравнения движения щеки. Дифференциальное уравнения движения щеки с учетом ее взаимодействия с обрабатываемым материалом составим, используя уравнение Лагранжа 2-го рода

$$\left(\frac{m_0 l^2}{4} + m_d l_b^2 + J_C\right)\ddot{\varphi} + d\dot{\varphi} + k\varphi = -2m_d l_b^2 \cos(\varphi + \omega t - \beta)\ddot{\varphi} +$$
$$+ m_d l_b^2 \sin(\varphi + \omega t - \beta)\left[2(\dot{\varphi} + \omega)\dot{\varphi} - \dot{\varphi}^2 - (\dot{\varphi} + \omega)^2\right] - m_0 l g \sin(\varphi) -$$
$$- m_d l_d g \sin(\varphi - \beta) + \sum_{i=1}^{N}\left\{F_i(s, U_i) l_{f(i)}\right\}\cos(\varphi),$$

где i – индекс i-го элемента; $l_{f(i)}$ – расстояние от точки крепления щеки до точки касания с i-м элементом; N – количество элементов в камере дробления.

Для перехода к безразмерной форме введем масштаб времени $t_* = \sqrt{J_\Sigma / k}$, где $J_\Sigma = m_0 l^2/4 + m_d l_b^2 + J_C$ – суммарный момент инерции щеки с дебалансом относительно оси, проходящей через центр тяжести щеки.

После приведения к нормальной форме Коши получим

$$\mathbf{x} = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varphi \\ \dot{\varphi} \end{Bmatrix},$$
$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{G}(\mathbf{x}, \tau),$$

где

$$\begin{cases} G_1 = x_2, \\ G_2 = \{-2\zeta x_2 - x_1 + a_1 \sin(x_1 + \tilde{\omega}\tau - \beta)[2(x_2 + \tilde{\omega})x_2 - x_2^2 - (x_2 + \tilde{\omega})^2] - \\ - a_2 \sin(x_1) - a_3 \sin(x_1 - \beta) + Q(x_1, x_2, \tau)\cos(x_1)\}/(1 + 2a_1 \cos(x_1 + \tilde{\omega}\tau - \beta)). \end{cases}$$

Безразмерная суммарная динамическая реакция породы

$$Q = \sum_{i=1}^{N}\left\{\left(F_*(s, x_1) l_{f(i)}/k + 2\zeta_{e(i)} \cos(x_1) x_2\right) l_{f(i)} H(x_2)\right\}.$$

Здесь использованы безразмерные параметры: $\tau = t/t_*$ – безразмерное время; $\zeta = d/\left(2\sqrt{J_\Sigma k}\right)$ – безразмерный коэффициент диссипации торсиона; $\zeta_{e(i)} = d_{e(i)}/\left(2\sqrt{J_\Sigma k}\right)$ – безразмерный коэффициент диссипации i-го элемента; $\tilde{\omega} = \omega t_*$ – безразмерная угловая скорость вращения дебаланса; $a_1 = m_d l_b^2 / J_\Sigma$, $a_2 = m_0 l g / k$, $a_3 = m_d l_d g / k$ – безразмерные коэффициенты.

Численный расчет и анализ результатов. Решение полученного дифференциального уравнения было проведено в программном комплексе Matlab с использованием итерационного метода Рунге–Кутты 4–5 порядка точности с переменным шагом (ode45, AbsTol=1e-12, RelTol=1e-6).

При численных расчетах были приняты значения параметров, соответствующие щековой дробилке типа ВЩД 600 × 800 [1]: $m_0 = 2737$ кг; $J_C = 80$ кг м^2; $l = 1{,}0$ м; $l_C = 0.8$ м; $l_a = 0.4$ м; $l_B = 1.01$ м; $h = 1.55$ м; $l_0 = 0.5$ м; $\beta = 0.47$ рад; $\varphi_{st} = 0.26$ рад; $m_d = 688$ кг; $e = 0.1$ м; $\omega = 125$ рад/с; $k = 32076$ кН м (величина коэффициента диссипации торсиона составляет 5% от критического значения).

Для моделирования разрушения каждый элемент содержит счетчик циклов сжатия. При превышении определенного числа сжатий, элемент перемещается в следующую зону.

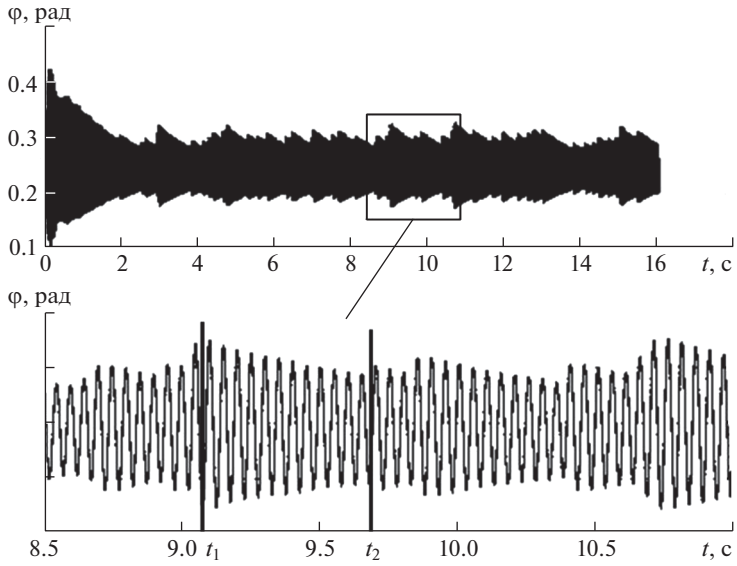

Рис. 4. График угловых колебаний щеки.

Варьируя средние значения свойств элементов, возможно рассмотрение влияния различной по свойствам обрабатываемой породы. Для численного расчета были выбраны следующие параметры элементов: k_e = 45 кН/м; d_e = 57 кН с/м; $F_{\lim}$ = 3 кН; ΔF = 330 Н. Период добавления элементов выбран таким, чтобы в каждый момент времени в камере дробления находилось примерно 5–6 элементов.

На рис. 4 представлены графики угловых колебаний щеки во времени.

Колебания щеки происходят относительно положения статического равновесия φ_{st}. Процесс колебаний щеки сопровождается биениями амплитуды. Эти биения связаны с фазой дробления материала: большим амплитудам колебаний соответствует начало этапа дробления при попадании материала в текущую зону. После нескольких циклов сжатия материал разрушается на меньшие фракции и амплитуды уменьшаются. Материал перемещается на один уровень вниз и цикл повторяется. Нерегулярный характер огибающей амплитуд связан с нелинейным характером реакции элемента (3).

Вертикальными линиями на рис. 4 отмечены два момента времени t_1 = 9.15 с и t_2 = 9.68 с, соответствующие моментам начала и конца одного из биений амплитуды. Для этих двух моментов времени на рис. 5 приведены распределения нагрузок по щеке, возникающих при взаимодействии со всеми элементами, находящимися в камере дробления.

Наблюдаемая нелинейность распределения усилий по длине щеки связана со сложным характером функции (3), описывающей силу взаимодействия каждого элемента со щекой. Из сравнения положений элементов в камере дробления в моменты времени t_1 = 9.15 с и t_2 = 9.68 с видно, что за один период биения все элементы опустились на несколько зон вниз. При этом величина реакции каждого элемента в момент времени t_2 больше, чем в момент времени t_1. Это происходит из-за уплотнения обрабатываемого материала по мере перемещения к нижней части камеры дробления. Из-за этого, для второго момента времени, соответствующего наименьшей амплитуде (за данный период биения), нагрузка на щеку выше. В момент времени t_2,

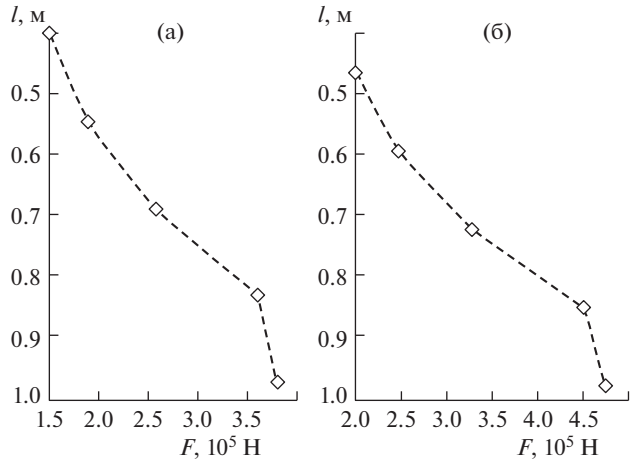

Рис. 5. Эпюры распределения нагрузки по щеке для моментов времени $t_1 = 9.15$ с (а) и $t_2 = 9.68$ с (б).

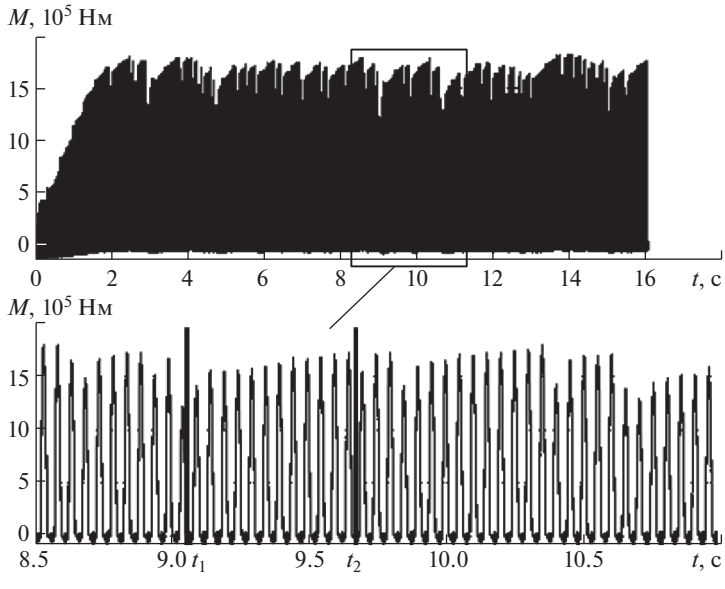

Рис. 6. График колебаний суммарного момента сопротивления породы, действующего на щеку.

происходит разрушение нижнего элемента, который дает наибольший вклад в момент сопротивления на щеку за счет наибольшего плеча и наибольшей плотности породы в конце камеры дробления. После этого разрушения момент сопротивления резко уменьшается, амплитуда колебаний увеличивается, затем цикл биений повторяется снова. Это объясняет наличие соответствующего характера биений, представленного на рис. 4.

Подобный характер нагрузки также отражает график изменения суммарного момента сопротивления породы, действующего на щеку (рис. 6).

Характер изменения момента, действующего на щеку со стороны породы, аналогичен характеру колебаний щеки, которые также сопровождаются биениями. При этом, моменту времени начала цикла биения амплитуды t_1 соответствует наименьший момент сопротивления породы, а моменту времени t_2 (конец цикла биения амплитуды) – наибольший момент сопротивления. Этот факт также подтверждает предположение, что биения амплитуды вызваны изменением во времени технологической нагрузки от дробимого материала.

Заключение. В статье предложена феноменологическая модель взаимодействия дробимой породы со щекой вибрационной щековой дробилки, которая учитывает реологические свойства материала и их изменение в процессе дробления и перемещения по камере дробления. Результаты расчета коррелируют с существующими представлениями о процессе дробления в вибрационных щековых дробилках и имеющимися экспериментальными данными. Разработанная модель взаимодействия щеки дробилки с обрабатываемым материалом позволяет оценить распределение нагрузки по щеке, величину и частоту биений амплитуды колебаний этой нагрузки во времени, а также изменение ее величины в зависимости от механических свойств материала.

Полученные результаты можно использовать для прогнозирования возможных режимов самосинхронизации движения щек в вибрационных щековых дробилках и разработки соответствующих систем для их управления.

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект № 18-19-00708).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Вайсберг Л.А., Зарогатский Л.П., Туркин В.Я.* Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения. СПб.: ВСЕГЕИ, 2004. 306 с.
2. *Муравлев А.В., Девятов А.С.* Развитие теории упругопластических процессов А.А. Ильюшина и экспериментально-теоретических методов исследования вязкопластических свойств материалов при конечных деформациях // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2016. № 1. С. 84.
3. *Бондарь В.С., Даншин В.В., Семенов П.В.* Простейший вариант аппроксимации функционалов пластичности теории упругопластических процессов // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2012. № 3. С. 82.
4. *Гончаревич И.Ф., Фролов К.В.* Теория вибрационной техники и технологии М.: Изд-во “Наука”, 1981. 319 с.
5. *Вайсберг Л.А., Каменев Е.Е.* Взаимосвязь структурных особенностей и физико-механических свойств горных пород // Горный журнал. 2017. № 9. С. 53.
6. *Нагаев Р.Ф., Туркин В.Я., Шишкин Е.В.* Динамика вибрационной щековой дробилки с нежестким креплением вибровозбудителей // Обогащение руд. 2002. № 3. С. 39.
7. *Шишкин Е.В., Пугина О.А., Казаков С.В.* Безударные колебания вибрационной щековой дробилки с наклонной камерой дробления // Фундаментальные основы механики. 2016. № 1. С. 55.
8. *Шишкин Е.В., Сафронов А.Н.* Динамика вибрационной щековой дробилки с учетом влияния технологической нагрузки // Обогащение руд. 2016. № 6. С. 39.
9. *Архипов М.Н., Ветюков М.М., Нагаев Р.Ф., Утимишев М.М.* Динамика вибрационной щековой дробилки с учетом влияния технологической нагрузки // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2006. № 1. С. 21.

10. *Нагаев Р.Ф., Карагулов Р.Р.* Динамика вибрационной машины с учетом обрабатываемого материала // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2001. № 1. С. 48.
11. *Макаров А.В.* Исследование процесса разрушения горных породы щековыми дробильными машинами и разработки методов соврешенствования их конструкции: автореф. дис ... канд. техн. наук (01.02.06)/ Макаров Алексей Владимирович; СибГИГУ. Томск, 2004. 21 с.
12. *Данилин А.Н., Кузнецова Е.Л., Рабинский Л.Н.* Модель гистерезиса энергорассеяния при колебаниях механических систем // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. 2014. № 4. С. 45.
13. *Нагаев Р.Ф., Утимишев М.М.* О движении материала в рабочей полости ВЩД // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2002. № 1. С. 85.
14. *Tumidiajski T., Gawenda T., Saramak D., Naziemiec Z.* Stohastic modeling and control of communition processes in jaw crushers // IMPC 2006 – Proceedings of 23rd International Mineral Processing Congress.
15. *Lindqvist M., Evertsson C.M.* Linear wear in jaw crushers // Minerals Engineering. 2003. № 16. С. 1.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 62-592

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ЗАМЕНЫ ЧУГУНА СЧ24 ДЕТАЛИ “ДИСК ТОРМОЗНОЙ” АВТОМОБИЛЯ НА ДИСПЕРСНО-УПРОЧНЕННЫЙ КОМПОЗИЦИОННЫЙ МАТЕРИАЛ НА ОСНОВЕ АЛЮМИНИЯ, ПОЛУЧЕННЫЙ ВНУТРЕННИМ ОКИСЛЕНИЕМ

© 2021 г. Е. А. Чернышов[1], А. Д. Романов[1], И. Д. Романов[1], Л. А. Кривина[2], И. Н. Царева[2,*]

[1] *Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева, Н. Новгород, Россия*

[2] *Институт проблем машиностроения РАН – филиал ФИЦ Института прикладной физики РАН, Н. Новгород, Россия*

**e-mail: npktribonika@yandex.ru*

Поступила в редакцию 16.06.2020 г.
Принята к публикации 22.10.2020 г.

В статье освещены результаты разработки фрикционного материала – дисперсно-упрочненного композиционного материала на основе алюминия, полученного методом внутреннего окисления. Были использованы различные виды триботехнических испытаний: фрикционные испытания образцов для определения коэффициента трения ДУКМ-тормозная колодка; испытания образцов для определения износа в системе ДУКМ-тормозная колодка с последующим применением макро- и микроструктурного анализа материала испытанных образцов. Показаны результаты износа модели детали из дисперсно-упрочненного композиционного материала “диск тормозной” автомобиля на основе фрикционных испытаний при сухом трении в зависимости от состава композиционного материала. На основании результатов исследований сделано заключение о возможности замены чугуна СЧ24 на дисперсно-упрочненный композиционный материал на основе алюминия.

Ключевые слова: тормозная система, чугун, алюминий, дисперсно-упрочненный композиционный материал, коэффициент трения, износ

DOI: 10.31857/S0235711921010089

В настоящее время в различных отраслях промышленности (автомобилестроении, авиационной и космической технике) заметно возрастает применение дисперсно-упрочненных композиционных материалов (ДУКМ). Актуальность использования этих материалов применительно к автотранспорту объясняется следующими основными причинами: стремлением снижения массы узлов и агрегатов автомобилей и, соответственно, уменьшением расхода горючего, а также экономическими и экологическими причинами. При этом одним из активно развивающихся в настоящее время направлений является применение ДУКМ в деталях подвески, в частности, в тормозных дисках, что позволяет значительно уменьшить неподрессоренные массы [1].

Серийно элементы тормозной системы из ДУКМ производят более 20 лет. В частности, одними из первых были Lotus Elise (1996 г.), Plymouth Prowler (1997 г.), Volkswagen Lupo 3L (1998 г.), Audi A2 (1999 г.). Высокие показатели износостойкости и теплопроводности алюминиевого ДУКМ позволяют заменить в тормозных дисках и барабанах чугун и сталь, обеспечивая экономию массы на 50–60% [2, 3].

Для определения удельного сопротивления ДУКМ абразивному износу в работе [4] предложено уравнение

$$\Omega = \frac{A_p}{A}\Omega_p + \frac{A_м}{A}\Omega_м, \quad (1)$$

где Ω_p и $\Omega_м$ – удельные сопротивления износу, соответственно, дисперсного наполнителя и матрицы; A_p и $A_м$ – площади, занятые на поверхности трения частицами дисперсного наполнителя и матрицей; A – общая площадь трения.

Из приведенного уравнения следует, что ДУКМ с большей долей дисперсного наполнителя имеют более высокую износостойкость. При этом разные исследователи указывают различные размеры частиц упрочняющей фазы как оптимальные. В частности, в работе [5] показано, что при равном объемном содержании частиц наиболее высокие трибологические свойства – износостойкость, задиростойкость – характерны для ДУКМ с более прочной матрицей, армированной более крупными керамическими частицами. В работах [6, 7] показано, что в случае присутствия наноразмерных частиц наблюдается увеличение дисперсности структуры матричного сплава, что приводит к существенному уменьшению изнашивания материала. По результатам работы [8] улучшенную износостойкость имеет ДУКМ с повышенным содержанием армирующих частиц. Сравнительные исследования по износостойкости ДУКМ на основе алюминиевого сплава, проведенные в [9], показали, что износостойкость ДУКМ увеличивается с уменьшением размера частиц.

В работе [11] для оценки износа была предложена формула

$$V = \frac{c * L * S * V_f}{(1 - V_f) * d}, \quad (2)$$

где c – постоянная величина, зависящая от свойств материала матрицы; L – нагрузка; S – расстояние скольжения; V_f – объемная доля частиц; d – средний размер частиц.

В работе [12] отмечено, что увеличение размера частиц SiC приводит к снижению скорости износа, в работе [13] аналогичный эффект отмечен для частиц Al_2O_3. В работе [14] показано, что при постоянной объемной доле упрочняющих частиц материалы с более крупными частицами имеют более высокую износостойкость. В работе [15] приводятся сведения, что более высокую износостойкость имеют композиты, содержащие частицы Al_2O_3 размером 66 мкм, по сравнению с композитами, содержащими частицы Al_2O_3 размером 16 мкм. Это связано, в частности, с разными механизмами износа. Крупные частицы более эффективно противостоят проникновению и разрезанию в поверхности и нелегко вырезаются ползунком из-за их больших размеров, высоких значений твердости и хорошей связи с матрицей (рис. 1). Обладая более тонкой микроструктурой, изнашиваемый материал работает как гомогенный материал.

Целью настоящей статьи являлось изучение возможности замены материала тормозного диска из СЧ24 на ДУКМ на основе алюминиевого сплава АК9 с содержанием частиц оксида алюминия 10–30%. Технология внутреннего окисления позволяет [16, 17] не только существенно снизить стоимость получения ДУКМ, но и обеспечить большую вариабельность армирующей фазы. На рис. 2 приведены примеры микроструктуры образцов, полученных внутренним окислением, с размером частиц от 1 мкм до 2 мм.

Методика исследований. Для получения механических характеристик ДУКМ, аналогичных СЧ24, были проведены эксперименты по влиянию легирующих компонентов и степени насыщения ими матрицы. По достижению заданных параметров прочности (240 МПа) эксперименты были прекращены с переходом к экспериментам на стойкость к истиранию. Заливка металла осуществлялась с температуры 700–710°С при температуре кокиля 100–120°С. Термическая обработка состояла из закалки и искусственного старения. Разливка полученного расплава осуществлялась в стальные

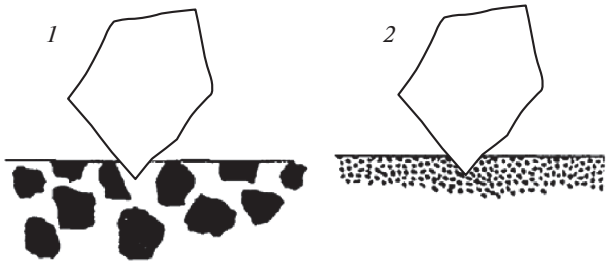

Рис. 1. Металломатричный композит: *1* – с крупными частицами; *2* – с частицами меньшего размера.

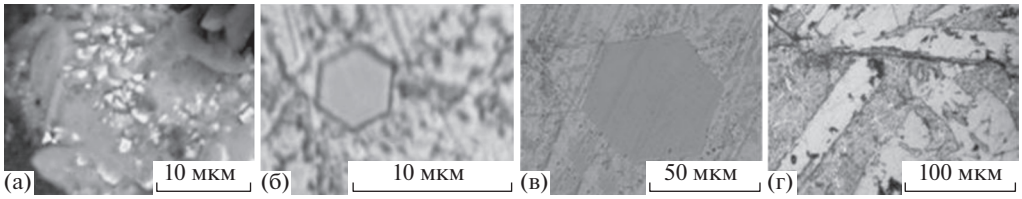

Рис. 2. Микроструктура полученного материала ДУКМ со средним размером частиц: ~1 мкм (а); ~6 мкм (б) и ~60 мкм (в); (г) – пример твердой фракции с размером включений более 1 мм, ×3000.

разъемные кокили, предназначенные для определения прочности при растяжении образцов по ГОСТ 1497-84 (тип IV с диаметром рабочей части и 20 мм). Из полученных отливок СЧ24 и ДУКМ были изготовлены модельные образцы для проведения испытаний в масштабе 1:10 и тормозные колодки двух типов. Испытания на растяжение выполняли на установках ZD 10/90 и УМЭ-10ТМ. Микроструктуру материала разрабатываемых ДУКМ исследовали с использованием оптических микроскопов KEYENCE VHX-1000 и ЛОМО РВ-21.

Испытания на стойкость к истиранию образцов по схеме “кольцо–тормозная колодка” (ближайший аналог УМТ-1) показали, что рост насыщения частицами Al_2O_3 свыше 30% в условиях высокоскоростного трения неэффективен, так как происходит расплавление алюминия в пространстве между частицами и разрушение образца (рис. 3а).

Низкое содержание упрочняющей фазы (рис. 3б) также приводит к разрушению образцов, но в данном случае образцы прогреваются, частично оплавляются и оседают под нагрузкой. На рис. 3в показаны примеры образцов со степенью насыщения порядка 10–15%, видна пластическая деформация образцов под нагрузкой. На рис. 3г приведен пример испытания образцов со степенью насыщения по 20–25%. Разрушение и деформация практически отсутствуют. На образцах, отмеченных стрелкой, виден износ при длительной работе. При этом в ряде случаев износ отличается в 1.5 раза даже в ходе испытания одной модели по одной колодке вследствие неоднородности состава материала колодки. Причем, глубина борозд зависит как от содержания армирующей фазы, так и от содержания медной составляющей в тормозной накладке. В частности, в одном случае износ практически отсутствовал, так как в районе приложения нагрузки наблюдалось повышенное содержание медной фазы.

В НГТУ при попытке прямого измерения коэффициента трения в системе “кольцо–колодка” был получен значительный разброс полученных данных, причем, с одним и тем же образцом ДУКМ на одной и той же колодке. Причиной является неод-

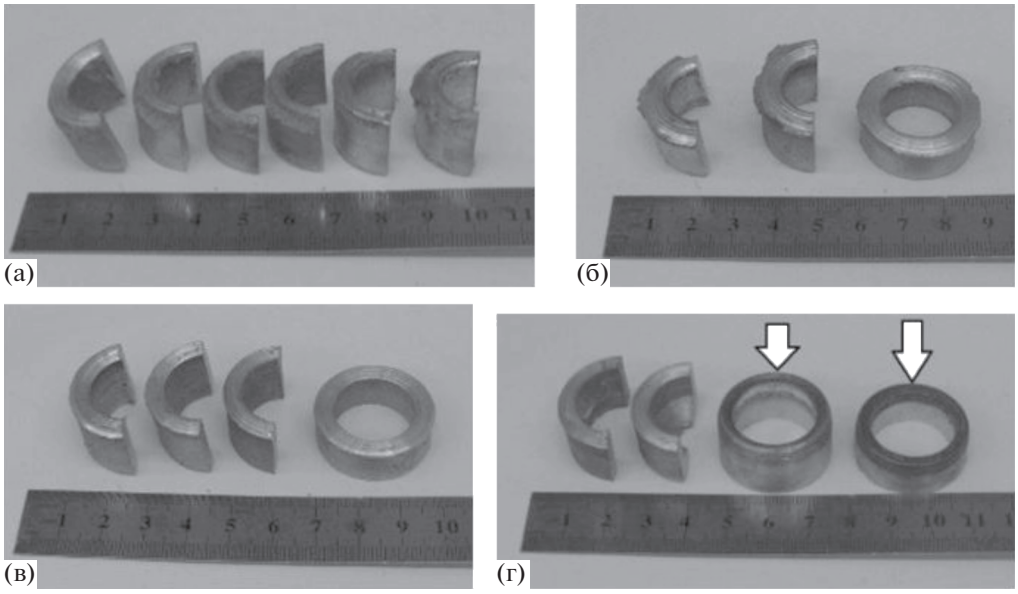

Рис. 3. Примеры разрушения и деформации образцов со степенью насыщения более 30% (а); менее 10% (б); со степенью насыщения 10–15% (в); 20–25% (г).

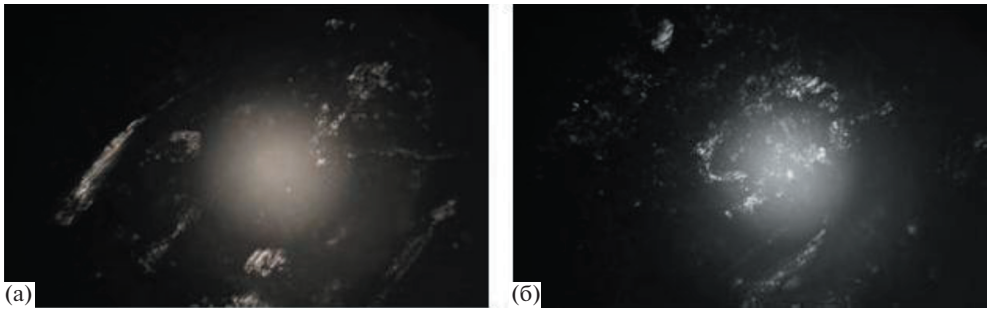

Рис. 4. Микроструктура материала колодки в различных зонах: (а) – зона с меньшим содержанием упрочняющей фазы; (б) – зона с высокой концентрацией упрочняющих частиц.

нородность колодки в условиях модельных испытаний. На рис. 4 представлена микроструктура материала такой колодки. Кроме того, оказалось, невозможно точно смоделировать давление в системе “диск–колодка”, так как давление в реальной системе составляет порядка 5 МПа.

Определить коэффициент трения в системе “тормозной диск–колодка” оказалось затруднительно, так как проводить испытания необходимо при определенных контактных давлениях. Поэтому коэффициент трения трибопары “ДУКМ–колодка” определен в сравнении с чугуном СЧ24. Фрикционные свойства образцов исследовали на лабораторной установке трения (ИПМ РАН) (рис. 5). Узел трения представляет собой неподвижный сферический индентор (диаметром 3×10^{-6} м из закаленной стали ШХ-15) и поступательно движущийся испытуемый образец. Индентор укреплен на

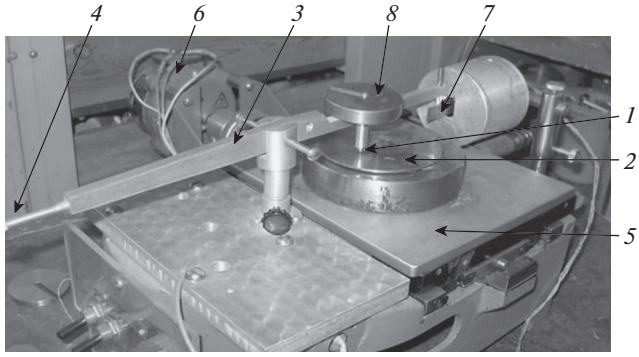

Рис. 5. Лабораторная установка трения (ИПМ РАН) для проведения фрикционных испытаний: *1* – индентор; *2* – образец; *3* – коромысло; *4* – противовес; *5* – столик; *6* – электромотор; *7* – тензодатчик; *8* – нагрузка.

