СОДЕРЖАНИЕ

МЕХАНИКА МАШИН

Влияние конструкции сопловой системы аппаратов	
электродуговой металлизации на условия распыления проволочных материалов	
В. М. Гусев, О. Ю. Елагина, Н. С. Нестеренко, А. Г. Буклаков	3
К решению обратной кинематической задачи для гексапода с круговой направляющей	
А. С. Фомин, А. В. Антонов, Д. В. Петелин, П. А. Швец	11

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

Упрощенный вероятностный метод оценки коэффициентов запаса (безопасности) по трещиностойкости	
Ю. Г. Матвиенко	22
Влияние параметров газотермического напыления на прочность сцепления функциональных стойких покрытий	
А. А. Ковалев, А. С. Краско	31
К вопросу раннего обнаружения трещин в рабочих колесах гидроагрегатов	
Е.В.Георгиевская	40
Физико-математическое моделирование поверхности для нанесения износостойких покрытий плазменным напылением	
С. В. Карцев	47
Смазочные свойства граничных пленок в критических условиях работы трибосистемы	
Р. Г. Мнацаканов, О. А. Микосянчик, А. Е. Якобчук, Б. Д. Халмурадов	55
Оценка триботехнической эффективности наполнения политетрафторэтилена	
Е.Б. Седакова, Ю.П. Козырев	63
О частотной зависимости внутреннего трения сплава АМг-6	
А.К.Томилин, Ф.Ю.Кузнецов, И.С.Коноваленко, Н.В.Дружинин, В.А.Красновейкин, И.Ю.Смолин	71

НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

 Создание технологической установки для настройки и проверки лазерных дальномеров
 80

 А. В. Колесник, Н. Ф. Кощавцев, Р. Ю. Сухоруков
 80

 Влияние газовой среды на процесс разрушения замков рабочих лопаток турбин наземных газотурбинных установок
 80

 С. А. Наприенко, Е. В. Филонова, Е. Б. Чабина, Д. С. Горлов
 86

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА. ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ

Опыт обкатки тракторного дизеля и редуктора буровой установки	
с порошком наноструктурного бемита	
А. В. Федотов, А. А. Гвоздев, А. В. Дунаев, Н. Н. Сергеев, О. В. Бармина	95
Абразивостойкость композитов на эпоксидной основе	
с наполнителями из составляющих шлама от заточки металлорежущего инструмента	
А. М. Михальченков, И. В. Козарез, С. А. Феськов,	
И. Н. Кравченко, Ю. А. Кузнецов, А. Д. Быкова	101
Оптимизационные задачи формирования смеси функций	
распределения наработок до отказа элементов технических систем	
В. И. Вайнштейн, И. И. Вайнштейн	107

= МЕХАНИКА МАШИН ==

УДК 621.79.03

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ СОПЛОВОЙ СИСТЕМЫ АППАРАТОВ ЭЛЕКТРОДУГОВОЙ МЕТАЛЛИЗАЦИИ НА УСЛОВИЯ РАСПЫЛЕНИЯ ПРОВОЛОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

© 2021 г. В. М. Гусев¹, О. Ю. Елагина¹, Н. С. Нестеренко^{1,*}, А. Г. Буклаков¹

¹ Российский государственный университет нефти и газа, Москва, Россия *e-mail: nesterenko.n@gubkin.ru

> Поступила в редакцию 27.10.2020 г. После доработки 17.02.2021 г. Принята к публикации 24.02.2021 г.

В статье рассмотрено конструктивное влияние соплового вооружения металлизаторов (сопло трубка, сопло диафрагма) на геометрию и физические особенности потока транспортного газа при давлении системы 0.4 и 0.5 МПа, что влияет на механику перемещения и диспергирования напыляемого материала. В статье представлен начальный этап оценки влияния технологических параметров режима электродуговой метализации на