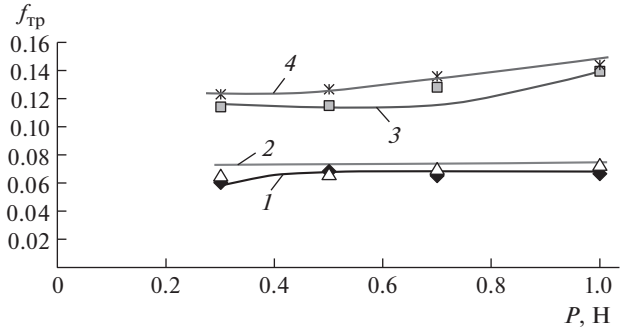

Рис. 6. Зависимости коэффициента трения от нагрузки при контакте индентора с поверхностью исследуемых образцов: *1* – чугун СЧ24; *2* – 6ТП; *3* – 8ТП; *4* – 4ТИ.

коромысле, который может свободно перемещаться в вертикальной и горизонтальной плоскостях. В вертикальной плоскости коромысло уравновешено противовесом. Столик с образцом получает поступательное движение от электромотора и за счет силы трения упирается в тензодатчик сопротивления. Касательное усилие преобразуется тензодатчиком в электрический сигнал, который подается на цифровой регистратор ЭнИ-701. Если тензодатчик предварительно проградуировать на усилие (для этого датчик надо повернуть на 90° и снять зависимость напряжения от нагрузки), то, зная нормальную нагрузку P (Н) и касательное усилие F (Н), можно определить коэффициент трения по формуле

$$f = \frac{F}{P}. \tag{3}$$

Коэффициент трения измеряли при сухом скольжении при переменной нагрузке (0.3–1 Н) на индентор при скорости скольжения 0.00004 м/с. Коэффициент трения определяли как среднее значение из двух проходов индентора по образцу. Абсолютная погрешность при измерении коэффициента трения составляла +/–0.005.

Результаты исследований. На рис. 6 приведены графики зависимостей коэффициента трения от нагрузки при контакте стального индентора с поверхностью исследуемых образцов ДУКМ и чугуна СЧ24.

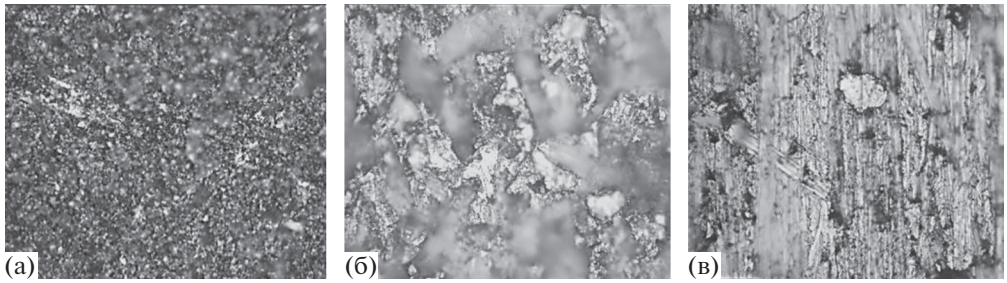

Рис. 7. Микроструктура образцов ДУКМ с разным размером частиц упрочняющей фазы Al_2O_3: (а) – 6ТП (3–5 мкм); (б) – 4ТИ (10–15 мкм); (в) – 8ТП (15–20 мкм), ×100.

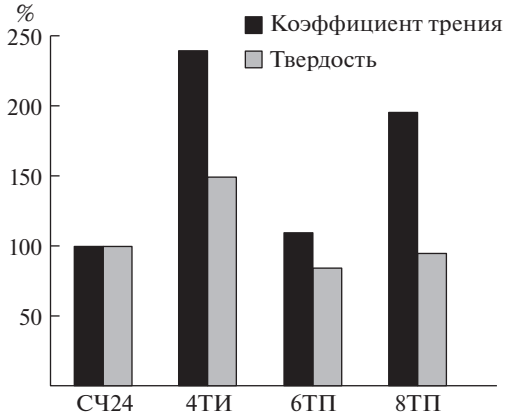

Рис. 8. Сравнительные данные коэффициентов трения и твердости для сплавов ДУКМ в сравнении с СЧ24.

Установлено, что наименьшим коэффициентом трения обладает образец из чугуна СЧ24. Близкие значения $f_{тр}$ имеет сплав 6ТП с мелкодисперсным размером частиц упрочняющей фазы (3–5 мкм) (рис. 7). Коэффициент трения для этих материалов имеет постоянное значение во всем интервале приложенных нагрузок. Для образцов из сплавов 4ТИ и 8ТП с более крупным размером частиц (рис. 6: 10–15 мкм и 15–20 мкм соответственно) коэффициент трения приблизительно в два раза превышает значение коэффициента трения для образца из СЧ24. Повышение коэффициента трения обусловлено увеличением сопротивления срезу при фрикционном пропахивании материала с более крупными упрочняющими частицами. При этом с увеличением нагрузки коэффициент трения возрастает, что позволяет прогнозировать эффект усиления эффективности торможения при возрастании усилия. По результатам лабораторных фрикционных испытаний в качестве фрикционного материала наилучшим образом показали ДУКМ из сплавов марок 4ТИ и 8ТП с более крупным размером частиц упрочняющей фазы.

На рис. 8 показано изменение твердости и коэффициента трения ДУКМ относительно СЧ24, который принят за 100%. Установлено, что для образцов системы легирования “Al–Si”, насыщенных 25% Al_2O_3, но различным размером частиц, при близких значениях твердости материала сплавов коэффициент трения существенно отли-

Таблица 1. Результаты испытаний на трение и износ по схеме “палец–диск”.

Материал образца	Коэффициент трения $f_{тр}$	Интенсивность изнашивания образца I_m, 10^{-3}, г/м
СЧ24	0.3118	0.000833
6ТП	0.3238	0.000611

чается. В качестве перспективных материалов для тормозных колодок рекомендованы сплавы 4ТИ и 8ТП.

Для сплава 6ТП, как наиболее близкого по характеристикам к чугуну СЧ24, дополнительно были проведены исследования в центре коллективного пользования научным оборудованием “Функциональные наноматериалы и высокочистые науки” Института металлургии и материаловедения им. А.А. Байкова Российской академии наук. Испытания на трение и износ проводили по схеме “палец–диск”. Палец изготавливали из разных материалов (СЧ24, сплав ДУКМ). Диск изготавливали из автомобильной тормозной колодки отечественного производства. Путь трения составлял 900 м, скорость – 0.5 м/с. Давление изменялось от 0.5 до 2 МПа, что соответствует прикладываемой нагрузке 15.58 и 62.31 Н соответственно. В ходе испытания нагрузка линейно увеличивалась с 15.58 до 62.31 Н в течение первых 300 с, затем нагрузка оставалась постоянной 62.31 Н в течение 1500 с.

Коэффициент трения определяли на стадии установившегося трения. Интенсивность изнашивания определяли как отношение разницы масс до и после испытания к пути трения. Данные по коэффициентам трения и интенсивности изнашивания приведены в табл. 1.

По результатам стендовых испытаний материал марки 6ТП имеет более высокие значения коэффициента трения и меньшую интенсивность износа по сравнению с чугуном СЧ24.

Заключение. Испытания на стойкость к истиранию образцов по схеме “кольцо–тормозная колодка” (ближайший аналог УМТ-1) показали, что рост насыщения матрицы частицами Al_2O_3 свыше 30% в условиях высокоскоростного трения неэффективен, так как происходит расплавление алюминия в пространстве между частицами и, как следствие, разрушение образца. При этом большинство формул не учитывают нагрев до высоких температур в условиях высокоскоростного трения.

При пределе прочности ДУКМ, сравнимом с чугуном СЧ24 (240–280 МПа), и твердости +/–10% от твердости чугуна СЧ24 коэффициент трения образцов из ДУКМ не менее чем на 10% выше, чем у образцов из СЧ24. Причем, возможно создание сплавов с коэффициентом трения до 200% от СЧ24, что обеспечивает более эффективное торможение. При этом износостойкость ДУКМ выше по сравнению с СЧ24, а масса тормозного диска в два раза ниже массы диска из СЧ24.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Курганова Ю.А.* Дисперсно-упрочненные композиционные материалы в условиях трения. Ульяновск: УлГТУ, 2008. 188 с.

2. *Allison J.E., Cole G.S.* Metal-matrix Composites in the Automotive Industry: opportunities and challenges // Journal of the Minerals, Metals and Materials Society. 1993. № 45 (1). P. 19.

3. *Rahman M.M., Adebisi A.A.* Maleque Metal Matrix Composite Brake Rotor: Historical Development and Product Life Cycle Analysis // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering (IJAME). 2011. № 4. P. 471.
4. *Axen N., Jacobson S.* A model for the abrasive wear resistance of multiphase // Mater. Wear. 1994. № 174. P. 127.
5. *Чернышева Т.А., Курганова Ю.А., Кобелева Л.И., Болотова Л.К., Калашников И.Е., Катин И.В., Панфилов А.В., Панфилов А.А.* Композиционные материалы с матрицей из алюминиевых сплавов, упрочненных частицами, для пар трения скольжения // Конструкции из композиционных материалов. 2007. № 3. С. 38.
6. *Калашников И.Е., Чернышова Т.А., Болотова Л.К.* Синтез композиционных материалов с наполнителями различного вида для применения в узлах трения // Перспективные материалы. 2011. № 13. С. 519.
7. *Калашников И.Е., Болотова Л.К., Чернышова Т.А.* Трибологические характеристики литых алюмоматричных композиционных материалов, модифицированных наноразмерными тугоплавкими порошками // Российские нанотехнологии. 2011. Т. 6. № 1–2. С. 135.
8. *Ramesh D. et al.* Sand abrasive behavior of aluminium–frit particulate metal matrix composites // International Journal of Engineering Trends in Engineering and Development. 2012. V. 5. I. 2. P. 231.
9. *Honnaiah C. et al.* Effect of particle size on dry sliding wear of cast A356-Al_2O_3 Metal matrix composites // International Journal of Engineering Trends and Technology. 2014. V. 12. P. 438.
10. *Hutchings I.M.* Proc. Conf. Advanced Materials and Processes, University of Cambridge. 22–24 July. 1991. P. 56.
11. *Sahin Y.* Preparation and Some Properties of SiCp-Reinforced Aluminum alloy // Composites, Materials and Design. 2003. V. 24. P. 671.
12. *Yilmaz O., Buytoz S.* Abrasive Wear of Al_2O_3-Reinforced Aluminum-Based MMCs // Composites Science and Technology. 2001. V. 61. P. 2381.
13. *Chung S., Hwang B.H.* A microstructural study of the wear behavior of SiCp/Al Composites // Tribol. Int. 1994. V. 27. P. 307.
14. *Kok M.* Abrasive wear of Al_2O_3 particle reinforced 2024 aluminium alloy composites fabricated by vortex method // Composites: Part A Appl. Sci. Manuf. 2005. P. 1.
15. *Varun Sethi.* Effect of Aging on Abrasive Wear Resistance of Silicon Carbide Particulate Reinforced Aluminum Matrix Composite // Master of Science. 2007.
16. *Чернышов Е.А., Лончаков С.З., Романов А.Д., Мыльников В.В., Романова Е.А.* Исследование микроструктуры алюмоматричного дисперсно-наполненного литого композиционного материала, полученного методом внутреннего окисления // Перспективные материалы. 2016. № 9. С. 78.
17. *Чернышов Е.А., Романов А.Д., Романова Е.А., Мыльников В.В.* Разработка технологии получения алюмоматричного литого композиционного материала с помощью синтеза упрочняющей фазы оксида алюминия в расплаве алюминия // Известия высших учебных заведений. Порошковая металлургия и функциональные покрытия. 2017. № 4. С. 29.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.791.02

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ ПОРОШКОВЫХ ПРИСАДОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ЗОНУ ЛАЗЕРНОГО НАГРЕВА ПРИ МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ 3D-ПЕЧАТИ

© 2021 г. А. Ю. Албагачиев[1,*], Н. Н. Чунихин[2], Н. И. Минаева[2]

[1] *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*

[2] *Российский технологический университет (МИРЭА), Москва, Россия*

**e-mail: albagachiev@yandex.ru*

Поступила в редакцию 05.03.2020 г.
Принята к публикации 22.10.2020 г.

Разработана схема взаимодействия частицы порошка с парами металла. Для обеспечения гарантированного введения ППМ в область нагрева при использовании лазерного излучения, предложена модель теоретического анализа траекторий движения частиц ППМ при их транспортировании в зону построения струей газа в условиях металлической 3D-печати. Приведен сравнительный анализ расчетных данных с экспериментальными.

Ключевые слова: порошок, лазерный нагрев, траектория, пары металла

DOI: 10.31857/S023571192101003X

В настоящее время получили распространение технологические процессы металлической 3D-печати на базе селективного спекания или сплавления (SLS/DMLS/DMP/IMLS/SLM), позволяющие производить аддитивным методом различные изделия из металлов и сплавов. Аддитивные технологии с успехом можно использовать при ремонте и восстановлении различного инструмента, деталей машин и приборов [1–9].

Перспективными источниками нагрева порошковых присадочных материалов (ППМ) в таких аддитивных технологиях являются лучевые источники – лазерное излучение и электронный луч, обеспечивающие локальность воздействия при высокой концентрации энергии [1, 5–9].

Наиболее технологично ППМ транспортировать в зону построения струей газа. Способ позволяет гарантированно вводить в зону нагрева дозированное количество ППМ во всех пространственных положениях строящегося изделия [3].

Основным условием, обеспечения гарантированного введения ППМ в область нагрева, при использовании лазерного излучения, является ускорение частиц ППМ до скорости, необходимой для преодоления встречного потока паров металла (факела), формирующегося над поверхностью нагрева и, которое, согласно основному закону динамики, представляет собой силу лобового сопротивления.

На рис. 1 представлена схема взаимодействия частицы ППМ с потоком паров металла (факелом) при ее транспортировании в зону построения.

Принимая во внимание, изложенное можно записать

$$m_{ч} = \ddot{\vec{r}}\vec{F}, \tag{1}$$

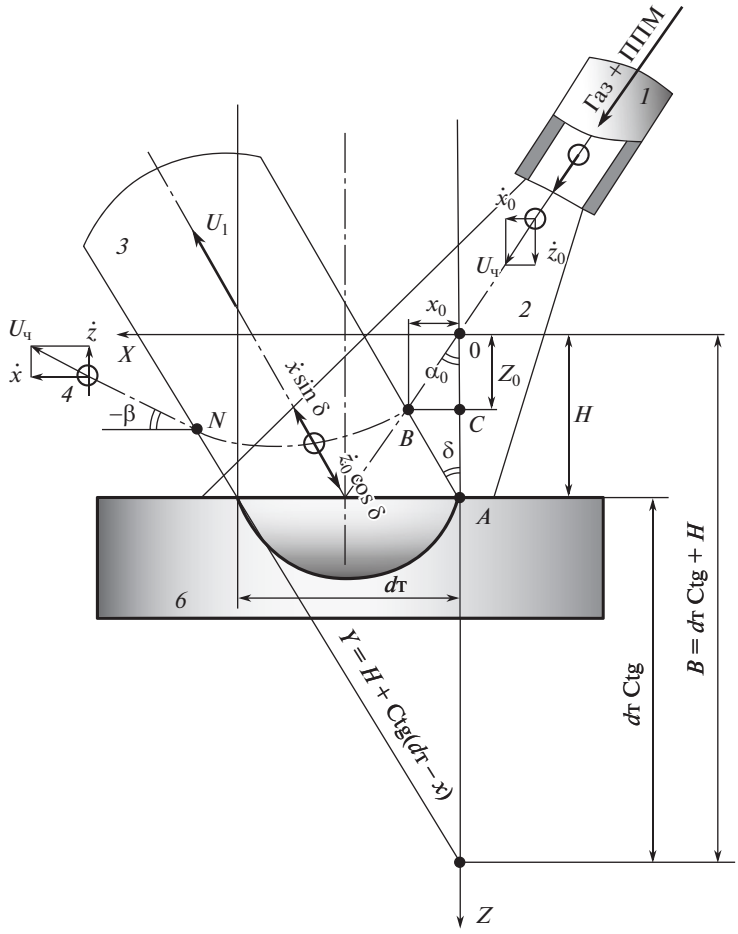

Рис. 1. Схема взаимодействия частицы ППМ с потоком паров металла (факелом): *1* – сопло, формирующее газопорошковую струю; *2* – струя транспортирующего газа; *3* – поток паров металла (факел над поверхностью нагрева); *4* – частица ППМ; *5* – поверхность нагрева; *6* – многослойный наплавленный металл.

где $m_ч$ – масса частицы; $\ddot{\vec{r}}$ – радиус-вектор; $\vec{F}$ – результирующая сил, действующих на частицу во встречном потоке паров металла (факеле).

Проектируя равенство (1) на оси координат получим

$$\begin{cases} m_ч\ddot{x} = F_{(x)}, \\ m_ч\ddot{z} = F_{(z)}. \end{cases} \tag{2}$$

Учитывая, что воздействие потока паров металла в факеле на сферическую частицу представляет собой силу лобового сопротивления, которая направлена по потоку и может быть определена по формуле $F = C_x\omega_ч\rho_1(u_1 - u_{ч0})^2/2$, где C_x – безразмерный коэффициент лобового сопротивления частицы; $\omega_ч$ – площадь поперечного сечения частицы, м^2; $(u_1 - u_{ч0})$ – относительная скорость движения паров металла в факеле;

u_1 – около частицы; $u_{ч0}$ – скорость частицы, м/с; ρ_1 – плотность паров, кг/м^3 можем записать

$$\begin{cases} m_ч \ddot{x} = \dfrac{C_x \omega_ч \rho_1}{2}\left[u_1 - (\dot{x}_0 \sin\delta - \dot{z}_0 \cos\delta)\right]^2 \sin\delta, \\ m_ч \ddot{z} = -\dfrac{C_x \omega_ч \rho_1}{2}\left[u_1 - (\dot{x}_0 \sin\delta - \dot{z}_0 \cos\delta)\right]^2 \cos\delta. \end{cases} \tag{3}$$

Введя обозначения: $\dfrac{C_x \omega_ч \rho_1}{2} = \gamma$; $u_1 - (\dot{x}_0 \sin\delta - \dot{z}_0 \cos\delta) = k$, получим

$$\begin{cases} m_ч \ddot{x} = \gamma k^2 \sin\delta, \\ m_ч \ddot{z} = -\gamma k^2 \cos\delta. \end{cases} \tag{4}$$

Дифференциальные уравнения (4) записаны в терминах скорости

$$\ddot{x} = f_{(u)}; \quad \ddot{z} = f_{(u)}.$$

Однако, для нахождения уравнений движения частицы ППМ, описывающих ее взаимодействие с потоком паров металла в факеле, необходимо (4) представить в терминах времени $\ddot{x} = f_{(\tau)}$; $\ddot{z} = f_{(\tau)}$.

После решения системы уравнений (4) получим уравнения движения частицы ППМ в потоке паров металла в виде

$$\begin{cases} x_{(\tau)} = x_0 + \dot{x}_0\tau - \sin\delta \dfrac{m}{\gamma} \ln\left(\dfrac{\gamma}{m} k\tau + 1\right) + \sin\delta k\tau, \\ z_{(\tau)} = z_0 + \dot{z}_0\tau + \cos\delta \dfrac{m}{\gamma} \ln\left(\dfrac{\gamma}{m} k\tau + 1\right) - \cos\delta k\tau, \end{cases} \tag{5}$$

где x_0, z_0 – координаты точки вхождения частицы в факел (рис. 1); τ – время взаимодействия частицы с потоком паров металла, с.

Произведя необходимые преобразования и вычисления времени взаимодействия частицы с потоком паров металла, координат точки вхождения частицы ППМ в поток паров металла, а также учитывая, что $\dot{x}_0 = u_{ч_0} \sin\alpha_0$; $\dot{z}_0 = u_{ч_0} \cos\alpha_0$; масса частицы ППМ $m_ч = \dfrac{1}{6}\pi d_ч^3 \rho_ч$, а ее площадь поперечного сечения $\omega = \dfrac{\pi d_ч^2}{4}$, получим

$$\begin{gathered} x_{(\tau)} = \frac{H \sin\delta \sin\alpha_0}{\sin(\alpha_0 + \delta)} + u_{ч_0} \sin\alpha_0 \tau - \\ - \sin\delta \frac{4}{3}\frac{\rho_ч}{\rho_1}\frac{d_ч}{C_x} \ln\left[\frac{3}{4}\frac{C_x}{d_ч}\frac{\rho_1}{\rho_ч}(u_1 + u_{ч_0}\cos(\alpha_0 + \delta))\tau + 1\right] + \\ + \sin\delta(u_1 + u_{ч_0}\cos(\alpha_0 + \delta))\tau, \\ z_{(\tau)} = \frac{H \sin\delta \cos\alpha_0}{\sin(\alpha_0 + \delta)} + u_{ч_0} \cos\alpha_0 \tau - \\ - \cos\delta \frac{4}{3}\frac{\rho_ч}{\rho_1}\frac{d_ч}{C_x} \ln\left[\frac{3}{4}\frac{C_x}{d_ч}\frac{\rho_1}{\rho_ч}(u_1 + u_{ч_0}\cos(\alpha_0 + \delta))\tau + 1\right] + \\ + \cos\delta(u_1 + u_{ч_0}\cos(\alpha_0 + \delta))\tau, \end{gathered} \tag{6}$$

где H – уровень, на котором находится поверхность нагрева; $u_{ч_0}$ – начальная скорость частицы ППМ; u_1 – скорость движения паров металла в факеле, C_x – коэффициент лобового сопротивления частицы ППМ; $\rho_ч$ – плотность материала частицы ППМ;

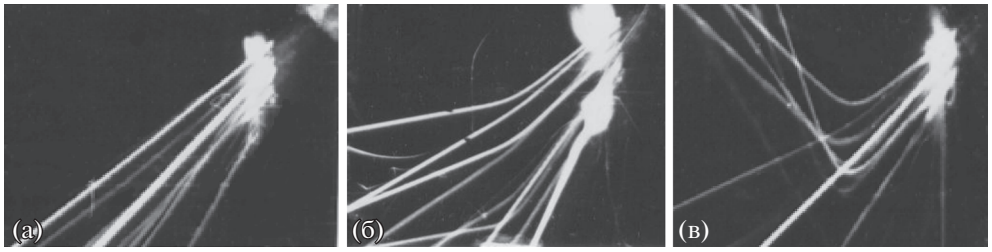

Рис. 2. Внешний вид траекторий движения частиц ППМ при разных скоростях истечения газа – u_1, имитирующего поток паров металла в факеле (а) – скорость газа $u_1 = 0$; (б) – скорость газа $u_1 = 28$ м/с; (в) – скорость газа $u_1 = 45$ м/с.

$d_ч$ – диаметр частицы ППМ; α_0 – угол между вертикалью и начальным направлением движения частицы ППМ; δ – угол между вертикалью и направлением истечения паров металла в факеле.

Экспериментальная проверка уравнений (6) затруднительна, поскольку яркость паров металла в факеле выше, чем яркость свечения транспортируемых в зону построения частиц ППМ. Поэтому проверку производили на модели при исследовании траекторий движения частиц в струе прозрачного газа – аргона, имитирующего поток паров металла в факеле, по фотографиям треков частиц ППМ.

На рис. 2 приведены фотографии траекторий движения частиц ППМ (железа) при различных скоростях истечения газа, имитирующего поток паров металла в факеле. Скорость движения частиц ППМ составляет $u_{ч0} = 2.7$ м/с.

Оценку применимости уравнений (6) в реальных условиях многослойной наплавки производили путем сравнения теоретических и экспериментальных углов вылета частиц ППМ на участке, примыкающем к светящейся части потока паров металла в факеле.

Теоретический угол вылета частиц β определяем по формуле

$$\beta = \operatorname{arctg}\frac{\dot{z}_{(\tau)}}{\dot{x}_{(\tau)}}, \tag{7}$$

где $\dot{z}_{(\tau)}$ – проекция вектора скорости частицы ППМ на ось Z при вылете из потока паров металла в факеле; $\dot{x}_{(\tau)}$ – проекция вектора скорости частицы ППМ на ось X при вылете из потока паров металла в факеле.

Принимая во внимание вышеизложенное, и производя соответствующие преобразования, получим расчетную формулу для определения угла вылета частицы ППМ из потока паров металла в факеле в виде

$$\beta = \operatorname{arctg}\frac{u_{ч_0}\cos\alpha_0 + \dfrac{3C_x\rho_1}{4d_ч\rho_ч}}{u_{ч_0}\sin\alpha_0 + \dfrac{3C_x\rho_1}{4d_ч\rho_ч}}\times$$
$$\times\frac{[u_1 + u_{ч_0}\cos(\alpha_0+\delta)][u_{ч_0}\cos\alpha_0 - \cos\delta(u_1 + u_{ч_0}\cos(\alpha_0+\delta))]\tau}{[u_1 + u_{ч_0}\cos(\alpha_0+\delta)][u_{ч_0}\sin\alpha_0 - \sin\delta(u_1 + u_{ч_0}\cos(\alpha_0+\delta))]\tau}. \tag{8}$$

Экспериментально угол вылета частиц ППМ из потока паров металла β определяли фотографированием траекторий движения частиц. С целью исключения искажения процесса взаимодействия частиц ППМ с потоком паров металла в факеле, частицами,

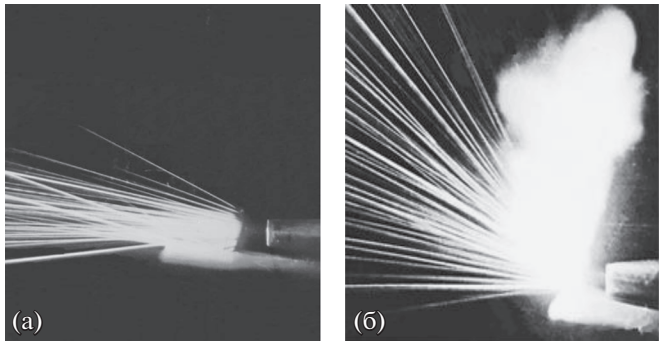

Рис. 3. Внешний вид траекторий движения частиц ППМ, нагретых излучением лазера; (а) – без взаимодействия с потоком паров металла в факеле (мишень – кварцевое стекло); (б) – прошедших сквозь поток паров металла в факеле (мишень – технически чистое железо)).

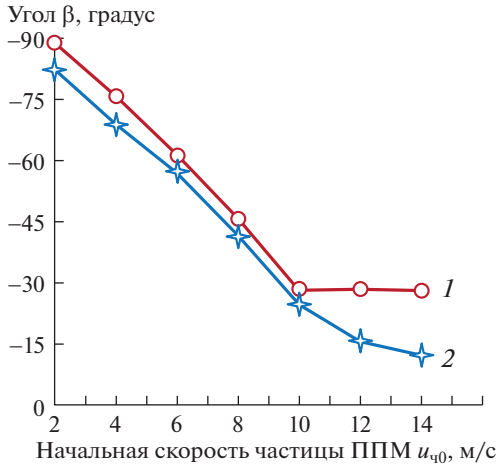

Рис. 4. Зависимость угла вылета частицы от начальной скорости *1* – экспериментальная; *2* – расчетная по уравнению (8).

отраженными от нагреваемой поверхности, струю транспортирующего газа с частицами ППМ направляли параллельно этой поверхности. Фотографии траекторий движения частиц ППМ, нагретых лазерным излучением, представлены на рис. 3.

На рис. 4 представлены расчетно-экспериментальные зависимости угла вылета частиц ППМ из потока паров металла β от их начальной скорости $u_{ч_0}$.

Результаты экспериментальных исследований и полученные расчетом (рис. 4) показывают, что минимальное отклонение траекторий движения частиц ППМ из технического железа диаметром 0.03–0.05 мм достигается в диапазоне их скоростей 9–10 м/с. Нагрев осуществлялся лазерным излучением ОКГ специализированной установки LRS-50 на режиме: энергия в импульсе 10–12 Дж; дефокусировка 3 мм; длительность импульса 4×10^{-3} с; форма импульса прямоугольная, расход транспортирующего газа – аргона $(8.0–8.1) \times 10^{-5}$ м^3/с; диаметр сопла, формирующий газопо-

рошковую струю 1.5 мм, срез сопла расположен на расстоянии 4 мм от центра поверхности нагрева.

Данные экспериментальных исследований и результаты, полученные расчетом, показывают, что расхождение экспериментальных данных и теоретических расчетов составляют 10–15%. Это дает основание полагать, что уравнение (8) приемлемо для теоретического анализа траекторий движения частиц ППМ при их транспортировании в зону построения струей газа в условиях металлической 3D-печати.

Важным обстоятельством, следующим из решения этой задачи, является то, что производительность процесса металлической 3D-печати зависит от начальной скорости движения ППМ, транспортируемого в зону получения изделия, что должно учитываться при выборе режимов аддитивного процесса.

Проведенный анализ и полученное решение задачи о взаимодействии частиц порошковых материалов, с потоком паров металла в условиях лазерного нагрева, позволяет определять расчетным методом один из основных технологических параметров аддитивного процесса – производительность процесса транспортирования присадочного материала в зону построения при металлической 3D-печати.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Гибсон Я., Розен Д., Стакер Б.* Технологии аддитивного производства. Трехмерная печать, быстрое прототипирование и прямое цифровое производство. 2-е изд. М.: Техносфера, 2016. 656 с.

2. *Зубков А.* Технологии DMT для 3D-печати металлических изделий. Control Engineering Россия, Август 2017. № 4 (70).

3. *Чунихин Н.Н.* Восстановление прецизионного инструмента 3D-печатью с использованием импульсного лазерного нагрева. Научные труды VI Международной научной конференции “Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении”. М.: ИМАШ РАН, 2019. С. 446.

4. *Springer H., Raabe D.* Rapid alloy prototyping: Compositional and thermomechanical high throughput bulk combinatorial design of structural materials based on the example of 30Mn1.2CxAl triplex steels // Acta Materialia. 2012. V. 60. P. 4950.

5. *Jagle E.A., Choi P.P., Humbeeck J., Raabe D.* Precipitation and austenite reversion behavior of a maraging steel produced by selective laser melting // J. Mater. Res. 2014. V. 29. № 17. P. 2072.

6. *Albagachiev A.Yu., Privezentsev V.I., Mamedova I.Yu.* Pulse Laser Welding in the Assembly of Nonferrous and Mineral Components // Russian Engineering Research, 2019. V. 39. № 1. P. 22.

7. *Shishkovsky I.V., Nazarov A.P., Kotoban D.V., Kakovkina N.G.* Comparison of additive technologies for gradient aerospace part fabrication from nickel based superalloys. P. 221245. Book Chapter in: M. Aliofkhazraei (Ed.) Superalloys, InTech Publ. 2015. 344 p. https://doi.org/10.5772/61121.

8. *Raabe D., Springer H., Gutierrez Urrutia I. et al.* Alloy Design, Combinatorial Synthesis, and Microstructure Property Relations for Low Density FeMnAlC Austenitic Steels // JOM. 2014. V. 66. P. 1845.

9. *Knoll H., Ocylok S., Weisheit A. et al.* Combinatorial Alloy Design by Laser Additive Manufacturing // Steel research international. 2017. https://doi.org/10.1002/srin.201600416

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.762.227

СРАВНИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ, ПОЛУЧЕННЫХ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННЫХ КАРБИДОВ

© 2021 г. Е. В. Агеев[1,*], С. Б. Беневоленский[2,], М. Ю. Карелина[3,***], А. Н. Новиков[4,****]**

[1] *Юго-Западный государственный университет, Курск, Россия*

[2] *Научно-исследовательский институт – Республиканский исследовательский научно-консультационный центр экспертизы, Москва, Россия*

[3] *Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Москва, Россия*

[4] *Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева, Орел, Россия*

**e-mail: ageev_ev@mail.ru*

***e-mail: sbb13@mail.ru*

****e-mail: karelinamu@mail.ru*

*****e-mail: srmostu@mail.ru*

Поступила в редакцию 06.07.2020 г.
Принята к публикации 22.10.2020 г.

В статье представлены результаты изучения характеристик износостойкости газодинамических покрытий, полученных с использованием электроэрозионных карбидов, изготовленных методом электроэрозионного диспергирования из отходов твердых сплавов ВК8 в дистиллированной воде и керосине осветительном. В качестве диспергируемого материала и в качестве электродов использовались изношенные пластины режущего инструмента из спеченных твердых сплавов марки ВК8. Изготовление образцов с покрытиями из порошков ВК8 на поверхности металлических изделий проведено на специализированной установке для сверхскоростного газодинамического формирования. Полученные результаты показали, что наилучшей износостойкостью обладают покрытия, полученные с использованием электроэрозионных карбидов, изготовленных методом электроэрозионного диспергирования из отходов твердых сплавов ВК8 в керосине осветительном, поскольку содержат значительно большее количество свободного углерода.

Ключевые слова: твердый сплав, электроэрозионное диспергирование, порошок, газодинамическое покрытие, износостойкость

DOI: 10.31857/S0235711921010028

Проблема износостойкости деталей и узлов машин является одной из ведущих в технологии машиностроения. Важнейшим фактором, определяющим длительность работы различных деталей, являются физико-механические свойства их поверхности. Разработка и совершенствование методов модификации поверхности является ведущим направлением повышения качества деталей машин [1–4]. Значительный эффект в решении проблемы модификации рабочей поверхности металлических изделий дает применение технологий для осаждения слоев из твердых, жаро- и коррозионностойких материалов [5, 6]. При этом одной из новых технологий, обеспечивающей возможность модификации поверхностей конструкционных материалов, нанесения на

них покрытий с защитными и другими функциями, является сверхскоростное газодинамическое формирование – одна из разновидностей газотермического напыления промышленных покрытий. Анализ показывает, что при использовании технологии сверхскоростного газодинамического формирования реально в течение длительного периода поддерживать технологическое оборудование в работоспособном состоянии без замены новым. В настоящее время значительный интерес вызывают защитные композиционные покрытия на основе карбида вольфрама, обладающие хорошими физико-механическими и химическими показателями (высокой твердостью, стойкостью к износу и воздействию агрессивной среды, низкой тепло- и электропроводностью и т.д.) [7–10].

Детали из твердых сплавов на основе карбида вольфрама в современной технике находят широкое применение. В связи с высокой стоимостью и дефицитом исходного сырья важными вопросами являются экономия вольфрама в процессе нанесения. Одним из перспективных методов получения покрытия практически из любого токопроводящего материала, в том числе и твердого сплава, отличающегося относительно невысокими энергетическими затратами и экологической чистотой процесса, является метод электроэрозионного диспергирования (ЭЭД) [11–13].

В настоящее время в современной научно-технической литературе отсутствует полноценная информация по использованию карбидов вольфрама, полученных из отходов твердых сплавов электрической эрозией, при газодинамическом формировании покрытий и влиянии их на износостойкость.

Целью настоящей статьи являлось изучение характеристик износостойкости газодинамических покрытий, полученных с использованием электроэрозионных карбидов, изготовленных методом электроэрозионного диспергирования из отходов твердых сплавов ВК8 в воде дистиллированной и керосине осветительном.

Материалы, методика экспериментов и используемые инструменты. В качестве исходного (диспергируемого) материала и в качестве электродов использовались изношенные пластины режущего инструмента из спеченных твердых сплавов марки ВК8. Рабочей жидкостью были выбраны вода дистиллированная (ГОСТ 6709–72) и керосин осветительный (ТУ 38.401-58-10–01), как жидкости, имеющие наиболее простой химический состав, достаточно высокую охлаждающую способность, а также относительно низкую стоимость.

Изготовление образцов с покрытиями из порошков ВК8 на поверхности металлических изделий проведено на специализированной установке для сверхскоростного газодинамического формирования в соответствии с ГОСТом 9.302-88 (Покрытия металлические и неметаллические неорганические), 28076-89 (Газотермическое напыление. Термины и определения), 28844-90 (Покрытия газотермические упрочняющие и восстанавливающие), 12.3.008-75 (Система стандартов безопасности труда. Производство покрытий металлических и неметаллических неорганических. Общие требования безопасности), 27953-88 (Детонационные покрытия. Общие требования). Подложка – сталь 12Х18Н10Т.

Технологический процесс сверхскоростного газодинамического формирования покрытий состоит из следующих операций: подготовка поверхности деталей перед нанесением покрытий; подготовка порошка; нанесение покрытий; контроль качества покрытий; механическая обработка; контроль качества покрытий после механической обработки.

Образцы металлических изделий подвергали струйно-абразивной обработке сухими, не загрязненными маслом, остогранными абразивами с размером зерна 1 мм в установке для пневмоструйной обработки Euroblast (фирма Guyson, Великобритания). После струйно-абразивной обработки поверхность деталей обдували сжатым воздухом для удаления остаточных загрязнений. Промежуток времени после подготовки поверхности основного металла до нанесения покрытия не превышал 0.5 ч. По-

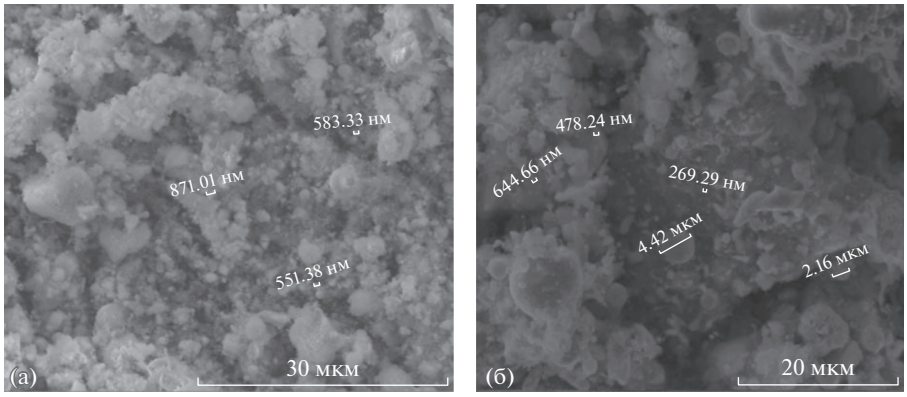

Рис. 1. Микроструктура и морфология порошков, полученных методом ЭДД: (а) – ВК8 в воде; (б) – ВК8 в керосине.

рошок проходил входной контроль на соответствие паспортных данных по гранулометрическому составу, физико-химическим свойствам и условиям хранения. Отслоения (вздутия), следы местной коррозии и другие дефекты покрытия устранялись обработкой дефектного участка и повторным нанесением на него покрытия.

Нанесение покрытий осуществляли на следующих параметрах: длина ствола 300 мм; диаметр ствола 18 мм; расстояние до образца 55 мм; расход газов ($м^3$/ч): O_2 – 3.3, воздух – 1.56; C_3H_8 – 0.66; расход порошка – 1500 г/ч.

Исследование износостойкости экспериментальных образцов проводили методами трибометрии с помощью автоматизированной машины трения (Tribometer, CSM Instruments, Швейцария), управляемой компьютером, по стандартной схеме испытания “шарик–диск”.

Образец устанавливали в держателе, перпендикулярно плоскости образца закрепляли стержень, на конце которого находился шарик диаметром 6 мм из оксида алюминия. С помощью регулировки датчика перемещения выбирали радиус кривизны износа, еще один датчик компенсировал силу трения и позволял установить значение коэффициента трения в определенный момент времени.

Объем удаленного материала покрытия определяли по сечению дорожки износа на поверхности образца с помощью автоматизированного прецизионного контактного профилометра Surtronic 25 производства фирмы Taylor Hobson.

Полученные результаты и их обсуждение. Обобщенные данные по результатам исследования полученных порошков представлены в табл. 1 и на рис. 1.

Изучение морфологии и рентгеноспектральный микроанализ порошков, полученных из отходов твердого сплава ВК8 в воде дистиллированной и керосине, выполнял-

Таблица 1. Результаты рентгеноспектрального микроанализа порошков, полученных в воде и керосине

Порошок	Элемент, %							
	C	O	S	Cl	Ti	Fe	Co	W
ВК8 в воде	3.75	7.74	0.33	0.16	0.36	2.17	9.78	75.71
ВК8 в керосине	40.91	2.77	0.33	–	0.59	0.72	4.03	50.64

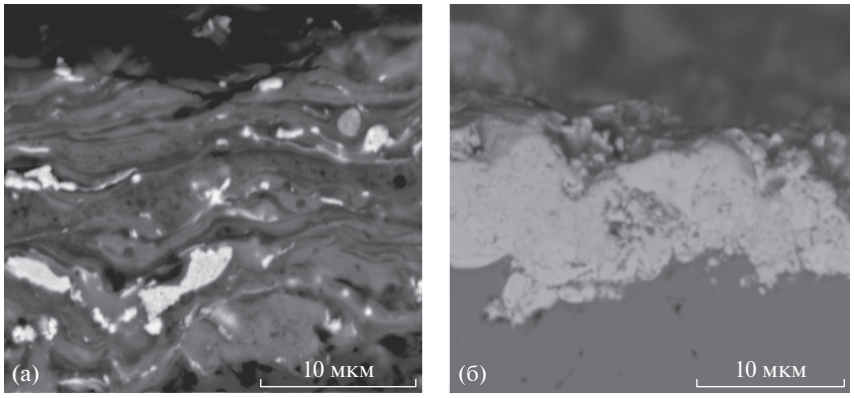

Рис. 2. Микроструктура и морфология полученных покрытий: (а) – ВК8 в воде; (б) – ВК8 в керосине.

ся на растровом электронном микроскопе Quanta200 3D при ускоряющем напряжение 20 кВ.

В порошках, полученных в воде дистиллированной, присутствует значительная часть кислорода, а в порошках, полученных в керосине осветительном, углерода. Все остальные элементы распределены по объему частиц относительно равномерно. Показано, что основными элементами в твердых сплавах из порошков, полученных электроэрозионным диспергированием, как в керосине осветительном, так и в воде дистиллированной, являются W и Co.

Форма частиц полученного порошка в основном сферическая и эллиптическая, а их размер лежит в интервале от 100 нм до 200 мкм, однако исследования морфологии порошков методом сканирующей электронной микроскопии позволяют утверждать, что частицы величиной более 30 мкм – агломераты. Преобладающий размер частиц 500 нм–10 мкм.

Результаты исследования на растровом электронном микроскопе Quanta200 3D микроструктуры и элементного состава газодинамических покрытий на основе порошков, полученных из отходов твердого сплава ВК8 в воде дистиллированной и керосине осветительном, приведены на рис. 2 и в табл. 2.

Исследование микроструктуры поперечного шлифа образцов показало, что получены покрытия толщиной 15–30 мкм без видимых дефектов на границе “покрытие/подложка”. Покрытия имеют смешанную структуру с хорошо проплавленными частицами порошка.

Небольшая толщина покрытий обусловлена малым размером частиц полученных порошков. В процессе нанесения покрытий порошки нагреваются в газовой струе и подаются вместе с ней на подложку. Если порошки имеют малый размер (до 5 мкм),

Таблица 2. Результаты рентгеноспектрального микроанализа полученных покрытий

Покрытие	Элемент, %									
	C	O	Al	S	Ca	Ti	Cr	Fe	Co	W
ВК8 в воде	3.83	10.33	0.58	0.10	0.39	0.89	0.22	40.33	5.09	38.23
ВК8 в керосине	10.13	3.63	–	0.27	–	1.60	–	1.71	5.56	76.61

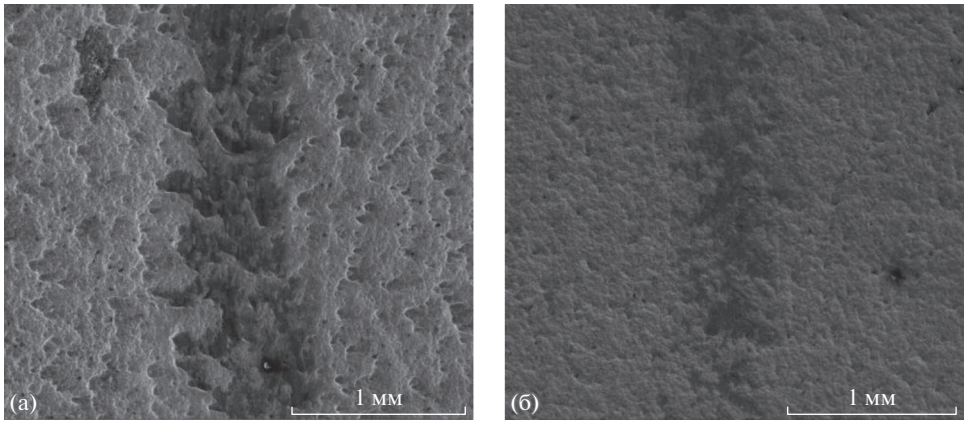

Рис. 3. Дорожки износа на поверхности покрытий после испытаний: (а) – ВК8 в воде; (б) – ВК8 в керосине.

то происходит их перегрев, и они не долетают до подложки. Ранее было установлено, что полученные порошки имеют большое процентное содержание фракции размером до 5 мкм.

Отмечено, что в покрытиях, полученных с использованием электроэрозионных карбидов, изготовленных методом электроэрозионного диспергирования из отходов твердых сплавов ВК8 в воде дистиллированной и керосине осветительном, основными элементами являются W, Co, а также углерод и кислород.

Результаты исследования износостойкости экспериментальных образцов приведены в табл. 3.

Экспериментально установлено, что фактор износа статистического партнера при испытании образца с покрытием, полученным с использованием электроэрозионных карбидов, изготовленных методом электроэрозионного диспергирования из отходов твердых сплавов ВК8 в керосине осветительном, выше, чем фактор износа статистического партнера при испытании образца с покрытием, полученным с использованием электроэрозионных карбидов, изготовленных методом электроэрозионного диспергирования из отходов твердых сплавов ВК8 в воде дистиллированной. Фактор износа образца при испытании образца с покрытием, полученным с использованием электроэрозионных карбидов, изготовленных методом электроэрозионного диспергирования из отходов твердых сплавов ВК8 в керосине осветительном, ниже, чем фактор износа статистического партнера при испытании образца с покрытием, полученным с использованием электроэрозионных карбидов, изготовленных методом электроэрозионного диспергирования из отходов твердых сплавов ВК8 в воде дистиллированной.

Таблица 3. Трибологические характеристики газодинамических покрытий

Образец	Фактор износа статистического партнера (шарик Al_2O_3 ∅6 мм), мм^3 Н$^{-1}$ м$^{-1}$	Фактор износа образца, мм^3 Н$^{-1}$ м$^{-1}$
ВК8 в воде	5.036	3.341
ВК8 в керосине	5.896	2.150

Это подтверждается изучением дорожки износа на поверхности покрытий после испытаний на растровом электронном микроскопе Quanta200 3D (рис. 3).

Выводы. 1. Проведенные исследования показали, что: 1) в порошках, полученных в воде дистиллированной, присутствует большая часть кислорода, а в порошках, полученных в керосине осветительном – углерода. Все остальные элементы распределены по объему частиц относительно равномерно. Показано, что основными элементами в твердых сплавах из порошков, полученных электроэрозионным диспергированием, как в керосине осветительном, так и в воде дистиллированной, являются W и Co; 2) форма частиц полученного порошка в основном сферическая и эллиптическая, размер этих частиц лежит в интервале 100 нм–200 мкм, однако исследования морфологии порошков методом сканирующей электронной микроскопии позволяют утверждать, что частицы величиной более 30 мкм – агломераты. Преобладающий размер частиц 500 нм–10 мкм.

2. Изготовленные экспериментальные образцы металлических изделий с рабочей поверхностью, модифицированной защитными износостойкими порошковыми покрытиями, обладают следующими характеристиками: 1) сформированной толщиной покрытия 15–30 мкм без видимых дефектов на границе “покрытие–подложка”; 2) основные элементы в составе покрытий вольфрам и кобальт, а также углерод и кислород; 3) наилучшей износостойкостью обладают покрытия, полученные с использованием электроэрозионных карбидов, изготовленных методом электроэрозионного диспергирования из отходов твердых сплавов ВК8 в керосине осветительном, поскольку содержат значительно большее количество свободного углерода в отличие от покрытий, полученных с использованием электроэрозионных карбидов, изготовленных методом электроэрозионного диспергирования из отходов твердых сплавов ВК8 в дистиллированной воде.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Погребняк А.Д.* Импульсно-плазменная модификация свойств поверхности и нанесение покрытий / Под ред. А.Д. Погребняк, Ю.Н. Тюрин // Успехи физики металлов, 2003. Т. 4. № 1. С. 1.
2. *Погодаев Л.И., Кузьмин В.Н., Третьяков Д.В.* Влияние металлоплакирующих добавок к пластичным смазкам на работоспособность трибосопряжений // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2003. № 1. С. 54.
3. *Беневоленский С.Б., Лисов А.А.* Алгоритм идентификации процессов деградации физических свойств технических объектов // Измерительная техника, 2005. № 1. С. 16.
4. *Кравченко И.Н., Карелина М.Ю., Зубрилина Е.М., Коломейченко А.А.* Ресурсосберегающие технологии получения функциональных наноструктурированных покрытий высокоскоростными методами нанесения // Вестник Донского государственного технического университета. 2015. Т. 3. № 15 (82). С. 19.
5. *Лесневский Л.Н., Лежнев Л.Ю., Ляховецкий М.А., Трошин А.Е., Ушаков А.М.* Износостойкость композитных плазменных покрытий с графитом // Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 1. С. 31.
6. *Буяновский И.А., Левченко В.А., Большаков А.Н., Самусенко В.Д.* Молибденсодержащее углеродное покрытие триботехнологического назначения и антифрикционные свойства масел при граничной смазке // Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин, 2019. № 1. С. 86.
7. *Choi W.B.* Stress-Strain of Thermal Spray Coatings / W.B. Choi // J. Therm. Spray Technol. 2008. V. 18. № 1. P. 58.

8. *Stokes J.* The Theory and Application of the HVOF Thermal Spray Process // J. Stokes. Dublin: Dublin City University, 2005. 204 p.
9. *Tani K.* Status of Thermal Spray Technology in Japan / K. Tani, H. Nakahira // J. Therm. Spray Technol. 1992. V. 333. № 1. P. 133.
10. *Murthy J.K.N.* Abrasive wear behaviour of WC-CoCr and Cr_3C_2-20(NiCr) deposited by HVOF and detonation spray processes / J.K.N. Murthy, B. Venkataraman // Surf. Coat. Technol. 2006. V. 200. P. 2642.
11. *Wanstrand O.* Mechanical and tribological evaluation of PVD WC/C coatings / O. Wanstrand, M. Larsson, P. Hedenqvist // Surf. Coat. Technol. 1999. V. 111. P. 247.
12. *Ageev E.V., Ageeva E.V., Latypov R.A.* Investigation into the properties of electroerosive powders and hard alloy fabricated from them by isostatic pressing and sintering // Russian Journal of Non-Ferrous Metals. 2015. V. 56. № 1. P. 52.
13. *Ageev E.V., Ugrimov A.S., Latypov R.A.* Metallurgical features of the manufacture of hard-alloy powders by electroerosive dispersion of a T15K6 alloy in butanol // Russian metallurgy (Metally). 2016. № 12. P. 1155.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 539.3

НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ В КРАЕВОЙ ЗОНЕ КОНИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ ПО УТОЧНЕННОЙ ТЕОРИИ

© 2021 г. В. В. Фирсанов[1], В. Т. Фам[1,*]

[1] *Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), МАИ, Москва, Россия*

**e-mail: pvthien88@gmail.com*

Поступила в редакцию 03.12.2019 г.
Принята к публикации 22.10.2020 г.

В статье исследуется напряженное состояние типа “погранслой” конической оболочки на основе уточненной теории. Искомые перемещения оболочки аппроксимируются полиномами по нормальной к срединной поверхности координате на две степени выше по отношению к классической теории. На основании уравнений трехмерной теории упругости и вариационного принципа Лагранжа получена система дифференциальных уравнений равновесия в перемещениях с переменными коэффициентами. Решение сформулированной краевой задачи осуществляется применением методов конечных разностей и матричной прогонки. Результаты можно использовать при оценке прочности и долговечности оболочечных конструкций.

Ключевые слова: коническая оболочка, вариационный принцип Лагранжа, уточненная математическая модель, напряженное состояние “погранслой”, поперечные нормальные напряжения

DOI: 10.31857/S0235711921010090

В настоящее время конические оболочки широко применяются в самолетостроении, ракетостроении, судостроении, автомобилестроении и строительстве. Инженерные расчеты конических оболочек базируются на классической теории типа Кирхгофа–Лява. Принятые в этой теории гипотезы не позволяют учитывать поперечные деформации, что приводит к погрешностям при определении напряженного состояния пластин и оболочек, особенно в зонах вблизи соединений, локального нагружения, а также быстро изменяющихся нагрузок.

При построении приближенной теории оболочек, свободной от гипотез Кирхгофа–Лява, получил распространение метод прямого асимптотического интегрирования дифференциальных уравнений трехмерной теории упругости. Задача определения напряженно-деформированного состояния (НДС) пластинок и оболочек сводилась к построению трех НДС, соответствующих в первом приближении внутреннему НДС, определяемому по классической теории, и двум дополнительным состояниям типа “погранслой” [2]. Имеется библиография работ по асимптотическому интегрированию уравнений теории упругости для тонкостенных систем [1]. В работе [3] с помощью вариационно-асимптотического метода и специально построенной аппроксимирующей полиномиальной функции была решена задача о дополнительном по отношению к классической теории НДС вблизи защемленного края для пластин.

С помощью модифицированного полуобратного метода Сен-Венана Е.М. Зверяевым [6–8] получено приближенное решение пространственной задачи теории упругости. Построены двумерные разрешающие уравнения для определения основого НДС,

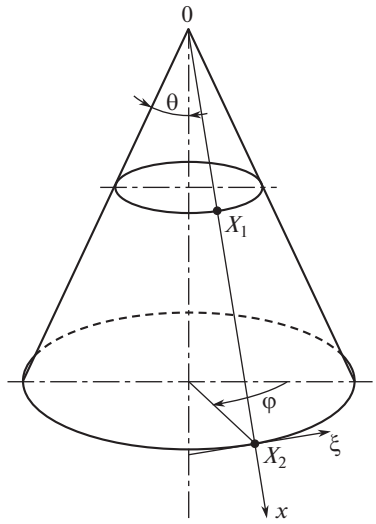

Рис. 1. Коническая оболочка.

совпадающие с уравнениями равновесия классической теории, а также дополнительные уравнения для расчета НДС типа “погранслой”, учитывающие сдвиговые поправки.

Другой подход к построению уточненной теории основан на аппроксимации искомых перемещений оболочки полиномами по нормальной к срединной поверхности координате [4]. В рамках этого подхода в работе [5] построена уточненная теория расчета НДС для цилиндрических оболочек, согласно которой имеют место значительные дополнительные локальные напряжения.

В настоящей статье в рамках подхода, представленного в [4, 5] исследуется НДС конической оболочки под действием осесиметричной нагрузки. Искомые перемещения разлагаются по нормальной к срединой плоскости оболочки координате в полиномы на две степени выше, чем в классической теории типа Кирхгофа–Лява.

Основные уравнения конической оболочки. Рассматривается коническая оболочка постоянной толщины $2h$ из изотропного материала, отнесенная к системе координат x, φ, ξ (рис. 1). Коэффициенты Ламе определяются формулами

$$H_i = A_i a_i, \quad H_3 = 1, \quad a_i = 1 + \frac{\xi}{R_i}, \quad i = 1, 2,$$

где A_1, A_2 и R_1, R_2 обозначают коэффициенты первой квадратичной формы и главные кривизны оболочки. Для данной системы координат имеем

$$A_1 = 1, \quad A_2 = x \sin\theta, \quad R_1 = \infty, \quad R_2 = \frac{x}{\operatorname{ctg}\theta}.$$

Считаем, что на боковой и торцевых поверхностях оболочки заданы следующие граничные условия:

$$\sigma_{i3}(\pm h) = q_{i3}^{\pm}, \quad \sigma_{ji} = q_{ji}, \quad i = 1, 2, 3, \quad j = 1, 2.$$

Представим искомые упругие перемещения в виде

$$U_1(x,\varphi,\xi) = u_0(x,\varphi) + u_1(x,\varphi)\xi + u_2(x,\varphi)\frac{\xi^2}{2!} + u_3(x,\varphi)\frac{\xi^3}{3!},$$
$$U_2(x,\varphi,\xi) = v_0(x,\varphi) + v_1(x,\varphi)\xi + v_2(x,\varphi)\frac{\xi^2}{2!} + v_3(x,\varphi)\frac{\xi^3}{3!}, \tag{1}$$
$$U_3(x,\varphi,\xi) = w_0(x,\varphi) + w_1(x,\varphi)\xi + w_2(x,\varphi)\frac{\xi^2}{2!}.$$

Подставляя разложения (1) в геометрические уравнения трехмерной теории упругости, получим выражения для деформаций оболочки

$$e_{11} = \sum_{k=0}^{3}\frac{1}{A_1a_1}\left(\frac{\partial u_k}{\partial x} + \frac{\partial A_1}{\partial\varphi}\frac{v_k}{A_2}\right)\frac{\xi^k}{k!} + \sum_{k=0}^{2}\frac{w_k}{R_1a_1}\frac{\xi^k}{k!},$$
$$e_{22} = \sum_{k=0}^{3}\frac{1}{A_2a_2}\left(\frac{\partial v_k}{\partial\varphi} + \frac{\partial A_2}{\partial x}\frac{u_k}{A_1}\right)\frac{\xi^k}{k!} + \sum_{k=0}^{2}\frac{w_k}{R_2a_2}\frac{\xi^k}{k!}, \quad e_{33} = \sum_{k=1}^{2}w_k\frac{\xi^{k-1}}{(k-1)!},$$
$$e_{12} = \sum_{k=0}^{3}\frac{1}{A_2a_2}\left(\frac{\partial u_k}{\partial\varphi} - \frac{1}{A_1}\frac{\partial A_2}{\partial x}v_k\right)\frac{\xi^k}{k!} + \sum_{k=0}^{3}\frac{1}{A_1a_1}\left(\frac{\partial v_k}{\partial x} - \frac{1}{A_2}\frac{\partial A_1}{\partial\varphi}u_k\right)\frac{\xi^k}{k!}, \tag{2}$$
$$e_{13} = \sum_{k=0}^{2}\frac{1}{A_1a_1}\frac{\partial w_k}{\partial x}\frac{\xi^k}{k!} + \sum_{k=1}^{3}u_k\frac{\xi^{k-1}}{(k-1)!} - \sum_{k=0}^{3}\frac{u_k}{R_1a_1}\frac{\xi^k}{k!},$$
$$e_{23} = \sum_{k=0}^{2}\frac{1}{A_2a_2}\frac{\partial w_k}{\partial\varphi}\frac{\xi^k}{k!} + \sum_{k=1}^{3}v_k\frac{\xi^{k-1}}{(k-1)!} - \sum_{k=0}^{3}\frac{v_k}{R_2a_2}\frac{\xi^k}{k!}.$$

Уравнения равновесия для конической оболочки находим из условия минимума энергетического функционала Лагранжа

$$\begin{aligned}\delta L = \iiint\big[&(\sigma_{11}\delta e_{11} + \sigma_{22}\delta e_{22} + \sigma_{33}\delta e_{33} + \sigma_{12}\delta e_{12} + \sigma_{13}\delta e_{13} + \sigma_{23}\delta e_{23}) + \\ &- (G_1\delta U_1 + G_2\delta U_2 + G_3\delta U_3)\big]A_1A_2a_1a_2dxd\varphi d\xi - \\ &- \iint(q_{11}\delta U_1 + q_{12}\delta U_2 + q_{13}\delta U_3)A_2a_2d\varphi d\xi - \\ &- \iint(q_{21}\delta U_1 + q_{22}\delta U_2 + q_{23}\delta U_3)A_1a_1dxd\xi - \\ &- \iint\Big\{q_{13}^{+}[a_1a_2\delta U_1]_{(\xi=+h)} - q_{13}^{-}[a_1a_2\delta U_1]_{(\xi=-h)} + \\ &+ q_{23}^{+}[a_1a_2\delta U_2]_{(\xi=+h)} - q_{23}^{-}[a_1a_2\delta U_2]_{(\xi=-h)} + \\ &+ q_{33}^{+}[a_1a_2\delta U_3]_{(\xi=+h)} - q_{33}^{-}[a_1a_2\delta U_3]_{(\xi=-h)}\Big\}A_1A_2a_1a_2dxd\varphi = 0,\end{aligned} \tag{3}$$

где G_i, $i = \overline{1,3}$ – объемные силы. Поставляя выражения (2) в (3), после преобразований получим систему уравнений

$$\frac{\partial(A_2M_1^{(k)})}{\partial x} + \frac{\partial(A_1M_{12}^{(k)})}{\partial\varphi} - \frac{\partial A_2}{\partial x}M_2^{(k)} + \frac{\partial A_1}{\partial\varphi}M_{21}^{(k)} + A_1A_2\left(\frac{Q_1^{(k)}}{R_1} - T_1^{(k)} + P_1^{(k)} + X_1^{(k)}\right) = 0,$$
$$k = \overline{0,3};$$
$$\frac{\partial(A_1M_2^{(k)})}{\partial\varphi} + \frac{\partial(A_2M_{21}^{(k)})}{\partial x} - \frac{\partial A_1}{\partial\varphi}M_1^{(k)} + \frac{\partial A_2}{\partial x}M_{12}^{(k)} + A_1A_2\left(\frac{Q_2^{(k)}}{R_2} - T_2^{(k)} + P_2^{(k)} + X_2^{(k)}\right) = 0, \tag{4}$$

$$k = \overline{0,3};$$

$$\frac{\partial(A_2Q_1^{(k)})}{\partial x} + \frac{\partial(A_1Q_2^{(k)})}{\partial \varphi} - A_1A_2\left(\frac{M_1^{(k)}}{R_1} + \frac{M_2^{(k)}}{R_2} + T_3^{(k)} - P_3^{(k)} - X_3^{(k)}\right) = 0, \quad k = \overline{0,2}.$$

Здесь используются следующие обозначения обобщенных усилий

$$M_1^{(k)} = \int_{-h}^{+h} a_2\sigma_{11}\frac{\xi^k}{k!}d\xi, \quad M_2^{(k)} = \int_{-h}^{+h} a_1\sigma_{22}\frac{\xi^k}{k!}d\xi, \quad M_{12}^{(k)} = \int_{-h}^{+h} a_1\sigma_{12}\frac{\xi^k}{k!}d\xi,$$

$$M_{21}^{(k)} = \int_{-h}^{+h} a_2\sigma_{12}\frac{\xi^k}{k!}d\xi, \quad T_1^{(k)} = \int_{-h}^{+h} a_1a_2\sigma_{13}\frac{\xi^{k-1}}{(k-1)!}d\xi, \quad T_2^{(k)} = \int_{-h}^{+h} a_1a_2\sigma_{23}\frac{\xi^{k-1}}{(k-1)!}d\xi,$$

$$T_3^{(k)} = \int_{-h}^{+h} a_1a_2\sigma_{33}\frac{\xi^{k-1}}{(k-1)!}d\xi, \quad Q_1^{(k)} = \int_{-h}^{+h} a_2\sigma_{13}\frac{\xi^k}{k!}d\xi, \quad Q_2^{(k)} = \int_{-h}^{+h} a_2\sigma_{23}\frac{\xi^k}{k!}d\xi,$$

$$X_1^{(k)} = \int_{-h}^{+h} G_1a_1a_2\frac{\xi^k}{k!}d\xi, \quad X_2^{(k)} = \int_{-h}^{+h} G_2a_1a_2\frac{\xi^k}{k!}d\xi, \quad X_3^{(k)} = \int_{-h}^{+h} G_3a_1a_2\frac{\xi^k}{k!}d\xi, \tag{5}$$

$$P_1^{(k)} = q_{13}^{+}\left[a_1a_2\frac{\xi^k}{k!}\right]_{(\xi=+h)} - q_{13}^{-}\left[a_1a_2\frac{\xi^k}{k!}\right]_{(\xi=-h)},$$

$$P_2^{(k)} = q_{23}^{+}\left[a_1a_2\frac{\xi^k}{k!}\right]_{(\xi=+h)} - q_{23}^{-}\left[a_1a_2\frac{\xi^k}{k!}\right]_{(\xi=-h)},$$

$$P_3^{(k)} = q_{33}^{+}\left[a_1a_2\frac{\xi^k}{k!}\right]_{(\xi=+h)} - q_{33}^{-}\left[a_1a_2\frac{\xi^k}{k!}\right]_{(\xi=-h)}.$$

Из физических уравнений на основании разложений (1) находим напряжения, подставляя которые последовательно в (5) и (4) и преобразуя полученные уравнения с учетом соотношений (2), имеем следующую систему дифференциальных уравнений равновесия в перемещениях

$$\sum_{m=0}^{3}\left(Ki_0^{u_m} + Ki_1^{u_m}\frac{\partial}{\partial x} + Ki_{11}^{u_m}\frac{\partial^2}{\partial x^2} + Ki_{22}^{u_m}\frac{\partial^2}{\partial \varphi^2}\right)u_m + \sum_{k=0}^{3}\left(Ki_2^{v_k}\frac{\partial}{\partial \varphi} + Ki_{12}^{v_k}\frac{\partial^2}{\partial x\partial \varphi}\right)v_k +$$

$$+ \sum_{n=0}^{2}\left(Ki_0^{w_n} + Ki_1^{w_n}\frac{\partial}{\partial x}\right)w_n = Ki^{q_{13}^{+}}q_{13}^{+} - Ki^{q_{13}^{-}}q_{13}^{-}, \quad i = \overline{1,4};$$

$$\sum_{m=0}^{3}\left(Ki_2^{u_m}\frac{\partial}{\partial \varphi} + Ki_{12}^{u_m}\frac{\partial^2}{\partial x\partial \varphi}\right)u_m + \sum_{k=0}^{3}\left(Ki_0^{v_k} + Ki_1^{v_k}\frac{\partial}{\partial x} + Ki_{11}^{v_k}\frac{\partial^2}{\partial x^2} + Ki_{22}^{v_k}\frac{\partial^2}{\partial \varphi^2}\right)v_k +$$

$$+ \sum_{n=0}^{2} Ki_2^{w_n}\frac{\partial w_n}{\partial \varphi} = Ki^{q_{23}^{+}}q_{23}^{+} - Ki^{q_{23}^{-}}q_{23}^{-}, \quad i = \overline{5,8}; \tag{6}$$

$$\sum_{m=0}^{3}\left(Ki_0^{u_m} + Ki_1^{u_m}\frac{\partial}{\partial x}\right)u_m + \sum_{k=0}^{3} Ki_2^{v_k}\frac{\partial v_k}{\partial \varphi} +$$

$$+ \sum_{n=0}^{2}\left(Ki_0^{w_n} + Ki_1^{w_n}\frac{\partial}{\partial x} + Ki_{11}^{w_n}\frac{\partial^2}{\partial x^2} + Ki_{22}^{w_n}\frac{\partial^2}{\partial \varphi^2}\right)w_n = Ki^{q_{33}^{+}}q_{33}^{+} - Ki^{q_{33}^{-}}q_{33}^{-},$$

$$i = \overline{9,11}.$$

Здесь Ki представляют собой переменные коэффициенты, зависящие от геометрических параметров, упругих постоянных материала оболочки и координаты x, а u_m, v_k, w_n – коэффициенты разложений искомых перемещений в выражениях (1).

Расчет конической оболочки под действием осесимметричной нагрузки. В этом случае все компоненты НДС оболочки не зависят от угла φ и перемещения в окружном направлении v_k, $k = \overline{0,3}$ обращаются в нуль. Тогда система дифференциальных уравнений в перемещениях (6) принимает вид

$$\sum_{m=0}^{3}\left(Ki_0^{u_m} + Ki_1^{u_m}\frac{d}{dx} + Ki_{11}^{u_m}\frac{d^2}{dx^2}\right)u_m + \sum_{n=0}^{2}\left(Ki_0^{w_n} + Ki_1^{w_n}\frac{d}{dx}\right)w_n = 0, \quad i = \overline{1,4};$$

$$\sum_{m=0}^{3}\left(Ki_0^{u_m} + Ki_1^{u_m}\frac{d}{dx}\right)u_m + \sum_{n=0}^{2}\left(Ki_0^{w_n} + Ki_1^{w_n}\frac{d}{dx} + Ki_{11}^{w_n}\frac{d^2}{dx^2}\right)w_n = Ki^{\overset{+}{q}_{33}}q_{33}^{+} - Ki^{\overset{-}{q}_{33}}q_{33}^{-}, \tag{7}$$

$$i = \overline{9,11}.$$

Граничные условия на жестко защемленных краях оболочки представляются в форме

$$u_m = 0, \quad (m = \overline{0,3}); \quad w_n = 0, \quad (n = \overline{0,2}) \quad \text{при} \quad x = x_1, \quad x = x_2. \tag{8}$$

Система уравнений (7) решается конечно-разностным методом. Производные 1-го и 2-го порядков аппроксимируются центральными разностями второго порядка точности

$$\frac{dy_j}{dx} = \frac{y_{j+1} - y_{j-1}}{2s}; \quad \frac{d^2y_j}{dx^2} = \frac{y_{j+1} - 2y_j + y_{j-1}}{s^2}.$$

На основании системы (7) с учетом граничных условий (8) получим следующую конечно-разностную систему

$$\sum_{m=0}^{3}\left(\left(\frac{Ki_{11}^{u_m}}{s^2} - \frac{Ki_1^{u_m}}{2s}\right)u_m^{j-1} + \left(\frac{-2Ki_{11}^{u_m}}{s^2} + Ki_0^{u_m}\right)u_m^{j} + \left(\frac{Ki_{11}^{u_m}}{s^2} + \frac{Ki_1^{u_m}}{2s}\right)u_m^{j+1}\right) +$$

$$+ \sum_{n=0}^{2}\left(\frac{-Ki_1^{w_n}}{2s}w_n^{j-1} + Ki_0^{w_n}w_n^{j} + \frac{Ki_1^{w_n}}{2s}w_n^{j+1}\right) = 0,$$

$$i = \overline{1,4};$$

$$\sum_{m=0}^{3}\left(\frac{-Ki_1^{u_m}}{2s}u_m^{j-1} + Ki_0^{u_m}u_m^{j} + \frac{Ki_1^{u_m}}{2s}u_m^{j+1}\right) +$$

$$+ \sum_{n=0}^{2}\left(\left(\frac{Ki_{11}^{w_n}}{s^2} - \frac{Ki_1^{w_n}}{2s}\right)w_n^{j-1} + \left(\frac{-2Ki_{11}^{w_n}}{s^2} + Ki_0^{w_n}\right)w_n^{j} + \left(\frac{Ki_{11}^{w_n}}{s^2} + \frac{Ki_1^{w_n}}{2s}\right)w_n^{j+1}\right) = \tag{9}$$

$$= Ki^{\overset{+}{q}_{33}}q_{33}^{+} - Ki^{\overset{-}{q}_{33}}q_{33}^{-};$$

$$i = \overline{9,11}; \quad j = \overline{1, N-1};$$

$$u_m^0 = u_m^N = w_n^0 = w_n^N = 0; \quad m = \overline{0,3}; \quad n = \overline{0,2},$$

где s, $(N + 1)$ – соответственно шаг конечно-разностной схемы и число узлов.

Система (9) представляет собой систему линейных алгебраических уравнений, решается методом матричной прогонки с помощью программы для ЭВМ. Определив перемещения, тангенциальные напряжения находятся из соотношений закона Гука.

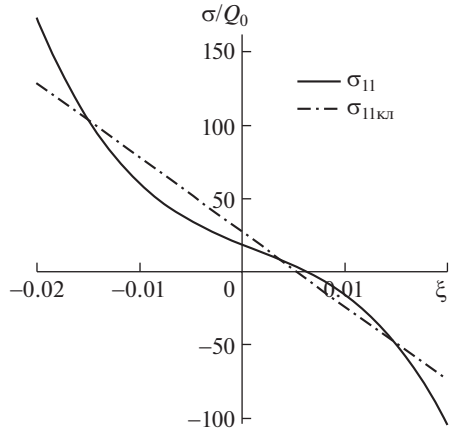

Рис. 2. Изменение σ_{11} по толщине на краю $x = x_2$.

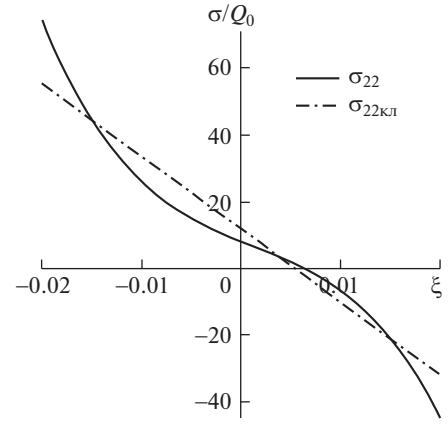

Рис. 3. Изменение σ_{22} по толщине на краю $x = x_2$.

Поперечные напряжения получаются непосредственным интегрированием уравнений равновесия трехмерной теории упругости

$$\sigma_{13} = -\frac{1}{a_1^2 a_2}\int_{-h}^{\xi}\left[\frac{a_1 a_2}{A_1}\frac{\partial\sigma_{11}}{\partial x} + \frac{\partial A_2}{\partial x}\frac{1}{A_1 A_2}a_1^2\left(\sigma_{11} - \sigma_{22}\right)\right]d\xi,$$

$$\sigma_{33} = -\frac{1}{a_1 a_2}\int_{-h}^{\xi}\left[\frac{a_2}{A_1}\frac{\partial\sigma_{13}}{\partial x} - \frac{a_2}{R_1}\sigma_{11} - \frac{a_1}{R_2}\sigma_{22} + \frac{\partial A_2}{\partial x}\frac{1}{A_1 A_2}a_1\sigma_{13}\right]d\xi + \frac{\left(a_1 a_2\right)_{\xi=-h}}{a_1 a_2}\bar{q}_{33}.$$

Пример расчета. В качестве примера расчета рассматривается коническая оболочка, жестко защемленная на двух краях, со следующими параметрами: угол конусности $\theta = \frac{\pi}{4}$, начало и конец оболочки вдоль оси $x_1 = 1$ м, $x_2 = 3$ м, полутолщина оболочки $h = 2$ см, коэффициент Пуассона $\mu = 0.3$, модуль Юнга $E = 2\times10^5$ МПа. Оболочка

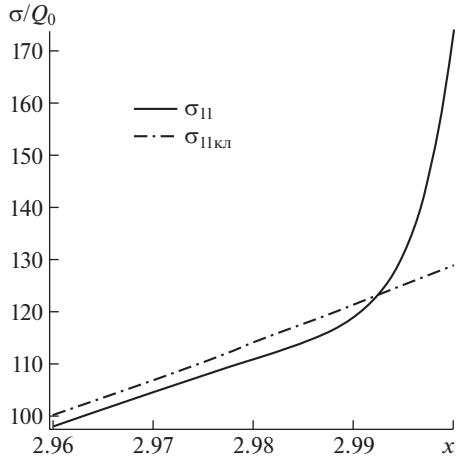

Рис. 4. Изменение σ_{11} в краевой зоне.

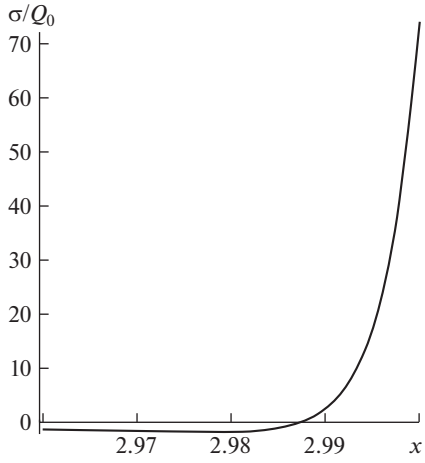

Рис. 5. Изменение σ_{33} в краевой зоне.

находится под действием нагрузки, равномерно распределенной на внутренней поверхности. Графики рис. 2–5 иллюстрируют изменения нормальных и касательных напряжений в краевой зоне оболочки. Отметим, что аббревиатура “кл” соответствует результатам расчета по классической теории.

Анализируя графики на рис. 2–5 можно установить, что напряжения в зоне жестко защемленного края существенно уточняются: максимальное нормальное напряжение σ_{11} – на 35% (рис. 2, 4) и σ_{22} – 36% (рис. 3). Максимальное поперечное нормальное напряжение σ_{33} составляет 42.5% от основного изгибного напряжения σ_{11} (рис. 5).

Выводы. На основе трехмерных уравнений теории упругости с помощью вариационного принципа Лагранжа построены дифференциальные уравнения равновесия ко-

нических оболочек в перемещениях, позволяющие учитывать поперечный сдвиг оболочки.

Приведены результаты расчета напряженного состояния типа “погранслой” по уточненной теории конической оболочки под действием осесимметричной нагрузки и дано их сравнение с данными классической теории. Установлено, что в зоне жестко защемленного края оболочки нормальные тангенциальные напряжения существенно уточняются.

Поперечные нормальные, которыми в классической теории пренебрегают, в краевой зоне оказываются одного порядка с максимальными значениями напряжений, соответствующих классической теории. Такие высокие уровни дополнительных напряжений необходимо учитывать при оценке прочности и долговечности элементов конструкций в объектах машиностроения, в том числе авиационной и ракетной техники.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант № 17-08-00849).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Агаловян Л.А.* О возможностях асимптотического метода в вопросах теории пластин и оболочек // Проблемы механики деформируемого твердого тела. Сб. статей, посвященный 90-летию академика НАН Армении С.А. Амбарцумяна. Ереван: Гитутюн, 2012. С. 33.
2. *Гольденвейзер А.Л.* Теория упругих тонких оболочек. М.: Наука, 1976. 512 с.
3. *Firsanov Val.V.* Study of stress-deformed state of rectangular plates based on nonclassical theory // Journal of machinery, manufacture and reliabitity. 2016. V. 45. № 6. P. 515.
4. *Васильев В.В., Лурье С.А.* К проблеме уточнения теории пологих оболочек // Изв. АН. МТТ. 1990. № 6. С. 139.
5. *Doan T.N., Van Thom D., Thanh N.T., Van Chuong P., Tho N.C., Ta N.T., Nguyen H.N.* Analysis of stress concentration phenomenon of cylinder laminated shells using higher-order shear deformation Quasi-3D theory // Composite Structures. 2020. V. 232. P. 111526. https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2019.111526
6. *Зверяев Е.М.* Метод Сен-Венана–Пикара–Банаха интегрирования уравнений в частных производных с малым параметром // Препринты ИПМ имени М.В. Келдыша. 2018. № 83. 19 с.
7. *Зверяев Е.М.* Конструктивная теория тонких упругих оболочек // Препринты ИПМ имени М.В. Келдыша. 2016. № 33. 25 с.
8. *Зверяев Е.М.* Непротиворечивая теория тонких упругих оболочек. ПММ. 2016. Т. 80. № 5. С. 580.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 621.01,62-231.3,621.81

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ (СИЛОВОЙ) АНАЛИЗ КОМБИНИРОВАННОГО КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА С ДВОЙНЫМ ВИНТОВЫМ ШАРНИРОМ

© 2021 г. А.С. Фомин[1,*], Д.В. Петелин[1]

[1] *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*

**e-mail: alexey-nvkz@mail.ru*

Поступила в редакцию 22.03.2020 г.
Принята к публикации 22.10.2020 г.

В настоящей статье представлен новый кривошипно-ползунный механизм, образованный объединением плоской и винтовой групп звеньев нулевой подвижности. В разработанном механизме вращательное движение ведущего звена трансформируется в движение выходного звена по винтовой траектории. Представлена детализированная сборочная компьютерная модель синтезированного механизма, в соответствии с которой проведен кинематический и кинетостатический (силовой) анализ. С учетом выполненных расчетов и результатов компьютерного конструирования изготовлен физический прототип механизма.

Ключевые слова: степень свободы, группа нулевой подвижности, кривошипно-ползунный механизм, кинематический анализ, кинетостатический (силовой) анализ, винтовая траектория

DOI: 10.31857/S0235711921010107

В технике широкое применение находят кривошипно-ползунные механизмы, являющиеся частным случаем рычажного четырехзвенника. Данные механизмы широко используются, например, в архитектурах подвижных пространственных ферм [1], автомобильных моторах [2], прессах [3, 4], различных промышленных роботах и установках [5], медицинских приборах [6] и ряде иных механических систем для выполнения различных технологических операций.

Структурно кривошипно-ползунный механизм состоит из четырех звеньев – кривошипа, шатуна, ползуна и стойки, сопряженных между собой одноподвижными кинематическими парами. Такой механизм обеспечивает преобразование вращения ведущего звена (кривошипа) в линейное перемещение выходного звена (ползуна). Таким образом, он является простейшим по структуре плоским механизмом, как имеющим минимальное число звеньев (четыре) и приводов (один). Однако, несмотря на простоту конструкции, изучение кривошипно-ползунных механизмов является актуальным направлением современных исследований [7–12].

Настоящее исследование направлено на расширение функциональных возможностей кривошипно-ползунного механизма, а именно, на разработку новой модификации механизма, в котором выходное звено могло бы иметь кроме поступательного движения дополнительный поворот, при обеспечении минимального числа звеньев, кинематических пар и приводов синтезируемого механизма. Соблюдение этих критериев позволит обеспечить простоту конструкции, надежность и эффективность функционирования такого механизма.

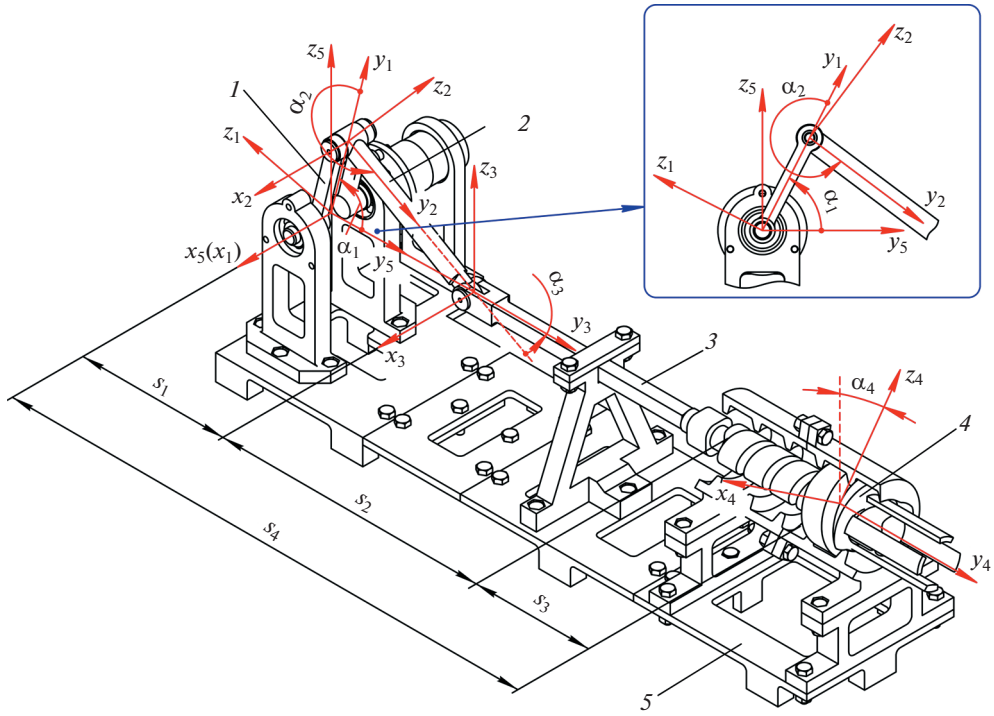

Рис. 1. Сборочная компьютерная модель кривошипно-ползунного механизма с двойным винтовым шарниром.

Разработка кинематической схемы механизма. Поставленную задачу можно реализовать путем разработки комбинированного кривошипно-ползунного механизма, в котором на ползун наслаивается дополнительная группа нулевой подвижности с минимальным числом звеньев и кинематических пар, при этом обеспечивающая выходному звену синтезируемого механизма дополнительное движение. Такой группой нулевой подвижности является однозвенная группа (монада) с четырьмя наложенными связями. Известно, что с учетом четырех наложенных связей могут создаваться винтовые кинематические цепи, когда вращательное и поступательное движения реализуются относительно общей оси, либо клиновые кинематические цепи, когда возможными являются два поступательных движения относительно двух осей [14].

Примем винтовую монаду в качестве группы нулевой подвижности, наслаиваемой на ползун кривошипно-ползунного механизма. Полученный таким образом механизм представлен на рис. 1 в виде детализированной сборочной компьютерной модели, где кривошип *1*, шатун *2*, ползун *3* и стойка *5* образуют одноподвижный кривошипно-ползунный механизм. На ползун *3*, оканчивающийся винтом, наслаивается однозвенная группа нулевой подвижности в виде гайки *4*. Она образует винтовые кинематические пары с ползуном *3* и со стойкой *5*. Таким образом, общая подвижность такого механизма оказывается равной одному.

Входное движение задается кривошипу *1* и преобразуется в поступательное движение ползуна *3*, которое далее трансформируется в винтовое движение выходного звена, гайки *4*. Строение механизма, организованное таким образом, дает возможность использования минимального числа звеньев и одноподвижных шарниров, а также

обеспечивает выходному звену возможность воспроизведения циклического пространственного движения.

Фактически данный механизм образован путем последовательного наслоения на ведущее звено групп нулевой подвижности с разным числом и типом наложенных связей: плоской диады *ВВП* с тремя связями и винтовой монады с четырьмя связями. При наслоении кинематических цепей с разным типом наложенных связей, в том числе цепей с нулевой подвижностью, должно соблюдаться условие совпадения их движений. В рассматриваемом случае диада *ВВП* функционирует в пространстве для плоских кинематических цепей, где реализуются поступательные смещения вдоль двух осей и поворот в плоскости этих же осей, а винтовая монада функционирует в пространстве, где реализуются вращательное и поступательное движения относительно общей оси. Поэтому совпадающим в данном случае движением для обеих групп является либо поступательное, либо вращательное в зависимости от расположения этих групп друг относительно друга. В рассматриваемом механизме данные группы объединены через общее поступательное движение, когда ось гайки находится в плоскости звеньев диады *ВВП*. При соединении кинематических цепей без обеспечения совпадения общих движений, работоспособный механизм построить невозможно. По данному принципу можно образовывать и более сложные механизмы, в том числе механизмы, одновременно включающие в свой состав кинематические цепи с последовательной и параллельной структурой [15].

Кинематический анализ механизма. Обратимся к кинематическому анализу механизма. С каждым из его звеньев свяжем пространственную систему координат, направив оси y_i ($i = 1...5$) вдоль продольных осей звеньев, при этом начало неподвижной системы координат $O_5x_5y_5z_5$ расположим в центре шарнира *1–5*, а начало системы координат $O_4x_4y_4z_4$ свяжем с центром масс выходного звена (рис. 1). Уравнение замкнутости контура кривошипно-ползунной части механизма запишется в виде

$$\mathbf{T}^{(1,5)}\mathbf{T}^{(2,1)}\mathbf{T}^{(3,2)}\mathbf{T}^{(5,3)} = \mathbf{E}, \tag{1}$$

где $\mathbf{E}$ – единичная матрица соответствующего порядка, $\mathbf{T}^{(1,5)}$, $\mathbf{T}^{(2,1)}$, $\mathbf{T}^{(3,2)}$ и $\mathbf{T}^{(5,3)}$ – матрицы преобразования последующей системы координат в предыдущую, определяемые, как

$$\mathbf{T}^{(1,5)} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos\alpha_1 & -\sin\alpha_1 \\ 0 & 0 & \sin\alpha_1 & \cos\alpha_1 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{T}^{(2,1)} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ l_1 & 0 & \cos\alpha_2 & -\sin\alpha_2 \\ 0 & 0 & \sin\alpha_2 & \cos\alpha_2 \end{pmatrix},$$
$$\mathbf{T}^{(3,2)} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ l_2 & 0 & \cos\alpha_3 & -\sin\alpha_3 \\ 0 & 0 & \sin\alpha_3 & \cos\alpha_3 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{T}^{(5,3)} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -s_1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \tag{2}$$

где α_1 – угол поворота кривошипа *1* относительно стойки *5*; l_1 – длина кривошипа *1*; α_2 – угол поворота шатуна *2* относительно кривошипа *1*; α_3 – угол поворота шатуна *2* относительно ползуна *3*; s_1 – смещение ползуна *3* относительно стойки *5*.

Решая уравнение (1) с учетом матриц (2), получим зависимости для определения параметров α_3 и s_1

$$\alpha_3 = \arcsin\left(\frac{l_1 \sin\alpha_1}{l_2}\right), \quad s_1 = l_1\cos\alpha_1 + l_2\cos\alpha_3. \tag{3}$$

С учетом суммы углов треугольника, образованного длинами звеньев *1* и *2* (l_1, l_2) и расстоянием s_1, получим, что $\alpha_2 = 2\pi - (\alpha_1 + \alpha_3)$. Для определения кинематических параметров выходного звена (гайки *4*) найдем скорости и ускорения ползуна *3*, как $V_3 = \omega_1 V_{3\alpha 1}$ и $a_3 = \omega_1^2 a_{3\alpha 1} + \varepsilon_1 V_{3\alpha 1}$, где ω_1 и ε_1 – угловые скорость и ускорение кривошипа *1*, $V_{3\alpha 1} = ds_1/d\alpha_1$ и $a_{3\alpha 1} = dV_{3\alpha 1}/d\alpha_1$ – аналоги линейных скорости и ускорения, получаемые путем дифференцирования уравнения (3) для s_1 по обобщенной координате α_1

$$V_{3\alpha 1} = -l_1\left(\sin\alpha_1 + \frac{\cos\alpha_1 \sin(\arcsin b)}{\sqrt{1-b^2}}\right),$$

$$a_{3\alpha 1} = -l_1\left(\cos\alpha_1 - \frac{\sin\alpha_1 \sin(\arcsin b)}{\sqrt{1-b^2}} + \right.$$

$$\left. + \cos\alpha_1\left(\frac{l_1^2 \sin 2\alpha_1 \sin(\arcsin b)}{2l_2^2\sqrt{(1-b^2)^3}} + \frac{l_1 \cos\alpha_1 \cos(\arcsin b)}{l_2(1-b^2)}\right)\right),$$

где $b = (l_1 \sin\alpha_1)/l_2$.

Угол α_4, определяющий поворот выходного звена (гайки *4*) относительно ползуна *3*, определится, как

$$\alpha_4 = 2\pi\Delta s_1/(p_1 + p_2), \tag{4}$$

где Δs_1 – изменение смещения ползуна *3*; p_1 – шаг резьбы между винтовой частью ползуна *3* и гайкой *4*; p_2 – шаг резьбы между гайкой *4* и винтовой частью стойки *5*.

Смещение гайки *4* относительно стойки *5*, определяемое параметром s_4, можно найти из следующего уравнения

$$s_4 = s_1 + s_2 + s_3, \tag{5}$$

где s_2 – заданная длина безвинтовой части ползуна *3*; s_3 – осевое смещение гайки *4* относительно ползуна *3*, которое определяется, как $s_3 = s_3^0 + s_3^1$, где s_3^0 – начальное смещение гайки *4* относительно ползуна *3*; s_3^1 – смещение гайки *4* за ее поворот: $s_3^1 = \alpha_4 p_1/2\pi = \Delta s_1 p_1/(p_1 + p_2)$.

Остальные кинематические параметры выходного звена (гайки *4*) – линейные скорость (V_{L4}) и ускорение (a_{L4}), направленные в плоскости $O_5y_5z_5$, а также угловые скорость (ω_4) и ускорение (ε_4), определятся, как

$$\begin{aligned} V_{L4} &= V_3 p_2/(p_1 + p_2), \quad a_{L4} = a_3 p_2/(p_1 + p_2), \\ \omega_4 &= 2\pi V_3/(p_1 + p_2), \quad \varepsilon_4 = 2\pi a_3/(p_1 + p_2). \end{aligned} \tag{6}$$

На рис. 2а представлены диаграммы изменения значений линейного s_4 (диаграмма *1*) и углового α_4 (диаграмма *2*) смещений выходного звена. На рис. 2б показаны диаграммы изменения значений линейных V_{L4} и a_{L4} (диаграммы *1* и *2*), а также угловых ω_4 и ε_4 (диаграммы *3* и *4*) скоростей и ускорений выходного звена. При расчете были приняты следующие значения заданных параметров: скорость вращения кривошипа *1*, $n_1 = 5$ об/мин при $\omega_1 = \text{const}$; длина кривошипа *1*, $l_1 = 0.07$ м; длина шатуна *2*, $l_2 = 0.135$ м; длина безвинтовой части ползуна *3*, $s_2 = 0.25$ м; длина $s_3^0 = 0.025$ м; шаг резьбы в шарнире *3–4*, $p_1 = 0.025$ м; шаг резьбы в шарнире *4–5*, $p_2 = 0.030$ м. Касательные скорость и ускорение выходного звена, направленные в плоскости $O_5x_5z_5$, можно определить, как $V_{R4} = \omega_4 d_4/2$, $a_{R4} = \varepsilon_4 d_4/2$, где d_4 – диаметр гайки *4*.

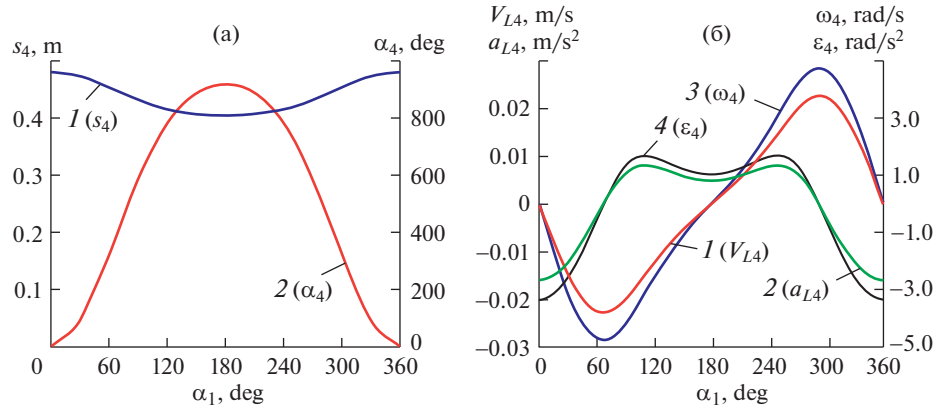

Рис. 2. Кинематическое исследование механизма: (а) – диаграммы изменения значений линейного s_4 (*1*) и углового α_4 (*2*) смещений выходного звена; (б) – диаграммы изменения значений линейных V_{L4} (*1*), a_{L4} (*2*) и угловых ω_4 (*3*), ε_4 (*4*) скоростей и ускорений выходного звена.

Кинетостатический (силовой) анализ механизма. При проектировании механизмов и машин, при проведении динамических, прочностных и энергетических расчетов, требуется информация о влиянии как внешних сил и моментов пар сил, действующих на звенья, так и внутренних силовых составляющих, действующих в кинематических парах. Обратимся к кинетостатическому (силовому) анализу синтезируемого механизма с целью определения реакций в кинематических парах и нахождению уравновешивающего момента на ведущем звене, с учетом которого подбирается привод механизма. Результаты кинетостатического анализа являются основой для расчета элементов и узлов механизмов и машин на прочность и жесткость, расчета подшипников, расчета износа в кинематических парах и иных проектных и проверочных расчетов. На рис. 3 представлена схема сил и моментов пар сил, приложенных к модели исследуемого механизма.

Задача кинетостатического исследования данного механизма решалась численными методами. При расчете были приняты следующие значения масс звеньев: масса кривошипа *1*, $m_1 = 0.022$ кг; масса шатуна *2*, $m_2 = 0.026$ кг; масса ползуна *3*, $m_3 = 0.150$ кг; масса гайки *4*, $m_4 = 0.090$ кг.

Алгоритм исследования кинетостатики данного механизма состоит в следующем. Вначале отделяется однозвенная группа нулевой подвижности (гайка *4*), представленная на рис. 4а, и определяются реакции в винтовых шарнирах *3–4* ($\mathbf{R}_{34}$) и *4–5* ($\mathbf{R}_{45}$), а также точки приложения данных реакций, определяемые длинами h_{34} и h_{45}. При расчете данной группы учитываются сила тяжести ($\mathbf{G}_4$), сила инерции ($\mathbf{F}_{i4}$) и момент сил инерции (M_{i4}) гайки *4*, а также силы трения ($\mathbf{F}_{f34}$, $\mathbf{F}_{f45}$), имеющие касательную и радиальную составляющие, и моменты трения (M_{f34}, M_{f45}) в винтовых шарнирах *3–4* и *4–5*. В качестве внешней силы принята сила сопротивления ($\mathbf{F}_r$), направленная противоположно движению выходного звена (гайки *4*). С учетом этих параметров на рис. 4б приведены диаграммы изменения значений реакций $\mathbf{R}_{34}$ (диаграмма *4*) и $\mathbf{R}_{45}$ (диаграмма *5*) в зависимости от времени (полный поворот кривошипа при $\alpha_1 = 360°$ соответствует времени $t = 12$ с).

Далее исследуется диада *ВВП* (звенья *2–3*), показанная на рис. 4в, и определяются реакции в шарнирах *1–2* ($\mathbf{R}_{12}$) и *3–5* ($\mathbf{R}_{35}$). После этого находится реакция в шарнире *2–3* ($\mathbf{R}_{23}$). При расчете данной группы звеньев учитываются силы тяжести ($\mathbf{G}_2$, $\mathbf{G}_3$), силы инерции ($\mathbf{F}_{i2}$, $\mathbf{F}_{i3}$) шатуна *2* и ползуна *3*, а также момент сил инерции

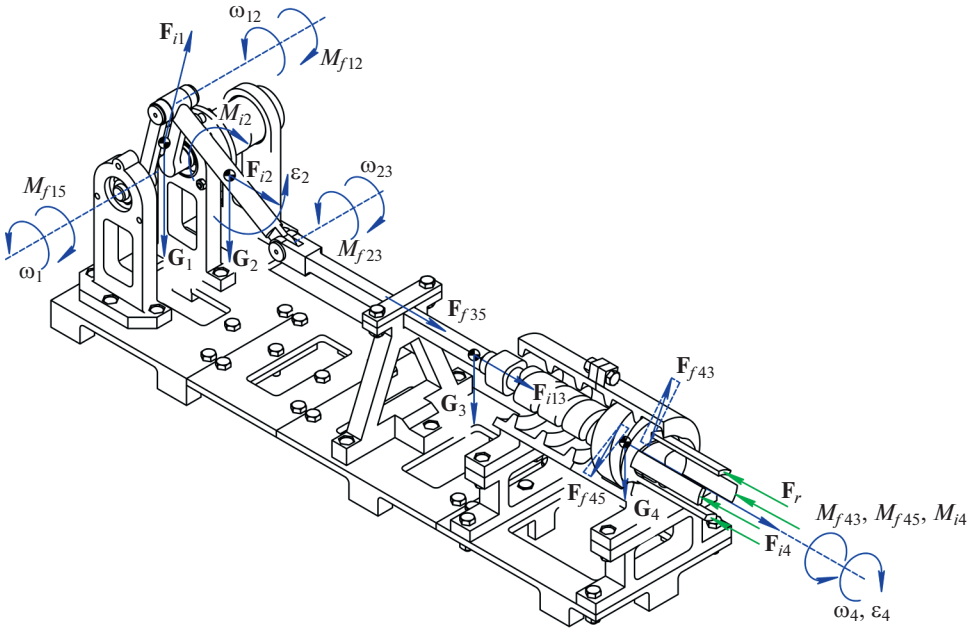

Рис. 3. Модель механизма с приложенными силами и моментами пар сил.

шатуна *2* (M_{i2}), сила трения в поступательном шарнире *3–5* ($\mathbf{F}_{f35}$) и моменты трения M_{f21} и M_{f23} во вращательных шарнирах *1–2* и *2–3*. Реакция $\mathbf{R}_{34}$ для данной группы является заданной, так как она была определена из условия равновесия предыдущей группы (гайки *4*). На рис. 4б представлены диаграммы изменения значений составляющих и абсолютных реакций $\mathbf{R}_{12}$ и $\mathbf{R}_{23}$ (диаграммы *1–3*, *5* и *6*) и $\mathbf{R}_{35}$ (диаграмма *6*) в зависимости от времени.

Далее обратимся к рассмотрению равновесия ведущего звена, кривошипа *1*, показанного на рис. 4г, и определим реакции в шарнире *1–5* ($\mathbf{R}_{15}$) и уравновешивающий момент (M_C).

При анализе ведущего звена учитываются сила тяжести ($\mathbf{G}_1$) и сила инерции ($\mathbf{F}_{i1}$) кривошипа *1*, а также момент трения M_{f15} во вращательном шарнире *1–5*. Составляющие реакции $\mathbf{R}_{12}$ в данном случае являются заданными, так как они были определены из условия равновесия диады *ВВП* звеньев *2–3*. На рис. 4д показаны диаграммы изменения значений составляющих и абсолютной реакции $\mathbf{R}_{15}$ (диаграммы *1–3*) в зависимости от времени. На рис. 4е представлена диаграмма изменения значений уравновешивающего момента на ведущем звене (M_C) в зависимости от времени. В связи с тем, что вращение гайки *4* происходит в плоскости, перпендикулярной движению остальных подвижных звеньев механизма, в шарнирах *1–5*, *1–2*, *2–3* и *3–5* возникают реакции $\mathbf{R}_{X15}$, $\mathbf{R}_{X12}$, $\mathbf{R}_{X23}$ и $\mathbf{R}_{X35}$, направленные вдоль оси *x*. Численные значения данных реакций существенно меньше значений реакций в остальных кинематических парах механизма, поэтому они фактически не влияют на величину уравновешивающего момента на ведущем звене (M_C). В связи с этим, значениями данных реакций можно пренебречь.

Разработка физического прототипа механизма. Результаты кинетостатического анализа позволяют провести дальнейший расчет элементов механизма на прочность и жесткость, расчет подшипников, расчет износа в кинематических парах, а также про-

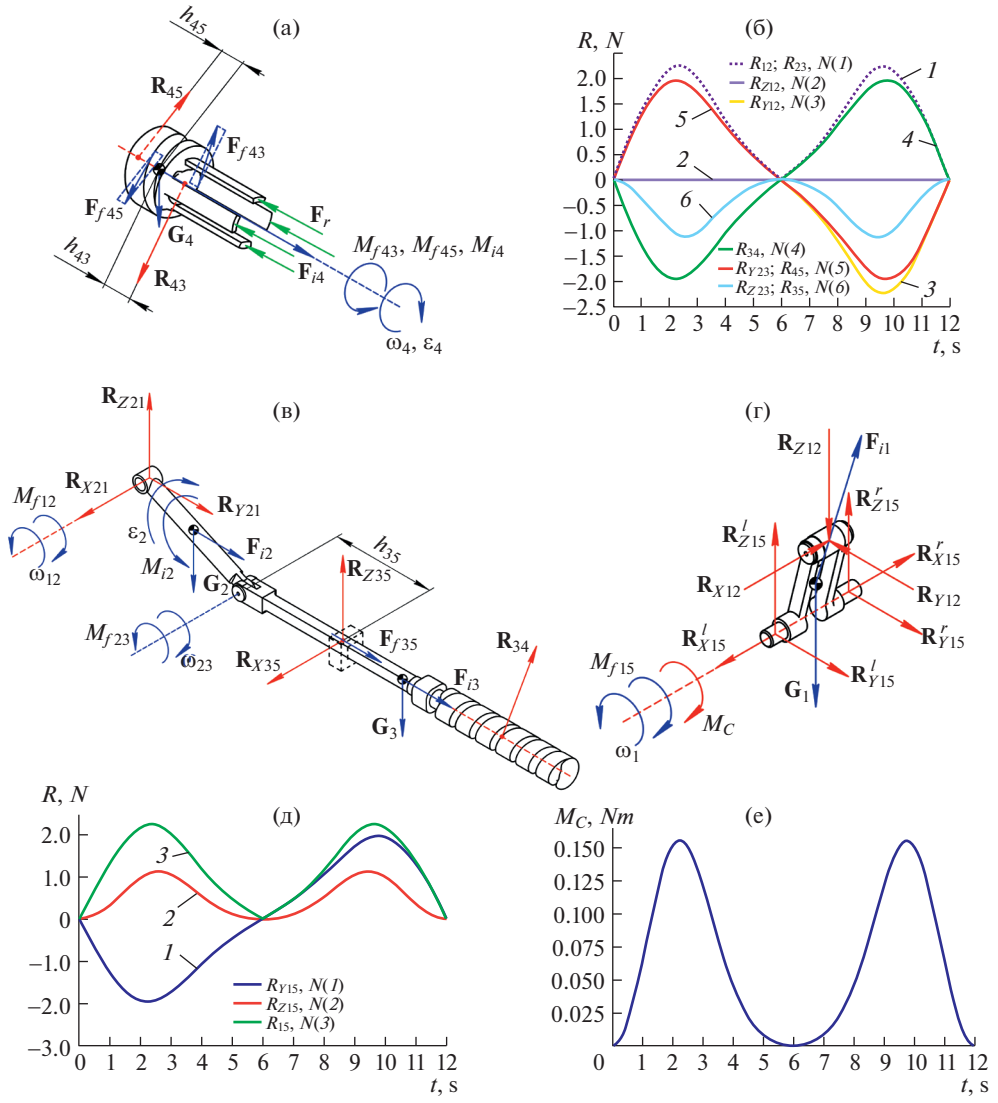

Рис. 4. Кинетостатическое исследование механизма: (а) – схема однозвенной группы нулевой подвижности (звено *4*) с приложенными силами и моментами пар сил; (б) – диаграммы изменения значений реакций $\mathbf{R}_{12}$ и $\mathbf{R}_{23}$ (*1*), $\mathbf{R}_{34}$ (*4*), $\mathbf{R}_{45}$ (*5*), $\mathbf{R}_{35}$ (*6*); (в) – схема двухзвенной группы нулевой подвижности (звенья *2*, *3*) с приложенными силами и моментами пар сил; (г) – схема ведущего звена с приложенными силами и моментами пар сил; (д) – диаграммы изменения значений составляющих $\mathbf{R}_{Y15}$ (*1*) и $\mathbf{R}_{Z15}$ (*2*), и абсолютной $\mathbf{R}_{15}$ (*3*) реакций; (е) – диаграмма изменения значений уравновешивающего момента пары сил M_C.

вести ряд других расчетов, обеспечивающих эффективное функционирование механизма. Проведенный кинетостатический анализ позволил с учетом найденного момента сопротивления (M_C) подобрать привод механизма. Был выбран редукторный двигатель с крутящим моментом 0.15~1.5 Нм.

На основе сборочной компьютерной модели механизма (рис. 1) был создан ее физический прототип, представленный на рис. 5. Элементы прототипа частично изготовлены

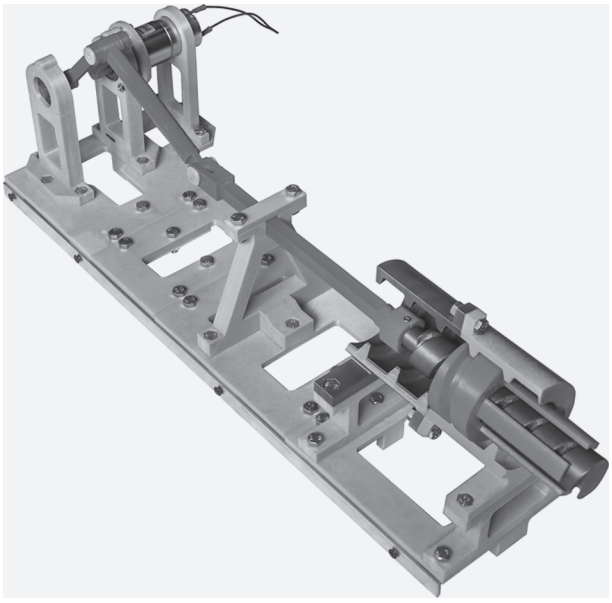

Рис. 5. Физический прототип кривошипно-ползунного механизма с двойным винтовым шарниром.

посредством трехмерной печати из полимерных материалов, частично использованы стандартные элементы деталей машин (резьбовые соединения, профили и т.д.).

Результаты исследования компьютерной модели и физического прототипа были сопоставлены по положениям и определено их расхождение. В частности было исследовано смещение s_1 выходного звена (гайки *4*) относительно стойки *5* для двенадцати положений механизма. В табл. 1 представлены численные значения дан-

Таблица 1. Сравнительный анализ смещений s_1 выходного звена (гайки *4*) для компьютерной модели и физического прототипа механизма

Угол поворота ведущего звена (кривошипа 1), α_1, град	Численные значения смещения выходного звена (гайки *4*), s_1, мм		Погрешность, Δ, %
	Компьютерная модель	Физический прототип	
0	473.8	470.5	0.69
30	466.2	464.0	0.47
60	446.9	443.0	0.87
90	424.9	428.5	0.84
120	408.7	404.5	1.03
150	400.0	397.0	0.75
180	397.4	393.5	0.98
210	400.0	401.0	0.25
240	408.7	409.5	0.19
270	424.9	425.5	0.14
300	446.9	447.0	0.02
330	466.2	467.5	0.28

ных смещений для компьютерной модели и физического прототипа механизма, а также погрешность (Δ, %) в их расхождении в зависимости от угла поворота ведущего звена (α_1).

Заключение. В настоящем исследовании представлен новый метод конструирования механизмов, заключающийся в объединении кинематических цепей с разным типом наложенных связей. С применением данного метода разработан новый кривошипно-ползунный механизм с двойным винтовым шарниром, организованный последовательным наслоением на ведущее звено плоской группы нулевой подвижности с тремя наложенными связями и винтовой группы нулевой подвижности с четырьмя наложенными связями. В соответствии с входящими в состав механизма структурными группами, выполнен его кинематический и кинетостатический анализ, на основании которого, а также с учетом разработанной компьютерной модели данного механизма, был создан его физический прототип. Выполнен сравнительный анализ численных значений смещений выходного звена механизма для компьютерной модели и физического прототипа. Применение разработанного механизма может быть реализовано в технологических процессах, требующих циклическое движение исполнительных элементов по винтовым траекториям.

ФИНАНСИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 18-31-00440.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Ganiev R.F., Glazunov V.A.* Handling mechanisms of parallel structure and their application in modern equipment // Doklady Physics. 2014. V. 59. P. 582.
2. *Jalili N., Wagner J., Dadfarnia M.* A piezoelectric driven ratchet actuator mechanism with application to automotive engine valves // Mechatronics, 2003. V. 13. I. 8–9. P. 933.
3. *Zheng E., Zhou X.* Modeling and simulation of flexible slider-crank mechanism with clearance for a closed high speed press system // Mechanism and Machine Theory. 2014. V. 74. P. 10.
4. *Chen Y., Sun Y., Chen C.* Dynamic analysis of a planar slider-crank mechanism with clearance for a high speed and heavy load press system // Mechanism and Machine Theory. 2016. V. 98. P. 81.
5. *Koser K.* A slider crank mechanism based robot arm performance and dynamic analysis // Mechanism and Machine Theory. 2004. V. 39. I. 2. P. 169.
6. *Hong M.B., Jo Y.* Design of a novel 4-DOF wrist-type surgical instrument with enhanced rigidity and dexterity. IEEE/ASME // Transactions on Mechatronics. 2014. V. 19. № 2. P. 500.
7. *Daniel G.B., Cavalca K.L.* Analysis of the dynamics of a slider–crank mechanism with hydrodynamic lubrication in the connecting rod–slider joint clearance // Mechanism and Machine Theory. 2011. V. 46. I. 10. P. 1434.
8. *Khemili I., Romdhane L.* Dynamic analysis of a flexible slider–crank mechanism with clearance // European Journal of Mechanics – A/Solids. 2008. V. 27. I. 5. P. 882.
9. *Erkaya S., Uzmay I.* Experimental investigation of joint clearance effects on the dynamics of a slider-crank mechanism // Multibody System Dynamics. 2010. V. 24. P. 81.
10. *Azimi A., Mohammad O., Ghazavi R.* Stabilizing slider-crank mechanism with clearance joints // Mechanism and Machine Theory. 2012. V. 53. P. 17.

11. *Alyushin Y.A., Volkov A.E., Rykunov D.A.* Dynamic effects in the crank-slider mechanisms // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2004. V. 3. P. 5.
12. *Ha J.-L., Fung R.-F., Chen K.-Y., Hsien S.-C.* Dynamic modeling and identification of a slider-crank mechanism // Journal of Sound and Vibration. 2006. V. 289. I. 4–5. P. 1019.
13. *Dvornikov L., Fomin A.* Development of basic conditions for division of mechanisms into subfamilies // Procedia Engineering. 2016. V. 150. P. 882.
14. *Glazunov V.A., Koliskor A.S., Krainev A.F., Model B.I.* Classification principles and analysis methods for parallel-structure spatial mechanisms // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 1990. V. 1. P. 30.
15. *Ganiev R.F., Glazunov V.A., Filippov G.S.* Urgent problems of machine science and ways of solving them: wave and additive technologies, the machine tool industry, and robot surgery // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2018. V. 47. I. 5. P. 399.

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 621.9.011:669.15-194.56:539.25'32'536

НОВЫЙ ПОДХОД ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПРИ ШЛИФОВАНИИ ТЕХНОЛОГИИ ПОДАЧИ МИНИМАЛЬНОГО КОЛИЧЕСТВА СМАЗКИ

© 2021 г. А. П. Митрофанов[1,*], К. А. Паршева[1]

[1] Волжский политехнический институт (филиал) ФГБОУ ВО "Волгоградский государственный технический университет", Волжский, Россия

**e-mail: greenmap@yandex.ru*

Поступила в редакцию 22.07.2020 г.
Принята к публикации 22.10.2020 г.

Исследована возможность синтеза технологии подачи минимального количества смазочной среды в охлажденном воздухе (*CAMQL*) с системой очистки круга потоком воздуха (*WCJ*) при шлифовании жаропрочного никелевого сплава. Результаты экспериментальных исследований показывают, что при использовании технологии *CAMQL+WCJ* значительно снижаются составляющие силы резания, понижается температура контактного взаимодействия, улучшается качество обработанной поверхности за счет уменьшения параметров шероховатости и наличия следов адгезионного взаимодействия. Предлагаемая технология по совокупности своих функций может являться перспективной альтернативой при шлифовании с использованием традиционных смазочно-охлаждающих жидкостей.

Ключевые слова: минимальное количество смазки, охлажденный воздух, шлифование, соевое масло, очистка круга воздухом

DOI: 10.31857/S0235711921010132

В связи с развитием технологий и большому вниманию, уделяемому к проблемам защиты окружающей среды, в последние время широко развивается научное направление по исследованию технологии подачи минимального количества смазки (*MQL*) на операциях металлообработки [1, 2], так как значимой проблемой, с точки зрения экологии, является использование в машиностроении смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ). Однако, в процессе абразивной обработки, где наблюдаются высокие контактные температуры, использование *MQL* в обычном ее представлении не всегда эффективно по сравнению с охлаждением СОЖ. В научном сообществе были предприняты некоторые шаги к повышению эффективности шлифования при использовании технологии *MQL*. Положительного эффекта добились авторы работ [3, 4], применяя дополнительное охлаждение зоны резания криогенными средами (жидкий азот, CO_2). Сложность конструкции подвода и хранения криогенных сред создают проблемы дальнейшего развития данного направления. В работах [5, 6] предложено охлаждать зону контактного взаимодействия с помощью вихревой трубы (на основе вихревого эффекта). Такой способ достаточно прост в реализации, но эффективность его без использования смазки не столь высока. В связи с этим, в работах [7–10] предлагается использовать технологию подачи минимального количества смазочной среды в охлажденном воздушном потоке (*CAMQL* – cold air with minimum quantity lubrication) с применением вихревой трубы. Еще одно интересное направление рассматрива-

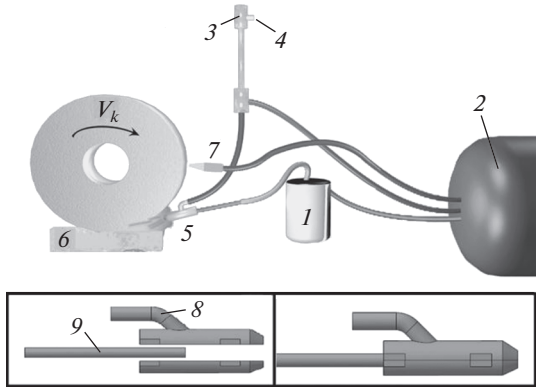

Рис. 1. Схема экспериментальной установки: *1* – система подачи смазки Spraymat 700; *2* – компрессор; *3* – вихревая труба; *4* – выход горячего воздуха; *5* – сопло *CAMQL*; *6* – заготовка; *7* – сопло *WCJ*; *8* – подвод холодного воздуха; *9* – трубка подачи масла.

ется авторами в работах [11–14], где предложено использование системы очистки круга потоком воздуха (*WCJ*) совместно с *MQL*. Применение метода обработки *MQL* + *WCJ* показало себя более эффективным, чем традиционное *MQL*. Использование системы очистки круга потоком воздуха снизило забивание пор круга, что позволило приблизить результаты к традиционному методу охлаждения с помощью СОЖ [12]. В настоящей статье впервые в мировой практике предложено применить методы *CAMQL* и *WCJ* одновременно. Реализация данной технологии позволит осуществить все основные функции СОЖ: 1) смазывание – посредством использования минимального количества смазки; 2) охлаждение – обдувание зоны резания воздухом с отрицательными температурами; 3) очищение – обработка рабочей поверхности круга высокоскоростным потоком воздуха.

Цель работы – исследовать и доказать эффективность предлагаемой технологии *CAMQL* + *WCJ* путем анализа эксплуатационных показателей процесса шлифования жаропрочного никелевого сплава с использованием смазочной среды растительного происхождения.

Материалы и методы исследования. Для проведения экспериментальных исследований использовали плоскошлифовальный станок с ЧПУ *CHEVALIER* модель *Smart*-B1224III. Характеристика абразивного инструмента – 24AF60K7V5. Режим шлифования: скорость круга v = 35 м/с; скорость подачи стола v_s = 6 м/мин; подача на глубину t – 0.01 мм/ход. Величина припуска, удаляемого за один опыт – 0.5 мм, количество параллельных опытов – три. На основе анализа имеющихся работ по применению технологии подачи *MQL* и *CAMQL* в процессе шлифования [7, 8, 15, 16], выбран режим дозирования смазочной среды равный 50 мл/ч. Для подачи воздуха в систему воздушного охлаждения использовался компрессор *AIRRUSCE* 250-V135. В качестве смазочной среды предлагается использовать соевое растительное масло [9, 10], так как оно имеет минимальное отрицательное воздействие на окружающую среду.

Устройство подачи минимального количества смазки в охлажденном воздухе (*CAMQL*) реализовано посредством синтеза установки *MQL* (модель *Spraymat* 700 производитель *Steidle* Германия) и вихревой трубы (рис. 1).

Величина потока охлажденного воздуха составляла 12 м^3/ч, при соответствующей температуре –5°С. Выбор величины потока основан на результатах исследований, представленных в работах [7, 8]. Используя возможности 3D-печати, было изготовле-

но сопло для реализации технологии *CAMQL*, в котором сопло подачи *MQL* располагается в центре наконечника с круглым сечением. Угол наклона сопла относительно обрабатываемой заготовки составляет 15°.

В рамках технологии *CAMQL* с использованием системы очистки круга сжатым потоком воздуха (*WCJ*) было дополнительно установлено сопло на расстоянии 1 мм с углом падения 30° от нормали поверхности круга. Давление воздуха в системе очистки составило 7.0×10^5 Па. Скорость потока воздуха на выходе из сопла 780 м/с.

В качестве обрабатываемого материала использовался жаропрочный сплав ХН45МВТЮБР (ЭП718), являющийся аналогом одного из самого востребованного в мире никелевого сплава Inconel718. Для экспериментальных исследований были подготовлены образцы размером 75 × 35 × 7 мм, которые прошли термообработку по стандартной технологии, в результате чего их твердость составила 37 HRCэ.

В ходе исследований контролировали шероховатость обработанной поверхности по параметру R_a, измерения проводили профилографом-профилометром *MitutoyoSurftestSJ-410* не менее чем в 10 сечениях.

Составляющие силы резания измеряли с использованием шестикомпонентного силоизмерительного комплекса *Amti MC36-1000*, аналогово-цифрового преобразователя *L-CARD* E14-140 и ноутбука со специальным программным обеспечением *Powergraph*.

Исследование морфологии поверхности обработанных образцов проведены с применением двухлучевого электронного растрового микроскопа *Versa 3D LoVac* при ускоряющем напряжении $U = 20$ кВ.

Для измерения температуры в зоне контактного взаимодействия используется полуискусственная перерезаемая термопара. Основным термоэлектродом служит проволока из сплава константан. Вторым термоэлектродом термопары является сама заготовка (образец). Запись сигнала осуществляется с помощью усилителя, АЦП *L-CARD* E14-140 и программного обеспечения *LGraph*. Фиксируемая температура представляет собой температуру поверхности заготовки после контактного взаимодействия с абразивным кругом.

Рабочая поверхность круга фотографировалась после проведения эксперимента с помощью USB цифрового микроскопа при стократном увеличении.

Результаты исследований и их обсуждение. Процессы, проходящие в зоне контактного взаимодействия при шлифовании, отражаются и на рабочей поверхности абразивного круга. Анализируя поверхность круга после шлифования без СОЖ (рис. 2а), можно выделить, как и наличие крупной пластичной стружки, так и достаточное количество фрагментированной небольшой по размеру. Совершенно иная картина наблюдается при шлифовании с микродозированной подачей смазки. Здесь значительно меняется характер стружкообразования. Образуется большое количество мелкой продолговатой стружки, которая вместе с остатками масла остается в порах круга. На поверхности после шлифования с использованием только технологии *MQL* (рис. 2б) имеются участки с налипшим металлом, но размер их существенно меньше, чем величина стружки при “сухом” шлифовании.

Применение технологии *CAMQL* (рис. 2в) способствует очищению рабочей поверхности круга. Здесь гораздо меньше следов налипания обрабатываемого металла. При использовании очищающей воздушной струи количество стружки, оставшейся после шлифования в порах круга, значительно уменьшилось (рис. 2г), что говорит о результативности исследуемой технологии *CAMQL* + *WCJ*.

Оценка составляющих силы резания показала, что при шлифовании с технологией *MQL* силовая нагрузка несколько выше, чем при обработке без СОЖ (табл. 1).

Здесь очевидно сказывается засаливание рабочей поверхности круга и, следовательно, высокая степень адгезии и трения. При использовании технологии *CAMQL* можно наблюдать некоторое снижение составляющих сил резания, вероятнее всего, за счет лучшего смазывающего и охлаждающего эффекта. Самое значительное умень-

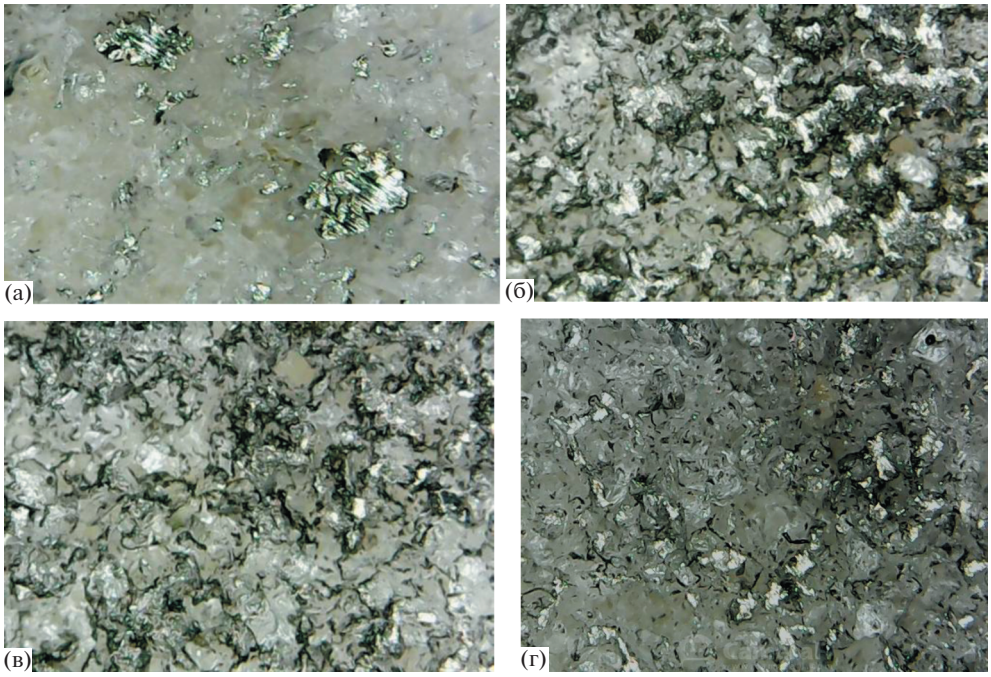

Рис. 2. СЭМ-фотографии рабочей поверхности круга: (а) – без СОЖ; (б) – *MQL*; (в) – *CAMQL*; (г) – *CAMQL* + *WCJ*.

шение составляющих силы резания наблюдается при дополнительном использовании системы *WCJ* по сравнению со всеми рассматриваемыми в настоящей статье технологиями, причем наиболее ярко это отражается на составляющей P_y. Благодаря эффективному разрушению воздушного барьера, который образуется при вращении шлифовального круга, и очистки рабочей поверхности потоком воздуха, в итоге позволило создать лучшие условия для проникновения смазочной среды на поверхность образца и рабочую поверхность круга, и как следствие, трение между зернами круга, образцом и стружкой уменьшается, способствуя снижению нагрузки при контактном взаимодействии.

Шероховатость обработанной поверхности после шлифования с применением *MQL* уменьшается в среднем в 1.5 раза, относительно значений, полученных без использования СОЖ (табл. 1). Разница в значениях при использовании технологии *MQL*

Таблица 1. Влияние условий обработки, на полученные значения составляющих силы резания (P_z, P_y), шероховатости обработанной поверхности (R_a) и температуру (T) при шлифовании

Параметры	Вид обработки			
	“Сухое”	*MQL*	*CAMQL*	*CAMQL* + *WCJ*
P_z, Н/мм	2.9 ± 0.1	2.9 ± 0.1	2.7 ± 0.1	2.1 ± 0.1
P_y, Н/мм	9.7 ± 0.3	10.4 ± 0.4	8.2 ± 0.3	6.9 ± 0.2
R_a, мкм	1.1 ± 0.1	0.76 ± 0.04	0.69 ± 0.03	0.59 ± 0.03
T, °C	303 ± 15	260 ± 9	223 ± 7	185 ± 8

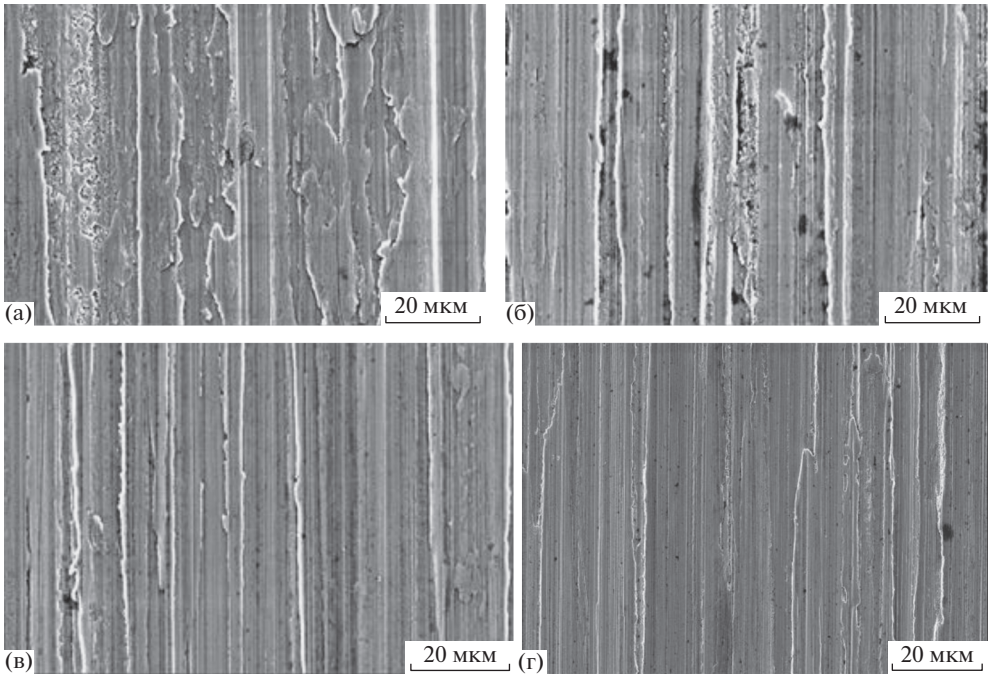

Рис. 3. СЭМ-фотографии обработанной поверхности: (а) – без СОЖ; (б) – *MQL*; (в) – *CAMQL*; (г) – *CAMQL + WCJ*.

и *CAMQL* не столь существенна. Однако результаты, полученные при совместном применении *CAMQL + WCJ* более значимые, так значение шероховатости поверхности снижается на 22 и 15% относительно показателей, имеющихся с *MQL* и *CAMQL* соответственно. Несомненно, превалирующим фактором столь значительного эффекта является более качественная (очищенная от стружки) рабочая поверхность круга.

Очень важным показателем, характеризующим качество процесса шлифования, является температура контактного взаимодействия, тем более низкая теплопроводность обрабатываемого материала способствует ее высоким значениям. Основная цель предлагаемых решений для повышения эффективности технологии *MQL* заключается в как можно большем снижении абсолютных значений данного параметра. Анализ результатов исследования по оценке температуры при шлифовании показал, что при использовании технологии *CAMQL+WCJ* значительно уменьшается температура в зоне резания относительно других видов обработки (табл. 1), что говорит о целесообразности предлагаемой технологии. Так, относительно процесса шлифования без СОЖ, температура поверхности снизилась практически на 40%. Данные по температуре, коррелируют с результатами, полученными при исследовании составляющих силы резания.

Характеристики свойств поверхностного слоя обрабатываемого материала зависят от множества факторов. Существенное влияние оказывают механические и физико-химические превращения, сопровождающие процесс абразивной обработки. При шлифовании без СОЖ состояние обработанной поверхности свидетельствует о значительном адгезионном взаимодействии абразивного инструмента с металлом (рис. 3а). Применение технологии *MQL* заметно улучшает состояние обработанной поверхности (рис. 3б), однако, и здесь имеются в наличии следы адгезионного взаимо-

действия. Более качественная и однородная поверхность получена после шлифования с технологией *CAMQL* (рис. 3в). При использовании предложенной технологии *CAMQL+WCJ* (рис. 3г) качество поверхности разительно отличается от всех предыдущих способов обработки. На поверхности практически отсутствуют следы адгезионного взаимодействия, пластическая деформация минимальна. Данный эффект наблюдается за счет значительного снижения количества частиц, прилипших к поверхности круга (рис. 2г).

Выводы. 1. Эксплуатационные испытания показали, что при использовании технологии *CAMQL* совместно с системой очистки круга потоком воздуха (*WCJ*), шероховатость обработанной поверхности снижается на 22 и 15%, составляющая силы резания P_y уменьшается на 30 и 15% относительно показателей, имеющихся при шлифовании с *MQL* и *CAMQL* соответственно. **2.** Установлено, что рабочая поверхность абразивного инструмента при использовании технологии *CAMQL* + *WCJ* в наименьшей степени подвергается налипанию стружки и ее количество в порах незначительно, что способствует более благоприятному с точки зрения резания и трения процессу шлифования. **3.** Доказана эффективность технологии *CAMQL* + *WCJ* для снижения температуры контактного взаимодействия; относительно шлифования без СОЖ температура поверхности уменьшается практически на 40%. **4.** При использовании технологии микродозированной подачи смазочной среды наблюдается уменьшение следов адгезионного взаимодействия на обработанной поверхности. Наилучшие результаты получены при шлифовании с технологией *CAMQL* + *WCJ*. **5.** Полученные положительные эффекты от использования технологии *CAMQL* + *WCJ* при шлифовании жаропрочного сплава ХН45МВТЮБР (ЭП718), позволяют говорить о целесообразности и перспективности замены традиционных СОЖ данной технологией, и необходимости дальнейших исследований в этом направлении.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Sen B., Mia M., Krolczyk G.M. et al.* Eco-Friendly Cutting Fluids in Minimum Quantity Lubrication Assisted Machining: A Review on the Perception of Sustainable Manufacturing//International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology. 2019. https://doi.org/10.1007/s40684-019-00158-6
2. *Wickramasinghe K.C., Hiroyuki Sasahara, Erween Abd Rahim, Perera G.I.P.* Green Metalworking Fluids for sustainable machining applications: A review // Journal of Cleaner Production. 2020. V. 257. № 120552. https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.120552
3. *García E., Méresse D., Pombo I., Dubar M., Sánchez J.* Role off rozen lubricantfilmon tribological behaviour and wear mechanisms in grinding // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2016. V. 82. P. 1017. https://doi.org/10.1007/s00170-015-7397-3
4. *Reddy P.P., Ghosh A.* Some critical issues in cryo-grinding by a vitrified bonded alumina wheel using liquid nitrogen jet // Journal of Materials Processing Technology . 2016. V. 229. P. 329. https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2015.09.040
5. *Nguyen T.* An assessment of the applicability of cold air and oil mist in surface grinding // Journal of Materials Processing Technology. 2003. V. 140. P. 224. https://doi.org/10.1016/S0924-0136(03)00714-3
6. *Choi H.Z., Lee S.W., Jeong H.D.* The cooling effects of compressed cold air in cylindrical grinding with alumina and CBN wheels // Journal of Materials Processing Technology. 2002. V. 127. P. 155. https://doi.org/10.1016/S0924-0136(02)00117-6

7. *Saberi A., Parsa H., Ashrafijou M., Rabiei F.* Improvement of surface grinding process performance of CK45 soft steel by minimum quantity lubrication (MQL) technique using compressed cold air jet from vortex tube // Journal of Cleaner Production. 2016. V. 131. P. 728.
https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2016.04.104
8. *Zhang J., Li C., Zhang Y., Yang M., Jia D., Hou Y., Li R.* Temperature field model and experimental verification on cryogenic air nanofluid minimum quantity lubrication grinding // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2018. V. 97. P. 209.
https://doi.org/10.1007/s00170-018-1936-7
9. *Крутикова А.А., Митрофанов А.П., Паршева К.А.* Применение технологии подачи минимального количества смазки в охлажденном воздушном потоке при шлифовании жаропрочного сплава // Технология металлов. 2019. № 8. С. 9.
https://doi.org/10.31044/1684-2499-2019-8-0-9-15
10. *Митрофанов А.П., Носенко В.А.* Исследование технологии микродозированной подачи смазочных композиций с наночастицами при шлифовании жаропрочного никелевого сплава с дополнительным воздушным охлаждением // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2019. Т. 21. № 4. С. 6.
https://doi.org/10.17212/1994-6309-2019-21.4-6-18
11. *Lopes J.C., Garcia M.V., Volpato R.S. et al.* Application of MQL technique using TiO_2 nanoparticles compared to MQL simultaneous to the grinding wheel cleaning jet // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2020. V. 106. P. 2205.
https://doi.org/https://doi.org/10.1007/s00170-019-04760-5
12. Eduardo Carlos Bianchi Evaluating the effect of the compressed air wheel cleaning in grinding the AISI 4340 steel with CBN and MQL with water // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2018. V. 95. P. 2855.
https://doi.org/10.1007/s00170-017-1433-4
13. *Rodriguez R.L., Lopes J.C., Hildebrandt R.A.* Evaluation of grinding process using simultaneously MQL technique and cleaning jet on grinding wheel surface // Journal of Materials Processing Technology. 2019. V. 271. P. 357.
https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2019.03.019
14. *Lopes J.C.* Application of a wheel cleaning system during grinding of alumina with minimum quantity lubrication // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2019. V. 102. P. 333.
https://doi.org/10.1007/s00170-018-3174-4
15. *Lee P.A.* Study on Thermal Characteristics of Micro-Scale Grinding Process Using Nanofluid Minimum Quantity Lubrication (MQL) // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. 2015. V. 16. № 9. P. 1899.
https://doi.org/10.1007/s12541-015-0247-2
16. *Mao C., Tang X., Zou H., Zhou Z., Yin W.* Experimental investigation of surface quality for minimum quantity oil-water lubrication grinding // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2012. V. 59. № 1–4. P. 93.
https://doi.org/10.1007/s00170-011-3491-3

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

УДК 621.924.93

РЕМОНТ КОМПОНЕНТОВ ТУРБИН МЕТОДАМИ СТРУЙНО-АБРАЗИВНОЙ ОБРАБОТКИ

© 2021 г. С. Н. Полянский[1,*], С. В. Бутаков[2,], И. С. Ольков[2,***], В. А. Александров[3,****]**

[1] Компания "Инновационные технологии" Екатеринбург, Россия

[2] Уральский федеральный университет им. первого Президента России Б.Н. Ельцина, Екатеринбург, Россия

[3] Уральский государственный аграрный университет, Екатеринбург, Россия

**e-mail: psn50@mail.ru*

***e-mail: bsv_53@mail.ru*

****e-mail: olkoff57@mail.ru*

*****e-mail: alexandrov_vikt@mail.ru*

Поступила в редакцию 18.06.2020 г.
Принята к публикации 22.10.2020 г.

В процессе эксплуатации современных газовых и паровых турбин неизбежно растет количество отложений на поверхностях компонентов агрегатов (преимущественно в виде аморфного кремния), что приводит к коррозионным и эрозионным повреждениям металла. В статье показана актуальность решения задачи удаления технологических загрязнений в процессе ремонта газовых и паровых турбин в целях восстановления проектной мощности оборудования. Установлена эффективность использования технологии гидроабразивной обработки для выполнения операций ремонта компонентов турбин (роторов, лопаток и др.). Разработанный способ является альтернативой химическим процессам очистки и механической обдирки поверхности, технология не оказывает негативного влияния на окружающую среду, имеет замкнутую систему использования технологических компонентов. Технология (состав технологической среды) и оборудование (высокая скорость и плотность частиц) обеспечивают очистку компонентов газовых и паровых турбин от отложений, в частности, лопаток турбин, с высокими показателями качества получаемой поверхности и требуемой производительности.

Ключевые слова: турбина, ремонт, отложения, гидроабразивная обработка, шероховатость, поверхность, качество

DOI: 10.31857/S0235711921010144

Внедрение современных высокоэффективных газовых и паровых турбин приводит к росту отложений, эрозии и проблемам коррозии поверхностей компонентов агрегатов. Тенденция к уменьшению допусков на размеры проточной части в турбинах, а также "бедный" пар являются причинами для создания этих условий. Главным образом, ремонту подлежат лопатки низкого давления и замок диска. Основным видом технологических загрязнений турбины являются отложения на лопатках. Такие формообразования искажают проектную форму лопаток и сопел турбины.

Состав технологических загрязнений зависит от вида электростанции и типа турбины, также он варьируется по длине ротора. Отложения выделяются, в основном, в виде аморфного кремния [1], который имеет различную природу. По данным компании

Таблица 1. Анализ химического состава отложений на лопатках и дисках ротора (Skoda, Plsen)

Хим. состав, % вес.	VAR 1	VAR 2	VAR 3
Fe	35.90	47.65	1.76
Cu	5.01	4.21	0.66
Zn	0.24	0.32	0.08
Mn	0.42	0.26	0.02
Pb	0.58	0.89	0.06
Ni	3.25	1.55	0.00
Na	1.41	0.48	0.11
Cr	0.72	2.16	0.04
Ca	0.33	0.12	0.08
K	0.30	0.05	0.02
Mg	0.20	0.14	0.02
SiO_2	26.01	9.19	87.99
Нерастворимый осадок	0.48	0.44	2.00

Doosan Skoda Power [2] твердость отложений на основе Si, Fe, Cu и других металлов изменяется в пределах “мягкие–жесткие”.

На электростанции Columbia эксплуатационные загрязнения возникают на лопатках турбины высокого давления. Они состоят из гидроксила натрия, карбоната натрия, хлорида натрия [3]. С ростом толщины отложений мощность турбины снижается на 5–10% после непродолжительной эксплуатации.

Отложения (табл. 1), содержащие иониты, органические кислоты и другие опасные компоненты, содействуют коррозии напряженных частей турбин.

Множество разновидностей и высокое количество отложений, большие потери мощности, рост опасности коррозионных разрушений компонентов подчеркивают актуальность ремонта всех видов турбин.

Методы струйно-абразивной обработки занимают значительную долю в затратах финишной обработки и ремонта компонентов газовых и паровых турбин. Несмотря на внешнюю схожесть операции струйно-абразивной обработки имеют существенные отличия по физико-химическому воздействию на обрабатываемую поверхность.

Целый ряд предприятий России, Европы и других стран продолжают использовать традиционную пескоструйную обработку в операциях ремонта паровых и газовых турбин. Основным недостатком метода является нарушение природоохранных и санитарных норм, а также низкая производительность, высокий расход материалов и энергии, низкие показатели качества обработанной поверхности. Среднестатистическая продолжительность ремонта ротора методом пескоструйной очистки составляет 6 чел. · смен. Удаление отложений пескоструйной обработкой ухудшает качество поверхности, затрудняет дефектоскопию. После очистки возникает необходимость производить консервацию различных частей турбины (смазка, воск).

В наибольшей степени требованиям ремонта компонентов турбин отвечает способ обработки поверхности суспензией рафинированных абразивных частиц в высокоскоростном потоке газа, wetblasting (WB), разработанный в середине прошлого века [4]. Аналог технологии независимо создан в 1980-х годах на территории СССР и получил название гидроабразивная обработка (ГАО).

На текущий момент отмечен устойчивый рост продаж установок гидроабразивной обработки до 2025 г. Стоимость мирового сегмента ГАО составит около $500 млн/год к концу прогнозируемого периода [5].

Наиболее объемное исследование рынка технологии гидроабразивной обработки (ГАО) представлено в конце 2017 г. [6]. В докладе выделены главные компании-производители машин. В перечень включены лидеры отрасли: VIXEN, Wheelabrator, Vapormatt, Rosler, Airblast. На основании достоверных источников исследований рынка машин прогнозируется рост продаж по экспоненциальному закону. Доклад дает анализ локализации машин, экономической выгоды, показателей степени роста рынка, преимущества и недостатки технологии, риски и т.п. Отмечается, что предприятия возвращаются к проведению исследований в области струйно-абразивных технологий.

На современных автоматизированных установках оператор контролирует параметры процесса, способен управлять и оптимизировать показатели качества обрабатываемой поверхности при удалении различных видов загрязнений, в том числе из микропор и микротрещин (в том числе коррозионных) без повреждения поверхности.

Метод обеспечивает межоперационную консервацию поверхности компонентов, создает конверсионный слой, обеспечивающий высокую адгезию поверхности. Последние разработки ведущих мировых фирм предлагают Fe-Zn-фосфатные ингибиторы для увеличения прочности сцепления последующих покрытий с поверхностью [7, 8].

Способ дает уникальную возможность обработки крупногабаритных конструкций без демонтажа и разборки узлов. Технология позволяет производить обработку тонкостенных конструкций, в том числе из металлических и неметаллических материалов.

Цель статьи: показать возможность применения технологии гидроабразивной обработки для ремонта компонентов турбин при условии полного удаления конкретных технологических загрязнений компонентов турбин (отложения, окалина, нагар и т.п.), при отсутствии повреждений поверхности компонентов турбины.

Поставлена задача удаления отложений и продуктов коррозии с поверхности роторов, лопаток двигателя и вентилятора, дисков, диафрагм при исходной величине шероховатости поверхности компонентов *Ra* 0.5–2.5 мкм.

Работы по удалению технологических загрязнений поверхности компонентов турбин выполнены на производственной площадке ЗАО ИнТеК [9–11]. Для обработки деталей использовали мобильную установку МБ 80. Обработке подвергались ротор турбины и лопатки.

Операцию очистки производили в ручном режиме без применения дополнительной технологической оснастки. Качество обработки поверхности оценивали визуально в сравнении с эталонами качества. Хронометраж продолжительности операции проводили секундомером Agat. Концентрацию пульпы определяли методом седиментации.

Энергоносителем рабочего потока служит сжатый воздух от винтового компрессора (давление 7.5 бар, расход 300 м^3/ч). Подачу абразивной суспензии выполняли вибрационным насосом (давление 5 бар, производительность 200 л/ч). Для формирования струи использовали инструмент с диаметром проходного сечения ускорительной трубки 12 мм, диаметр проходного сечения трубки подачи пульпы 4 мм. Рабочее давление сжатого воздуха – 5.5 бар, суспензии – 3.5 бар.

Технологическую среду (ТС) формировали на основе промышленных отходов абразива и первичных составов абразива. Носителем ТС служила вода техническая. Концентрация пульпы – 20–30 об. %. Содержание ингибитора коррозии – менее 1.5%.

Для измерения шероховатости поверхности использовали прибор Perthometer M4Pi.

Исследования загрязненности поверхностных зон изделия проводили на растровом электронном микроскопе BS-300, относительную величину степени наклепа оценивали по ширине дифракционной линии β (102) на установке ДРОН-3 [12].

Результаты исследований показывают отсутствие инородных частиц абразива на поверхности. Величина относительной степени наклепа поверхности изделий составляет 127–133% глубина наклепа – до 0.07 мм. Полученные значения наклепа совпадают с ана-

Рис. 1. Поверхность ротора паровой турбины после гидроабразивной очистки.

логичными показателями измерений после операции ленточного шлифования. Выполнен химический микроанализ приповерхностных зон. Содержание элементов соответствует основе металла, газонасыщение приповерхностных зон отсутствует.

Проведены демонстрационные работы по ремонту крупногабаритных деталей, в частности, ротора паровой турбины [13]. Работы выполнены на производственной площадке заказчика без использования дополнительной технологической оснастки и специальных мер санитарной безопасности (рис. 1).

Результаты работы были оценены в качестве эффективной высококачественной обработки поверхности крупногабаритных деталей, в том числе в труднодоступных местах. Сотрудники технического контроля заказчика особо отметили возможность проведения операции визуального контроля обработанной поверхности с высокой достоверностью получаемого результата. Материал технологической среды рециркулирует более 5–10 раз, что существенно уменьшает стоимость операции. Степень чистоты обработанной поверхности устанавливается стандартами ISO 8501-1-2014, ГОСТ 9.402-2004. Поверхности ротора после очистки соответствует высшей степени очистки Sa 3.0 ISO 8501-1-2014 и/или классу 1 ГОСТ 9.402-2004.

Базовые исследования зависимости изменения шероховатости поверхности проведены при обработке рабочей лопатки БТ-191 652 паровой турбины ПТ 140/165-130/15 (24 ступень) [13]. Материал лопатки – сталь 20Х13Ш. Технологические загрязнения на поверхности пера лопатки – в виде твердых отложений темного цвета. В исходном состоянии шероховатость поверхности лопатки – *Ra* 0.5 мкм.

Выполнено исследование влияния размера фракции абразива на шероховатость поверхности пера лопатки. При обработке использовали электрокорунд (твердость 9.0 Mohs) и шлам граната (твердость 7.5–8.0 Mohs) после гидроабразивной резки (рис. 2).

Отмечен резкий рост шероховатости с увеличением размера частиц абразива выше 80 мкм, при обработке абразивом фракцией 14–40 мкм показатель шероховатости идентичен. Определено, что в данном диапазоне твердости абразива доминирующим фактором, влияющим на величину шероховатости, является размер фракции частиц.

Выполнено исследование влияния давления энергоносителя и размера фракции абразива (электрокорунд ГОСТ 28818-90) на производительность операции очистки пера лопатки (табл. 2). По результатам экспериментов был отмечен рост производительности с увеличением давления и размера зерна абразива.

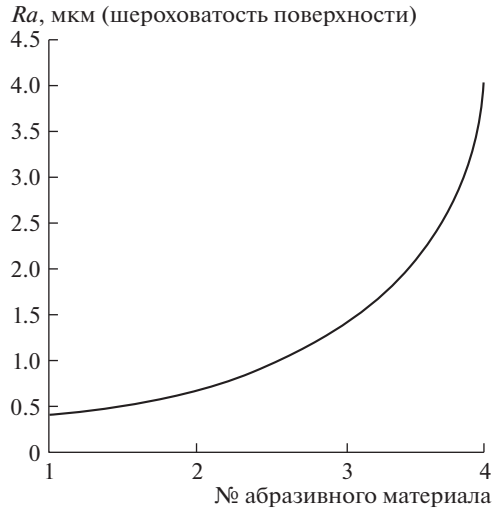

Рис. 2. Зависимость шероховатости поверхности пера лопатки от размера частиц абразива: *1* – 20–14 мкм (М20); *2* – 40–28 мкм (М40); *3* – 80–63 мкм (№ 6); *4* – 150–80 мкм (шлам граната GMA).

При увеличении давления на 22% производительность возрастает в 2.24 раза вне зависимости от размера частиц абразива. Визуальный осмотр показал, что поверхность со стороны внутреннего и наружного профиля в зонах гидроабразивной очистки гладкая, однородная, серого цвета.

Проведены опыты по удалению окалины с поверхности пера лопатки (сталь 20Х13Ш) с применением шлама гранатового концентрата с размером фракции зерна 40–120 мкм. Выполнена оценка величины шероховатости на наружной и внутренней поверхностях по длине пера после обработки (табл. 3).

Отмечено, что шероховатость поверхности пера лопатки при исходной величине 2.5–4.7 мкм в результате обработки снижена почти в 2 раза, а значения шероховатости в зонах обработки по длине пера лопатки практически одинаковы (наибольшая разность значений *Ra* составляет 0.7 мкм).

Проведены работы по удалению нагара с поверхности пера лопатки (сплав ХН65ВМТЮ). В исходном состоянии на поверхности присутствует тонкий слой нагара, на кромке слой нагара утолщен.

Таблица 2. Зависимость производительности операции очистки поверхности лопатки от технологических параметров

№ п/п	Параметр	Зернистость абразива, мкм	Давление воздуха, МПа	
			0.45*	0.55**
1	Производительность, $м^2$/час	20–14 (М20)	1.69	3.79
2		40–28 (М40)	1.82	4.10
3		63–50 (М63)	2.07	4.64
4		80–63 (№ 6)	2.65	5.93
5		125–100 (№ 10)	2.90	6.50

Примечание. Давление компрессора 6.0* бар и 7.0** бар.

Таблица 3. Шероховатость поверхности по длине пера лопатки

№ п/п	Зона	Шероховатость, *Ra*, мкм	
		Поверхность наружная	Поверхность внутренняя
1	Свидетель (без обработки)	3.3–4.7	2.5–4.0
2	Кромка	2.0	2.4
3	Середина	2.4	2.4
4	Замок	1.7	2.4

Таблица 4. Шероховатость пера лопатки в продольном и поперечном направлениях

№ п/п	Поверхность пера лопатки	Шероховатость, *Ra*, мкм			
		вдоль		поперек	
		до	после	до	после
1	Вогнутая (внутренняя)	0.7–1.0	0.7	1.1–1.2	1.0
2	Выпуклая (наружная)	0.4–0.5	0.5	0.6–0.8	0.8

При обработке использовали электрокорунд ГОСТ 28818-90 и глинозем марки ГЭФ фракцией 20 мкм. Производительность очистки пера лопатки при использовании ГЭФ составила 9.9 м^2/ч, электрокорунда – 31 м^2/ч при давлении энергоносителя 0.45 МПа.

После очистки были выполнены измерения шероховатости поверхности прибором Perthometer M4Pi в продольном и поперечном направлениях (табл. 4).

Отмечено, что величина шероховатости внутренней поверхности в 1.5 раза выше аналогичного значения для внешней поверхности. В результате обработки шероховатость внутренней поверхности понижается, а внешняя поверхность сохраняет прежний уровень.

Выполнен анализ технологии удаления технологических загрязнений с поверхности компонентов при операциях ремонта турбин. На основании результатов исследования выделены основные компоненты ремонта, технологические загрязнения, параметры обработки при различных материалах ТС. Проведен сравнительный анализ производительности операции ГАО при ремонте компонентов турбин и аналогичных операций в процессе их изготовления (табл. 5).

Отмечено, что операция удаления отложений требует наибольшей трудоемкости. Максимальную производительность получают при использовании электрокорунда фракции 60–80 мкм. В каждом случае получен требуемый диапазон шероховатости. Показатели качества получаемой поверхности соответствуют эталонам.

На основании исследований создана линейка промышленного оборудования систем гидроабразивной обработки. На установках реализуют операции удаления дефектов (царапин, рисок), окалины, нагара, покрытий, отложений. Производят операции шлифовки (*Ra* 2.5 мкм, съем металла до 5 мкм); полировки (*Ra* 0.32–0.50 мкм).

В дополнение проведены исследования по удалению аналогичных технологических загрязнений с поверхности оборудования нефтегазовой отрасли.

Проведены испытания по удалению технологических загрязнений (отложений) с поверхности деталей погружного центробежного насоса (статор и ротор).

Исходное состояние деталей – технологические загрязнения на наружной поверхности и на внутренней поверхности каналов в виде твердых отложений темного цвета. Сечение каждого канала заблокировано шламом на площади до 100% на всей его протяженности. Часть заготовок перед испытаниями выдерживали в водном растворе

Таблица 5. Параметры обработки поверхности компонентов турбин в зависимости от вида загрязнения

№ п/п	Изделие	Абразив	Шероховатость, *Ra*, мкм		Вид загрязнений	Производительность, $м^2/ч$
			до	после		
1	Лопатка, диск, ротор, диафрагма	Электрокорунд (20–80 мкм)			Отложения, продукты коррозии	
		Шлам граната (40–150 мкм)	0.8–2.5	0.8–4.0		1.69–6.5
2	Лопатка	Шлам граната (40...150 мкм)	2.5–4.7	1.7–2.4	Окалина	2.9–6.5
3	Лопатка	Электрокорунд (20 мкм)	0.4–1.2	0.5–1.0	Нагар	31
		Глинозем ГЭФ (20 мкм)				9.9
4	Лопатка	Смесь ТС (электрокорунд, бентонит и др.)	Нет данных	0.25–2.50	Царапины, риски, нагар	1.5–12.0 мин/шт.

Таблица 6. Продолжительность операции удаления загрязнений с поверхности погружных насосов

Исходное состояние	Подготовка к операции очистки		Продолжительность, мин	
	Химическая		Без подготовки	С подготовкой
Твердые отложения темного цвета (на наружной и внутренней поверхностях). Блокировка отверстий 100%	Тринатрий фосфат, продолжительность выдержки – 8 ч	Пробивка отверстий стальной проволокой	4.0 (статор) 4.25 (ротор)	2.40 (статор) 2.35 (ротор)

тринатрийфосфата в течение восьми часов. Предварительно в каналах стальной проволокой пробивали отверстие (табл. 6).

Установлено, что доля временных затрат на обработку внутренней поверхности каналов достигает 80% от общей продолжительности операции. Себестоимость обработки составляет 2.5–5.0 р/шт. без предварительной подготовки деталей. С учетом предварительной подготовки стоимость операции возрастает на 25–30%. Предварительная подготовка обеспечивает рост производительности при обработке статора в 1.67 раза, ротора в 1.91 раза.

На Нижневартовском ГПЗ состоялось опытное апробирование технологии гидроабразивной очистки элементов компрессора (ротор, диафрагма). Испытания проводились с применением уникального оборудования, разработанного ЗАО “ИнТеК”.

В результате испытаний оборудование продемонстрировало высокую эффективность в вопросах очистки металлических поверхностей от загрязнений, в том числе органического характера, и ржавчины.

Выводы. 1. Обоснована актуальность задачи удаления технологических отложений в процессе ремонта турбин. Выполнен анализ состава отложений. **2.** Показаны перспективы рынка систем ГАО. Установлена эффективность технологии ГАО для выполнения операций ремонта турбин. **3.** Шероховатость поверхности лопаток соответствует требуемым параметрам во всем диапазоне обработки. Показатели качества обработанной поверхности превосходят требования существующих эталонов. Поверхность металла в ходе обработки не повреждена, степень наклепа минимальна (практически в 2 раза ниже,

чем при пескоструйной обработке) и соответствует значениям, получаемым в процессе ленточного чистового шлифования. **4.** Выполнена оценка производительности обработки и трудоемкости удаления технологических отложений. **5.** По результатам исследования разработана линейка оборудования стационарного и мобильного исполнения. **6.** Показана перспективность применения предлагаемой технологии в нефтегазовой промышленности для выполнения операций удаления с поверхности оборудования технологических загрязнений.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Jonas O., Machimer L.* Steam turbine corrosion and deposits problem and solutions / Proceeding of the 37-th turbomachinery symposium. 2008. P. 211.

2. Поиск неисправностей. www.doosanskodapower.com.

3. University of Illinois at Urbana-Champaign Library Large-scale Digitization Project, 2007. The Cause and Prevention of Stream Turbine Blade Deposits. F. G Straub. 1936.

4. Vapormatt: Wet Blasting and Surface Treatments. https://www.vapormatt.com.

5. Sandblasting Machines Market Share & Forecast, 2018–2025. Globe Newswire (press release). 20 June 2018 г. Source: Global Market Insights, Inc. https:// www.gminsights.com/

6. Amit Pawar. Global Wet Blasting Machines Industry Production, Sales and Consumption Status and Prospects Professional Market Research Report 2017–2022. September 15, 2017. https://www.360marketupdates.com/enquiry/request-sample/11014038

7. Surface Pretreatment by Phosphate Conversion Coatings a Rewires T.S.N. Sankara Narayanan National Metallurgical Laboratory, Madras Centre CSIR, Complex, Taramani, Chennai-600 113, India Received: April 22, 2005. P. 130.

8. *Даниловская Д.П., Крымская Р.С.* Ингибиторы коррозии металлов. С.-Петербург: СПбГМТУ, 2017. 34 с.

9. *Полянский С.Н., Бутаков С.В., Александров В.А.* Применение метода гидроабразивной обработки при ремонтах деталей турбин / “Ресурсосберегающие технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки от нано- до макроуровня”: матер. 12-й Междунар. науч.-практ. конф. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. Ч. 2. С. 342.

10. *Полянский С.Н., Бутаков С.В., Александров В.А., Ольков И.С.* Ремонт деталей турбин с использованием струйных методов / Ремонт. Восстановление. Реновация: матер. Всерос. науч.-практ. конф. Уфа, Башкирский ГАУ, 2011. С. 64.

11. *Polyanskii S.N., Butakov S.V., Olkov I.S.* Method of Cleaning Contaminants in Field Pipelines and Energy Equipment During Servicing Operations // Chemical and Petroleum Engineering. March 2014. Issue 11–12. V. 49. P. 820.

12. *Рыбакова Л.М.* Рентгенографическое исследование структуры поверхностных слоев пластически деформированного металла // Металловедение и термическая обработка металлов. 1995. № 7. С. 18.

13. Уральский турбинный завод. www.utz.ru

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА. ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.434:536.24

ЛОКАЛЬНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ВОДОРОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА ОБЕДНЕННОЙ ГОРЮЧЕЙ СМЕСИ

© 2021 г. Р. З. Кавтарадзе[1,*], А. М. Кондратьев[1], Ч. Жунжун[1], Ч. Цытянь[1], С. Байган[2], Г. Ж. Сахвадзе[3]

[1] *Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия*
[2] *Пекинский технологический институт, Пекин, Китай*
[3] *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*
**e-mail: kavtaradzerz@mail.ru*

Поступила в редакцию 15.06.2020 г.
Принята к публикации 22.10.2020 г.

Проанализированы результаты исследования рабочего процесса, локального теплообмена в камере сгорания и теплового состояния поршня водородного двигателя с внешним смесеобразованием. Исследования локальных коэффициентов теплоотдачи проводились с помощью разработанной и верифицированной на основе экспериментальных результатов 3D-CRFD-математической модели, впервые использованной для исследования водородного двигателя данного типа. Установлено, что работа водородного двигателя на горючих смесях стехиометрического (или ближе к нему) состава нецелесообразно, так как приводит не только к аномальным процессам сгорания и повышенной эмиссии оксидов азота, но и к увеличению локальных тепловых нагрузок на деталях, в частности на поршень, локальные температуры которого могут превышать допустимые значения. Показано, что применением обедненных смесей можно предотвратить нежелательные явления, в частности, снизить эмиссию оксидов азота, уменьшить тепловые нагрузки и улучшить теплонапряженное состояние поршня, обеспечивая приемлемые условия для работы водородного двигателя.

Ключевые слова: водородный двигатель, камера сгорания, локальный теплообмен, математическое моделирование, оксиды азота, обедненная водородно-воздушная смесь

DOI: 10.31857/S0235711921010120

Актуальность проблемы. Все опасения, связанные с дефицитом ресурса природного топлива, ужесточением норм экологии, а также с сомнением в значимости двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и с верой появления лучших альтернативных двигателей, утверждающие за последние 50 лет, что ДВС прослужит не больше пары десятилетий, к настоящему моменту оказались неверными. Основным источником энергии для наземного и водного транспорта в обозримом будущем остается поршневой ДВС, имеющий наивысший коэффициент полезного действия (КПД) среди существующих в настоящее время тепловых двигателей.

Более реальным является внедрение альтернативных топлив [1–5], применению которых уделяется большое внимание, и среди которых наиболее перспективным является водород. Преимущества водорода, как моторного топлива, заключаются в его замечательных теплофизических свойствах: высокая удельная теплота сгорания (при-

мерно в три раза больше, чем у бензина), высокая скорость сгорания (скорость ламинарного пламени в воздухе примерно в шесть раз выше по сравнению с бензином) и широкие концентрационные пределы горения (коэффициент избытка воздуха $\alpha_в$ = = 0.13–10). Однако, низкое значение минимальной энергии воспламенения (0.017 мДж при $\alpha_в = 1$, что примерно в 15 раз меньше, чем у бензина [6–8]) могут привести к трем аномальным явлениям в рабочем процессе водородного двигателя с внешним смесеобразованием: 1) воспламенение свежего заряда на такте впуска (так называемый обратный выброс); 2) детонация или подобное детонации сгорание, обычно свойственное и другим газовым топливам [9, 10]; 3) преждевременное воспламенение. Известные экспериментальные исследования показывают, что основной причиной этих нежелательных явлений является повышение температуры отработавших газов, имеющее место при стехиометрических и близких к ним смесях, и их перемешивание со свежей водородно-воздушной смесью в момент перекрытия клапанов [8]. Установлено, что использование обедненной смеси ($\alpha_в \geq 1.5$–1.6) в водородных двигателях с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием предотвращает указанные аномальные явления и гарантирует устойчивую работу и вполне приемлемую эмиссию оксидов азота в широком диапазоне скоростных режимов работы [6, 8, 10, 11].

С другой стороны, специфический характер горения водорода, обусловленный указанными теплофизическими свойствами, прежде всего, высокие (по сравнению с бензиновым двигателем) значения скорости тепловыделения, а также локальных и максимальной за цикл температур рабочего тела, одновременно с измененными характеристиками течения в цилиндре, обусловливают изменения условий конвективного теплообмена и возникновения термических нагрузок на основные детали, в частности на поршень. Это приводит к необходимости проведения исследований термических нагрузок на огневой поверхности поршня и его теплового состояния, что особенно важно при конвертировании серийных бензиновых двигателей на водород.

Несмотря на очевидную актуальность такой задачи, до настоящего времени не известны исследования по теплообмену в камере сгорания водородного двигателя с внешним смесеобразованием, за исключением работы [10], касающейся водородных дизелей.

Целью статьи является моделирование локальных нестационарных тепловых нагрузок на поверхности камеры сгорания (КС) и прогнозирование теплового состояния поршня водородного двигателя с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием, работающего на обедненной горючей смеси.

Краткая характеристика экспериментального двигателя. Исследования проводились на водородном двигателе с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием, созданным на базе серийного, 4-х цилиндрового, атмосферного ДВС с электронным впрыскиванием во впускной коллектор, производства Китайской автомобильной компанией Чанань. Конвертирование базового бензинового двигателя в водородный двигатель было осуществлено в Пекинском политехническом институте (ПТИ). Описание опытной установки с исследуемым двигателем, а также некоторые результаты проведенных экспериментальных исследований, приведены в [12–15]. В табл. 1 приведены основные технические данные экспериментального водородного двигателя, сохраняющего основные конструктивные параметры базового ДВС без существенных изменений. Исключением является система подачи топлива, в которой из-за низкой плотности газообразного водорода и, соответственно, большого объемного расхода, требуемого для его впрыскивания, на каждый цилиндр вместо одного устанавливаются два инжектора, предназначенных для подачи газообразного водорода. В результате в каждом впускном канале (на каждом цилиндре имеются два таких канала) расположен инжектор.

При экспериментальных исследованиях, проведенных в широком диапазоне изменения скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя, регулировались и реги-

Таблица 1. Основные технические данные экспериментального водородного ДВС

Параметр	Значение
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра, D, мм	86
Ход поршня, S, мм	86
Длина шатуна, l	142.8
Степень сжатия, ε	10
Система охлаждения	Водяная
Номинальная мощность, N_e, кВт при частоте вращения n, мин$^{-1}$	60 (5000)
Максимальный крутящий момент, $M_к$, Н М при частоте вращения n, мин$^{-1}$	111 (4000)

стрировались цикловая подача водорода и коэффициент избытка воздуха. Кроме того, проводились индицирование водородного двигателя, измерения концентраций [NO_x] в отработанных газах и температуры этих газов, а также все другие необходимые измерения (частота вращения коленчатого вала, мощность, крутящий момент, расходы воздуха и водорода, индикаторный и эффективный КПД). Результаты этих измерений были использованы, в частности, для верификаций модели рабочего процесса водородного двигателя.

Краткое описание разработанного метода исследования локального теплообмена и теплонапряженного состояния основных деталей водородного двигателя. Процесс нестационарного локального теплообмена между высокотемпературным рабочим телом и основными деталями ДВС (поршень, головка цилиндра, клапаны, гильза) является следствием рабочего процесса. С другой стороны, характер протекания процесса теплообмена влияет не только на эффективность самого рабочего процесса, но и в значительной мере определяет теплонапряженное состояние двигателя в целом и, как результат, надежность и продолжительность его жизненного цикла. Поэтому любое усовершенствование и связанная с ним реорганизация привычного рабочего процесса с ведением элементов новизны приводит к необходимости детального исследования процесса локального теплообмена, реагирующего даже на небольшие изменения в рабочем процессе. Исследование такого взаимного влияния, обусловленного из-за существования очевидной обратной связи между рабочим процессом и процессом теплообмена, представляющего собой актуальную задачу, особенно важно для водородного двигателя с внешним смесеобразованием, созданного на базе серийного бензинового ДВС и до настоящего времени практически не изученного с этой точки зрения.

Предложенный в настоящей статье метод исследования локального теплообмена и теплонапряженного состояния основных деталей водородного двигателя, в частности поршня, основан на следующей последовательности:

1. 3D-моделирование рабочего процесса на основе фундаментальных уравнений переноса количества движении (Навье–Стокса), энергий (Фурье–Кирхгофа), диффузии (Фика) и неразрывности, записанных в форме Рейнольдса, и дополненных моделями: турбулентности, теплообмена в пограничном слое, горения, образования вредных веществ (подробное описание, анализ и результаты верификации модели приведены в [2, 10, 16–18]). Следовательно, определяются термические граничные условия в виде локальных нестационарных значений коэффициентов теплоотдачи $\alpha(\varphi)$ и температур рабочего тела за пределами термического пограничного слоя $T_\infty(\varphi)$, т.е. термические граничные условия III рода. Данная модель, успешно апробированная ранее

для двигателей различного типа-размера [2, 10], впервые применяется для водородного двигателя с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием.

2. Переход от нестационарных термических граничных условий $\alpha(\varphi)$ $T_\infty(\varphi)$ к эквивалентным стационарным граничным условиям для определения стационарного теплонапряженного состояния основных деталей ДВС: к осредненному коэффициенту теплоотдачи $\bar{\alpha}$ и результирующей температуре $T_{\infty\text{рез}} = \dfrac{\int_0^{\tau_к} \alpha T_\infty d\tau}{\int_0^{\tau_к} \alpha d\tau}$, где $\tau = \varphi/\omega$ – текущее время; φ – угол поворота коленчатого вала (УПКВ); ω – угловая скорость вращения коленчатого вала; $\tau = 0$ и $\tau = \tau_к$ – моменты начала и конца рабочего цикла соответственно.

3. Проведение численных экспериментов по моделированию термических граничных условий и теплового состояния (стационарных температурных полей) основных деталей водородного двигателя, в частности поршня, для широкого диапазона скоростных режимов работы двигателя в зависимости от регулируемых и конструктивных факторов. При этом моделирование стационарного 3D-температурного поля поршня осуществляется на основе дифференциального уравнения Лапласа с применением программного комплекса ANSYS.

Очевидно, что анализ результатов исследований, полученных путем моделирования и экспериментального исследования, позволяет сформулировать практические рекомендации для конвертирования серийного бензинового двигателя на водород.

Результаты моделирования тепловых нагрузок на огневой поверхности поршня. На рис. 1 представлены поршень (рис. 1а) и его огневая (тепловоспринимающая) поверхность, разделенная на отдельные зоны (в данном примере общее количество зон равно 72, рис. 1б). Плоская огневая поверхность с небольшим углублением круглой формы (диаметр 66.97 мм с глубиной 0.27 мм) имеет две выемки, расположенные под впускными клапанами. Такая конструкция головки поршня сделана исключительно для соблюдения теплового зазора между поверхностью поршня и впускных клапанов с диаметрами головки 37.6 мм. Для выпускных клапанов с диаметрами 27 мм такие выемки не предусмотрены.

Принудительное зажигание водородно-воздушной смеси осуществляется с помощью электрической искры, при этом свеча зажигания имеет цетральное расположение, т.е. ее ось совпадает с осью поршня. Можно предположить, что центральное расположение первичного очага сгорания, а также конструкций КС и самого поршня способствует возникновению высоких термических нагрузок в центральной части огневой поверхности поршня. Последующие исследования доказали это предположение.

Численные эксперименты по исследованию влияния коэффициента избытка воздуха $\alpha_в$ на протекание характерных показателей рабочего процесса, таких как индикаторные диаграммы и соответствующие им средние по объему цилиндра температуры рабочего тела, были проведены и проверены экспериментально в широком диапазоне изменения $\alpha_в$. Результаты экспериментальных исследований показали нецелесообразность работы водородного двигателя с внешним смесеобразованием на стехиометрических и близких к ним по составу водородно-воздушных смесях из-за высокой вероятности возникновения аномальных процессов сгорания. Кроме того, стехиометрическая и близкие к ней по составу водородно-воздушные смеси приводят к высокой эмиссии оксидов азота [8, 10, 12, 13]. С целью проведения сравнительного анализа исследования локального нестационарного теплообмена на скоростном режиме $n = 3000$ мин$^{-1}$ и угле опережения зажигания $\varphi_{заж} = 15°$ УПКВ были проведены: на обедненной смеси ($\alpha_в = 2.195$), приводящей по результатам измерения к минимальной эмиссии оксидов

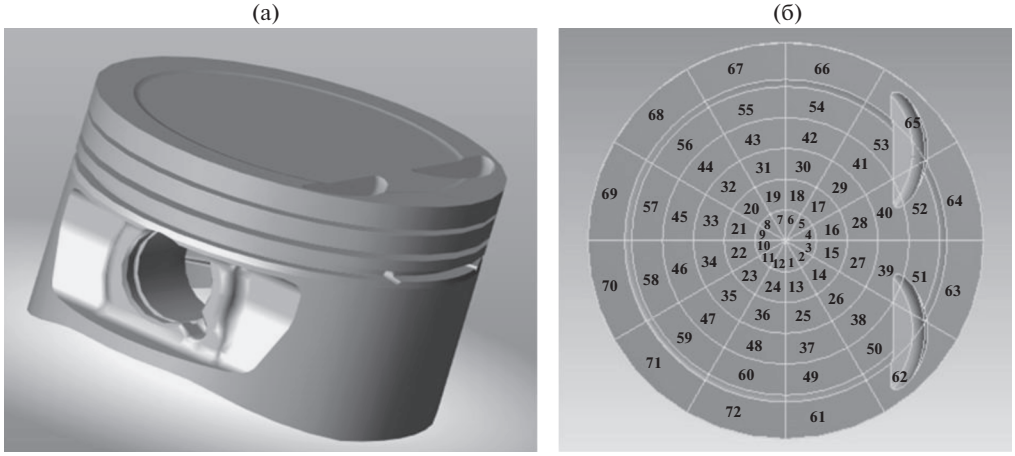

Рис. 1. Твердотельная модель поршня (а) и его огневая поверхность с делением на отдельные зоны и с выемками под впускными клапанами (б).

азота [NO_x] = 140 ppm, и на почти стехиометрической смеси ($\alpha_в$ = 1.163), дающей максимальную эмиссию [NO_x] = 8440 ppm. Очевидно, что при $\alpha_в$ = 1.163 высок температурный уровень рабочего цикла и поэтому данный режим представляет интерес с точки зрения теплонапряженного состояния поршня. Кроме того на режиме $\alpha_в$ = 1.163 при натурных экспериментах высока вероятность возникновения аномальных процессов сгорания водорода. В связи с этим исследования рабочего процесса и теплообмена для режимов работы на водородно-воздушных смесях, состав которых ближе к стехиометрическому ($\alpha_в$ = 0.9–1.3), проводились только математическим моделированием. Таким образом, расчетно-экспериментальное исследование рабочего процесса, локального теплообмена в камере сгорания и теплового состояния поршня водородного двигателя проводились в интервале изменения коэффициента избытка воздуха $\alpha_в$ = 0.9–2.2 и в диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала n = (1000–5000) мин$^{-1}$.

Отличие в изменениях давления и температуры в цилиндре (рис. 2) объясняется известной зависимостью скорости распространения фронта пламени от коэффициента избытка воздуха $\alpha_в$ при сгорании водорода [11]. Очевидно, что максимальные за цикл значения давления и темпераурь (рис. 2) получаются при сгорании водородно-воздушной смеси, состав которой ближе к стехиометрической ($\alpha_в$ = 1.163). Заметим, что по опытным данным [11] при $\alpha_в$ = 1.163 скорость распространения пламени в постоянном объеме составляет примерно 200 м/с, а при $\alpha_в$ = 2.2 снижается до ~50 м/с. Скорость тепловыделения при этом также высокая, что приводит к высоким значениям максимального давления p_z = 4.3 МПа и максимальной температуре T_z = 2674 K (рис. 2а) цикла. Очевидно, что высокие температуры, особенно локальные, превышающие среднюю температуру (рис. 2б) могут способствовать повышению не только эмиссии оксидов азота, но и термических нагрузок на поршень водородного двигателя. Это указывает на то, что при работе водородного двигателя на топливовоздушных смесях, состав которых ближе к стехиометрической, кроме аномального сгорания и повышения эмиссии оксидов азота, ожидается повышение тепловых нагрузок на основные детали и ухудшение их теплонапряженного состояния, обусловливающего надежность и продолжительность жизненного цикла двигателя в целом. С целью исследова-

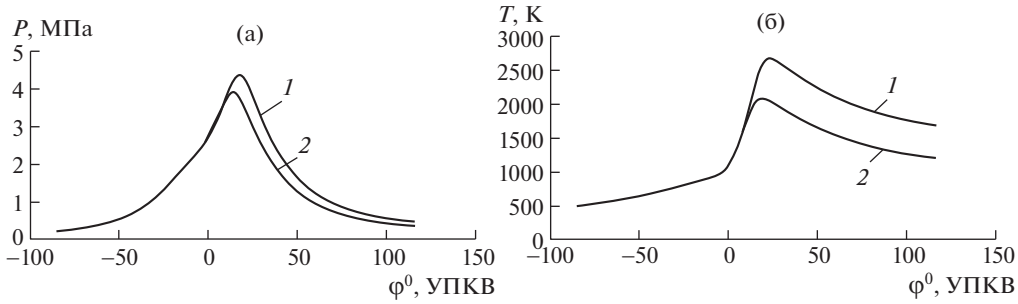

Рис. 2. Изменения давления (а) и температуры (б) в цилиндре водородного двигателя при различных коэффициентах избытка воздуха: $\alpha_в = 1.163$ (*1*), $\alpha_в = 2.195$ (*2*); режим работы: $n = 3000$ мин$^{-1}$, $\varphi_{заж} = 15°$ УПКВ.

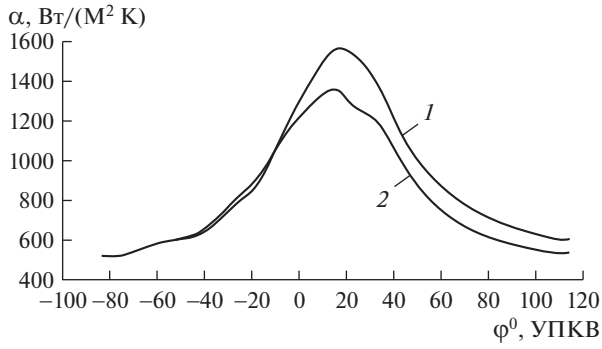

Рис. 3. Коэффициент локальной теплоотдачи в зоне 10 (рис. 1) на поверхности поршня водородного двигателя при различных коэффициентах избытка воздуха $\alpha_в = 1.163$ (*1*) и $\alpha_в = 2.195$ (*2*); режим работы: $n = 3000$ мин$^{-1}$, $\varphi_{заж} = 15°$ УПКВ.

ния данного фактора по результатам моделирования рабочего процесса и течения в пристеночных слоях КС были определены термические граничные условия в локальных зонах тепловоспринимающей поверхности поршня (рис. 1) описанным выше методом.

На рис. 3 приведены значения нестационарных коэффициентов теплоотдачи в центральной, термически наиболее загруженной части поверхности поршня (рис. 1, зона 10). Характер изменения $\alpha_в$ в отдельных зонах, как показали исследования, примерно одинаковый, но отличается по величине, при этом теплоотдача аналогично рис. 3, и в других зонах на поверхности поршня (рис. 1) с увеличением $\alpha_в$, заметно снижается. Например, в центральной части тепловоспринимающей поверхности поршня (рис. 1, зона 22) при $\alpha_в = 1.163$ максимальное значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{max} = = 1555$ Вт/(м^2 К), а при $\alpha_в = 2.195$ снижается до $\alpha_{max} = 1356$ Вт/(м^2 К). На периферийной части поверхности поршня (рис. 1, зона 70) при $\alpha_в = 1.163$ имеем $\alpha_{max} = 11390$ Вт/(м^2 К), а при $\alpha_в = 2.195$ – $\alpha_{max} = 1255$ Вт/(м^2 К), соответственно.

Сравнение характера изменений коэффициентов теплоотдачи α, приведенных на рис. 3, указывает на то, что в начальный период процесса сгорания его значение выше

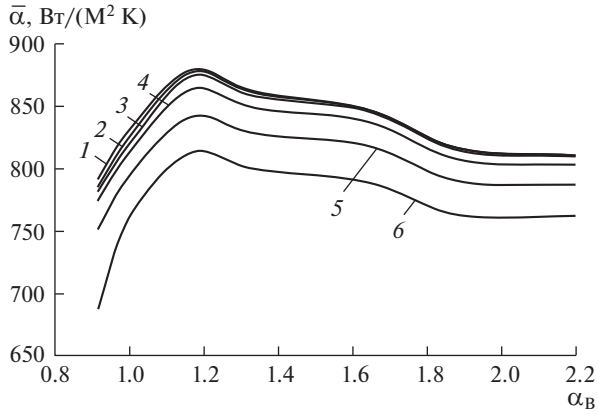

Рис. 4. Изменения осредненных за цикл локальных коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha}$ на огневой поверхности поршня (зоны 10 (*1*), 22 (*2*), 34 (*3*), 46 (*4*), 58 (*5*) и 70 (*6*) на рис. 1) в зависимости от коэффициента избытка воздуха $\alpha_в$; режим работы: n = 3000 мин$^{-1}$, $\varphi_{заж}$ = 15°.

при бедной водородно-воздушной смеси. В основном периоде процесса сгорания, а также в процессе расширения имеем противоположную картину: с ростом коэффициента избытка воздуха $\alpha_в$ приводит к снижению коэффициента теплоотдачи α (рис. 3). Согласно проведенным экспериментальным исследованиям, зажигание при всех указанных выше значениях $\alpha_в$ происходит практически одновременно при $\varphi_{заж}$ = idem и n = idem ($\varphi_{заж}$ = 15° УПКВ и n = 3000 мин$^{-1}$), что видно и на индикаторных диаграммах (рис. 2).

Относительно короткая продолжительность сгорания обедненной водородно-воздушной смеси ($\alpha_в$ = 2.195), по сравнению со смесью, близкой по составу к стехиометрической ($\alpha_в$ = 1.163), хорошо заметная на индикаторных диаграммах со сдвигом максимума давления дальше от ВМТ (рис. 2), указывают на то, что при смеси $\alpha_в$ = 2.195 в начальный период сгорания выгорает сравнительно большее количество водорода, чем в случае смеси $\alpha_в$ = 1.163, и интенсивное тепловыделение приводит к повышенной скорости перемещения фронта пламени (скорости сгорания) и интенсивной теплоотдаче. В основной период сгорания интенсивность теплоотдачи выше при смеси $\alpha_в$ = 1.163. В целом между изменениями скоростей тепловыделения и локальных коэффициентов теплоотдачи существует заметная корреляция. Не последнюю роль в изменении интенсивности теплоотдачи, конечно, может играть и уменьшение толщины теплового пограничного слоя высокотемпературных продуктов сгорания в пристеночных зонах.

На рис. 4 приведены осредненные за рабочий цикл значения локальных коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha}$ в зависимости от коэффициента избытка воздуха $\alpha_в$ в характерных локальных зонах огневой поверхности поршня, расположенных вдоль радиуса цилиндра (рис. 1). Видно, что с увеличением $\alpha_в$ средние за цикл локальные коэффициенты теплоотдачи $\bar{\alpha}$ сначала увеличиваются, достигают своего максимума, когда состав водородно-воздушной смеси ненамного превышает стехиометрический ($\alpha_в$ = = 1.163). Уменьшение $\bar{\alpha}$, характеризующего интенсивность теплообмена между рабочим телом и огневой поверхностью поршня, при обогащении водородно-воздушной смеси (при уменьшении коэффициента избытка воздуха $\alpha_в$ < 1.0) является результа-

том уменьшения тепловыделения из-за неполноты сгорания, приводящего к снижению осредненных по объему и результирующих температур.

Снижение $T_{\infty рез}$ в области $\alpha_в > 1.163$ вызвано тем, что часть выделенной теплоты расходуется на нагрев избыточного воздуха и температурный уровень рабочего цикла снижается. Это приводит к уменьшению интенсивности теплоотдачи (величины $\bar{\alpha}$). Можно утверждать, что снижение скорости перемещения фронта пламени, вызванное обеднением водородно-воздушной смеси, приводит к снижению скорости тепловыделения и интенсивности теплоотдачи в КС.

Анализируя изменение коэффициента теплоотдачи на огневой поверхности поршня в радиальном направлении, установлено, что центральная часть этой поверхности поршня (рис. 1, зоны 10, 22, 34) характеризуется приблизительно равными значениями коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$. Заметное изменение $\bar{\alpha}(r)$ вдоль радиуса цилиндра $r = [0, R]$ наблюдается в периферийных зонах 46, 58, 70. В целом разница между локальными коэффициентами теплоотдачи в центральных и периферийных частях огневого днища водородного двигателя с внешним смесеобразованием и с гомогенным сгоранием менее заметна, чем в водородном дизеле с непосредственным впрыскиванием и гетерогенным сгоранием. В результате градиенты температуры в радиальном направлении огневой поверхности поршня меньше, чем на огневой поверхности поршня дизеля [10].

Изменения результирующих температур T_∞, рассчитанных для отдельных зон огневой поверхности поршня (рис. 1, зоны 10, 22, 34, 46, 58 и 70), зависимости от коэффициента избытка воздуха коррелируя с диаграммами изменения осредненных за цикл локальных коэффициентов теплоотдачи $\bar{\alpha}$.

После определения термических граничных условий с применением 3D-модели рабочего процесса, реализованного в 3D-CRFD-кодах AVL-FIRE, моделирование теплового состояния поршня водородного ДВС в 3D-постановке осуществляется на основе программного комплекса ANSYS. Последний совместим с программой AVL-FIRE и при генерации сетки и задании граничных условий требует меньшего разрешения. Моделирование теплового состояния деталей ДВС с помощью программы ANSYS основано на дифференциальных уравнениях Фурье (в случае нестационарной теплопроводности) и Лапласа (в случае стационарной теплопроводности).

В качестве примера на рис. 5 приведены температурные поля поршня водородного двигателя на одном из исследуемых режимов (n = 3000 мин$^{-1}$, $\varphi_{заж}$ = 15° УПКВ) для различных значений коэффициента избытка воздуха $\alpha_{вv} = var$. Хорошо видно, распределения температуры на огневой поверхности и по различным сечениям поршня в зависимости от изменения коэффициента избытка воздуха носит довольно консервативный, не зависимый от $\alpha_в$ характер. Однако имеется существенная разница между локальными температурами в характерных зонах поршня.

Максимальная величина локальной температуры, как ожидалось по определенным термическим граничным условиям (рис. 4), наблюдается при приближении состава водородно-воздушной смеси к стехиометрическому $\alpha_в$ = 1.163 и достигает t_{max} = = 407°C, а при $\alpha_в$ = 2.195 снижается до t_{max} = 321°C.

Высокие локальные температуры на огневой поверхности поршня водородного двигателя, кроме указанных выше причин, обусловлены также отсутствием на ней слоя нагара, имеющего низкую теплопроводность и представляющую собой естественный теплоизолятор поверхности КС не только в дизелях [19], но и в бензиновых ДВС [20]. Обеднение водородно-воздушной смеси снижает температуру этой поверхности.

Установлено, что на исследуемых скоростных режимах работы минимальная температура поршня, имеющая в нижней части юбки со стороны картера двигателя, в отличие от температуры огневой поверхности, практически не зависит от коэффициен-

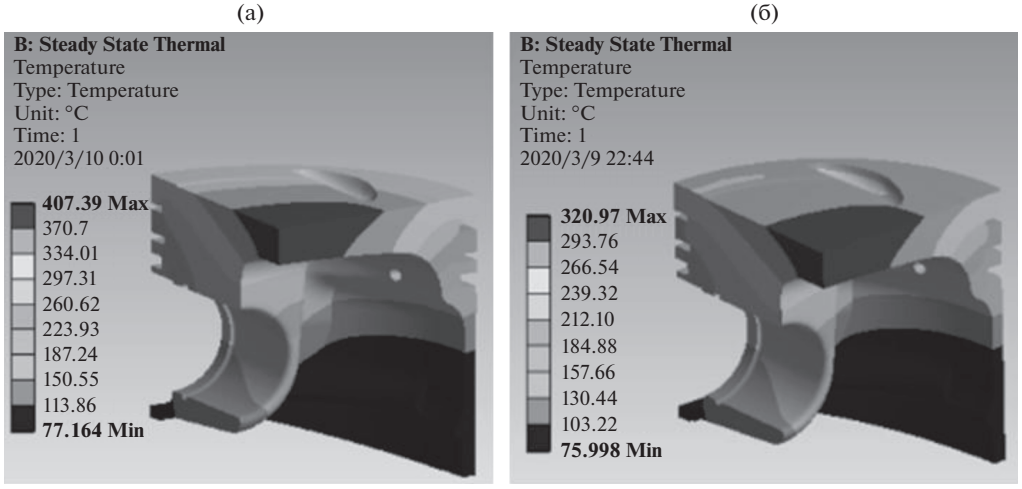

Рис. 5. Температурные поля (°C) поршня водородного двигателя в зависимости от коэффициента избытка воздуха $\alpha_в$ ((а) – $\alpha_в$ = 1.163, (б) – $\alpha_в$ = 2.195); режим работы: n = 3000 мин$^{-1}$, $\varphi_{заж}$ = 15°.

та избытка воздуха $\alpha_в$. На режиме n = 3000 мин$^{-1}$ и $\varphi_{заж}$ = 15° УПКВ, например, ее значение для исследуемого интервала изменения $\alpha_в$ находится в пределах t_{min} = 75–78°C (рис. 5). Увеличение частоты вращения коленчатого вала, приводившее к увеличению интенсивности конвективной теплоотдачи и локальных температур на огневой поверхности поршня, мало влияет на t_{min}. Это позволяет утверждать, что при конвертировании опытного бензинового серийного двигателя на водород не требуется принятие особых мер для интенсификации теплоотвода от поршня со стороны картера.

В другой характерной зоне поршня водородного двигателя, в области верхнего компрессионного кольца, изменение температуры $t_{вк}$ носит аналогичный температуре t_{max} характер: при этом в случае $\alpha_в$ = 1.163 значение этой температуры $t_{вк}$ = 334°C, что заметно превышает допустимую температуру (250°C), выше которой возникает опасность выгорания смазочного масла и образования нагара в кольцевых канавках, приводящего к ухудшению компрессии и задиру поршня.

В результате численных экспериментов установлено, что коэффициенты нестационарной теплоотдачи α, а также их средние значения $\overline{\alpha}$, в локальных зонах огневой поверхности поршня с наличием выемки (рис. 1, зоны 53, 65) и в симметрично им расположенных зонах (рис. 1, зоны 59, 71) без выемки, отличаются незначительно. Такая идентичность термических граничных условий приводит к идентичности температурных полей поршней без и с выемкой. Таким образом, выемки со впускными клапанами незначительно влияют на тепловое состояние поршня. Кроме небольших размеров выемок этому способствует специфичный характер их обтекания при возвратно-поступательном движении поршня, существенно отличающегося от обтекания лунок направленным потоком газа, когда удачный выбор размеров и конфигурации лунок способствует интенсификации турбулентного теплообмена [21].

Заключение. Полученные результаты моделирования и экспериментального исследования рабочего процесса и локального теплообмена в камере сгорания водородного двигателя с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием следует учитывать при конвертировании серийных бензиновых ДВС на водород.

Разработанная на основе экспериментальных результатов 3D-математическая модель, основанная на фундаментальных уравнениях переноса типа Навье–Стокса, записанных в форме Рейнольдса, и дополненных моделями турбулентности, сгорания и образования вредных веществ, впервые применяется для двигателей данного типа. Модель можно успешно использовать для прогнозирования тепловых нагрузок в КС и теплового состояния поршня водородного двигателя. Модель верифицирована с использованием экспериментальных данных, полученных на бензиновом двигателе, конвертированном на водород и отличавшемся от базового ДВС, с некоторыми конструктивными изменениями впускной системы, связанными со спецификой впрыскивания газообразного водорода.

Высокие значения скоростей перемещения фронта пламени и тепловыделения, температуры рабочего тела, отсутствие теплоизолирующего слоя нагара на поверхности КС обусловливают актуальность задач определения термических нагрузок на деталях водородного двигателя, в частности на поршень, а также их теплонапряженного состояния.

Установлено, что работа водородного двигателя данного типа на горючих смесях, близких по составу к стехиометрической, сопровождается, кроме аномальных явлений (обратная вспышка, преждевременное воспламенение, детонации подобное сгорание) и повышенной эмиссии оксидов азота, высокими тепловыми нагрузками в КС, приводящими в ряде случаев к недопустимым значениям характерных локальных температур поршня. Применение обедненных смесей может предотвратить эти явления и обеспечить приемлемые условия для нормального протекания рабочего процесса и снижения тепловых нагрузок в КС.

Подтверждены целесообразность создания и эффективность работы двигателя с искровым зажиганием на бедных водородно-воздушных смесях. Для дальнейшего исследования, прогнозирования и усовершенствования показателей его рабочего процесса, нестационарного теплообмена в КС и теплонапряженного состояния деталей разработан инструмент в виде экспериментально верифицированной 3D-математической модели.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена в рамках проекта РФФИ (Грант № 18-08-00275).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *da Rosa A.V.* Fundamentals of Renewable Energy Processes. London, New York, Oxford: Elsevier Press, 2005. 620 p.
2. *Kavtaradze R., Natriashvili T., Gladyshev S.* Hydrogen-Diesel Engine: Problems and Prospects of Improving the Working Process // SAE Technical Paper. 2019. № 01-0541. P. 15.
3. *Lieuwen T., Yang V., Yetter R.* Synthesis Gas Combustion. Fundamentals and Applications. New York: CRC Press, 2010. 384 p.
4. *Härtl M., Seidenspinner Ph., Wachtmeister G., Jacob E.* Synthetischer Dieselkraftstoff OME1-Lösungsansatz für den Zielkonflikt NO_x-Partikel-Emission // MTZ. 2014. № 7–8. P. 68.
5. *Levin Y.V., Prikhodkov K.V., Fedyanov E.A.* Influence of Hydrogen Additives on Cycle-to-Cycle Variability of Working Process of Rotary Engine. 617–624. In Book: Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019), Springer, 2020. V. II. P. 625.
6. *Klell M., Eichlseder H., Trattner A.* Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik. Erzeugung, Speicherung, Anwendung. Vieweg Teubner Verlag. Wiesbaden, 2018. 288 p.

7. *Eichlseder H., Spuller Ch., Heidl R., Gerbig F., Heller K.* Konzepte für die Dieselähnliche Wasserstoffverbrennung // MTZ. 2010. № 1. P. 60.
8. *Мищенко А.И.* Применение водорода для автомобильных двигателей. Киев: Наукова думка, 1984. 143 с.
9. *Kozlov A., Terenchenko A., Zuev N., Zelentsov A.* CFD Simulation of Knock Onset in a Heavy-Duty Spark Ignition Gas Engine // International Journal of Recent Technology and Engineering (IJRTE). 2019. V. 8. Iss. 4. P. 7.
10. *Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Краснов В.М.* Локальный теплообмен в камере сгорания дизеля, конвертированного на природный газ и водород // РАН. Теплофизика высоких температур. 2018. № 6. Т. 56. С. 924.
11. *Приходько К.В., Бастраков А.М., Рязанова Т.Н.* Исследование влияния коэффициента избытка воздуха на характеристики горения водородно-воздушных смесей в условиях КС постоянного объема // Известия ВолгГТУ. 2013. № 12. С. 37.
12. *Sun Bai-gang, Duan Jun-fa, Liu Fu-shui.* NO*x* Emission Characteristics of Hydrogen Internal Combustion Engine // Journal of Beijing Institute of Technology. 2014. № 3. V. 23. P. 339.
13. *Duan Jun-fa, Liu Fu-shui, Sun Bai-gang.* Backfire Control and Power Enhancement a Hydrogen Internal Combustion engine // International Journal of Hydrogen Energy. 2014. № 39. P. 4581.
14. *Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Сун Байган, Ван Ичунь, Жунжун Чэн, Цытян Чжан.* Экспериментальное исследование рабочего процесса поршневого двигателя с впрыскиванием водорода во впускную систему // Транспорт на альтернативном топливе. 2020. № 4. С. 35.
15. *Sun Bai-gang, Zhang Dong-sheng, Liu Fu-shui.* Cycle variations in a hydrogen internal combustion engine // International Journal of Hydrogen Energy. 2013. V. 38. P. 3778.
16. AVL FIRE. Users Manual. AVL List GmbH, Graz (Austria).Version 2019.
17. *Saric S., Basara B., Suga K., Gomboc S.* Analytical Wall-Function Strategy for the Modelling of Turbulent Heat Transfer in the Automotive CFD Applications // SAE Technical Paper. 2019. P. 8.
18. *Merker G., Schwarz Ch., Teichmann R.* (Hrsg.) Grundlagen Verbrennungsmotoren. Funktionsweise, Simulation, Messtechnik. 6. Auflage. Vieweg Teubner_Verlag // Springer Fachmedien, Wiesbaden GmbH, 2014. 795 p.
19. *Kavtaradze R., Zelentsov A., Gladyshev S., Kavtaradze Z., Onishchenko D.* Heat Insulating Effect of Soot Deposit on Local Transient Heat Transfer in Diesel Engine Combustion Chamber // SAE International Paper, 2012. № 2012-01-1217. P. 12.
20. *Weidenleren A., Kubach H., Pfeil J., Koch T.* Einfluss von Brennraumablagerungen auf die Wandwärmeverluste // MTZ. 2019. № 3. P. 76.
21. *Onishchenko D.O., Pankratov S.A., Zotov A.A., Osipkov A.S., Poshekhonov R.A.* Study of Influence of Hydraulic Thermoelectric Generator Resistance on Gasoline Engine Efficiency // International Journal of Applied Engineering Research. 2017. V. 12. № 5. P. 721.

ПРОБЛЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ И НАДЕЖНОСТИ МАШИН 2021, № 1, с. 108–112

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА. ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ

УДК 520.16

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ НА ТРЕНИЕ УГЛЕРОД-УГЛЕРОДНЫХ КОМПОЗИТОВ В СРЕДЕ УГЛЕКИСЛОГО ГАЗА

© 2021 г. В. В. Алисин[1], М. Н. Рощин[1,*]

[1] *Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*

**e-mail: roschin50@yandex.ru*

Поступила в редакцию 15.05.2020 г.
Принята к публикации 22.10.2020 г.

Статья посвящена экспериментальному определению антифрикционных свойств углерод-углеродного композита при трении скольжения по стали 40Х13 в среде углекислого газа. Исследуются изменения коэффициента трения при нагреве до 800°С в диапазонах скоростей 0.05–0.25 м/с и контактных давлений 0.5–1 МПа. Новизна исследования состоит в определении трибологических свойств мало изученной пары трения перспективной для применения в авиационно-космической технике. Особое внимание уделяется трибологическим свойствам пары трения при 500°С. На основе проведенного исследования рекомендован коэффициент трения для проектирования подшипников скольжения и шарниров космических аппаратов для работы в атмосфере Венеры.

Ключевые слова: углерод-углеродный композит, высокотемпературные трибологические испытания, коэффициент трения, антифрикционные свойства

DOI: 10.31857/S0235711921010041

Конструкционные углерод-углеродные композиционные материалы (УУКМ) представляют повышенный интерес в авиационно-космической промышленности в связи с низким удельным весом, высокими прочностными характеристиками и способностью работать в условиях высоких температур. В узлах трения аппаратов различного назначения дополнительным требованием к применяемым материалам являются характеристики антифрикционности. Высокие коэффициенты трения вынуждают повышать мощности приводов, что ведет к увеличению массы аппарата. В связи с высокой стоимостью этих материалов выделяются исследования связанные с применениями углеродных композитов области высоких температур [1]. Эксплуатация изделий из углеродного композита в условиях высоких температур связана с окислением графита, потерей массы и прочностных свойств материала. Исследованиям по защите углеродного композита от высокотемпературного окисления посвящены работы [2]. При большом объеме исследований влияния температуры на прочностные свойства углеродных композитов практически очень мало исследований трибологических свойств этих композитов, особенно в области высокотемпературных испытаний. В основном высокотемпературные трибологические испытания углеродных материалов проводятся для решения частных задач по повышению ресурса и надежности узлов трения, например токосъемников [3], авиационных тормозов [4], авиационной и космической техники [5]. Однако для решения проблем создания космических аппаратов будущего [6–8] актуально проведение высокотемпературных трибологических испытаний углеродных композитов. Антифрикционные свойства любых материалов зависят от усло-

Рис. 1. Камера, в которой размещен испытательный узел.

вий эксплуатации. Атмосфера Венеры состоит в основном из углекислого газа, высоких температур и давления. К числу проблем будущего относятся задачи исследования Венеры, которые требуют создания аппаратов для долговременной работы на поверхности планеты, как стационарных, так и подвижных платформ. Для силовых элементов конструкции аппаратов (например, оси) применяются стали. Трибологические характеристики УУКМ изучены очень мало. При большом объеме исследований влияния температуры на прочностные свойства углеродных композитов [9–11] очень мало исследований трибологических свойств этих композитов, особенно в области высокотемпературных испытаний.

Цель статьи – экспериментально определить закономерности изменения коэффициента трения углерод-углеродного композиционного материала при трении по стали в среде CO_2 в интервале температур 20–800°C, контактных давлений 0.5–1 МПа, скоростей 0.05–0.25 м/с.

Материалы и оборудование. Образцы изготовлены из углерод-углеродного композиционного материала типа Аргалон 2D в виде пластин 10 · 10 мм, контртело из стали 40Х13 в виде диска. Трибологические испытания проведены на модернизированном стенде ВТМТ-1000У по схеме “диск–палец”.

Усовершенствование стенда заключалось в установке испытательного узла в защитную камеру, в которую подавался углекислый газ, рис. 1. Концентрация газа контролировалась и поддерживалась в диапазоне 95–98%. Во время испытаний велась запись температуры и момента трения при фиксированной нагрузке и скорости.

Результаты и обсуждения. Эксперименты проводились ступенчато по мере нагрева через каждые 100°C, при нагрузке 0.5 МПа и 1 МПа, скорости 0.05 и 0.25 м/с. На первом этапе на воздухе, на втором в среде CO_2. На рис. 2, 3 показано влияние температуры на коэффициент трения. На графиках можно выделить три области. Первая область охватывает температурный интервал 20–300°C. В этом интервале коэффициент трения уменьшается. Вторая область находится в интервале 300–700°C. В этом интервале наблюдается рост коэффициента трения. Третья область относится к температурам больше 700°C, в ней коэффициент трения уменьшается.

Температурный интервал первой области соответствует температурам разложения смол. Приповерхностный слой нагревается быстрее основы композита, поэтому он размягчается. Композиционный материал в объеме сохраняет механические характеристики и в их числе твердость. В поверхностном слое в процессе нагрева и размягчения смолы уменьшается ее прочность на сдвиг. Когда прочность молекулярных связей на контакте превысит прочность нагретой смолы происходит перенос смолы на стальное контртело, сначала местами. Трение поверхностей плавно переходит от сухого трения к смешанному и граничному, что выражается плавным уменьшением коэффи-

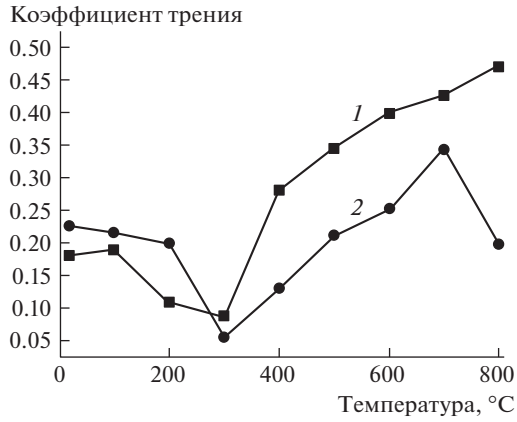

Рис. 2. Зависимость коэффициента трения от температуры при нагрузке 0.5 МПа и скорости 0.05 м/с: *1* – УУКМ; *2* – УУКМ в среде CO_2.

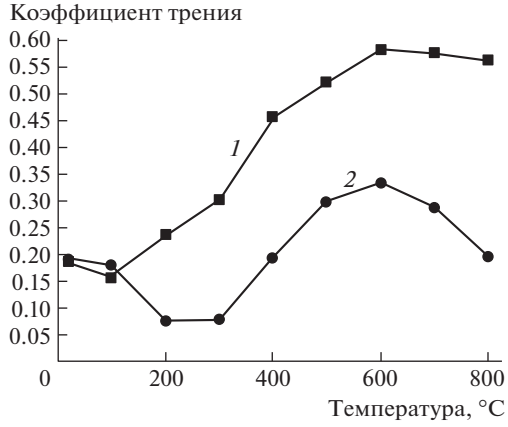

Рис. 3. Зависимость коэффициента трения от температуры при нагрузке 0.5 МПа и скорости 0.25 м/с: *1* – УУКМ; *2* – УУКМ в среде CO_2.

циента трения. При температуре 300°С образовавшаяся пленка граничной смазки сгорает и формируется режим сухого трения. Соответствуя новому состоянию поверхностей трения во второй области формируется новая молекулярная связь с другой величиной прочности на сдвиг, которая не меняется во всем температурном интервале. Это объясняется природой молекулярных связей, в основе которых дисперсионное взаимодействие, т.е. электрическое взаимодействие, которое не зависит от температуры. В объеме материал продолжает нагреваться и твердость его уменьшается. Поэтому коэффициент трения возрастает. В третьей области при температуре выше 700°С начинается окисление углерода, разрушение и потеря вещества, сопровождающееся уменьшением коэффициента трения.

На поверхности планеты температура 460°С и вероятно мало меняется в течение суток Венеры, поэтому актуально изучение влияния среды и температуры на антифрик-

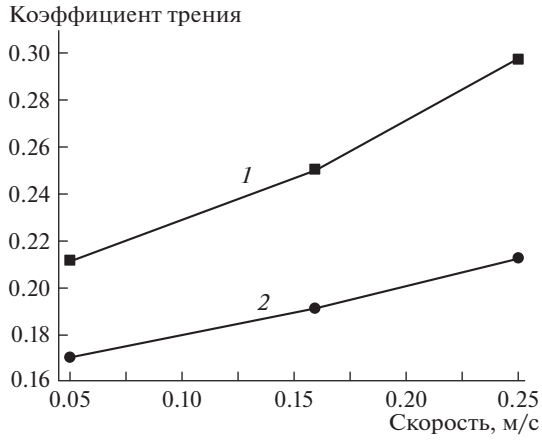

Рис. 4. Зависимость коэффициента трения от скорости при температуре 500°С в среде CO_2 и нагрузке, МПа: *1* – 0.5; *2* – 1.0.

ционные свойства пары трения углеродный композит–сталь. Надежность и ресурс работы шарниров и подшипников скольжения зависит от нагрузочно-скоростного фактора. Определены предельные значения изменения коэффициента трения при температуре среды 500°С в исследуемом интервале скоростей и нагрузок (рис. 4).

Эксперимент хорошо воспроизводится. Полученные экспериментальные зависимости характеризуются плавным изменением коэффициента трения. С увеличением скорости при нагрузке 1 МПа коэффициент трения монотонно увеличивается на 10% во всем диапазоне скоростей, а при нагрузке 0.5 МПа увеличивается на 15%. Установлено, что изменение коэффициента трения во всем исследуемом диапазоне скоростей и нагрузок не превышает 15%. Эта величина соизмерима с точностью высокотемпературных трибологических испытаний. Поэтому применительно к паре трения УУКМ–сталь в подшипниках скольжения работающих при температурах близких к 500°С в среде углекислого газа, для расчетов надежности и ресурса работы можно принять коэффициент трения равным 0.22 пренебрегая влиянием скорости и нагрузки в изученном диапазоне.

Выводы. 1. Исследованы антифрикционные свойства углерод-углеродного композиционного материала при трении без смазки по стали 40Х13 в среде углекислого газа в диапазонах температур 20–800°С, скоростей 0.05–0.25 м/с, контактных давлений 0.5–1 МПа. В сравнении с коэффициентом трения на воздухе установлен эффект сильного уменьшения коэффициента трения в среде CO_2 в интервале температур 300–700°С. **2.** Эффект уменьшения коэффициента трения объясняется образованием пленки твердой смазки на основе графита, которая в процессе трения и износа восстанавливается по механизму карбонизации в условиях высоких температур. **3.** Применительно к проектированию узлов трения аппаратов будущего, предназначенных для работы на поверхности Венеры, определен коэффициент трения соответствующий температуре 500°С. **4.** Экспериментально показано, что в диапазоне температур 400–600°С резких изменений коэффициента трения не установлено. Влияние на коэффициент трения нагрузки и скорости в исследованных диапазонах не превышает 15%.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Hajiloo H., Green M.F., Gales J.* Mechanical properties of GFRP reinforcing bars at high temperatures // Constr. Build. Mater. 2018. V. 162. P. 142.
2. *Zhang C., Chen M., Scott C. et al.* New insights into the early stages of thermal oxidation of carbon/carbon composites using electrochemical methods // Carbon, 2016. V. 108. P. 178.
3. *Wang P., Zhang H. et al.* Wear and friction behaviours of copper mesh and flaky graphite- modified carbon/carbon composite for sliding contact material under electric current // Wear. 2017. V. 380–381. P. 59.
4. *Chichinadze A.V., Albagachiev A.Y., Kozhemyakina V.D. et al.* Assessment of friction and wear characteristics of domestic friction composite materials in loaded aircraft brakes // Journal of Friction and Wear. 2009. V. 30. № 4. P. 261.
5. *Алисин В.В., Рощин М.Н., Лукьянов А.И. и др.* Разработка и исследование узлов трения, работающих при высоких температурах, применительно к космическим аппаратам // Вестник НПО им. С.А. Лавочкина, 2019. № 1. С. 61.
6. *Peralta J.* Venus's winds and temperatures during the Messenger's flyby: an approximation to a three-dimensional instantaneous state of the atmosphere // Geophys. Res. Lett., 2017. V. 44. P. 3907.
7. *Marcq E., Jessup K.L., Baggio L. et al.* Climatology of SO_2 and UV absorber at Venus' cloud top from SPICAV-UV nadir dataset / Icarus, 2020. V. 335, artical 113368.
8. *Titov D.V., Ignatiev N.I., McGouldrick K. et al.* Clouds and hazes of Venus // Space Sci. Rev. 2018. V. 214. P. 126.
9. *Correia J.R., Gomes M.M., Pires, J.M., Branco F.A.* Mechanical behaviour of pultruded glass fibre reinforced polymer composites at elevated temperature: Experiments and model assessment // Compos. Struct. 2013. V. 98. P. 303.
10. *Zhou F., Zhang J., Song S.* Effect of Temperature on Material Properties of arbon Fiber Reinforced Polymer (GFRP) Tendons: Experiments and Model Assessment // Materials. 2019. V. 12. P. 1025. https://doi.org/10.3390/ma12071025
11. *Gillard A.P., Couégnat G., Chupin S. et al.* Modeling of the non-linear mechanical and thermomechanical behavior of 3D carbon/carbon composites based on internal interfaces // Carbon, 2019. V. 154. P. 178.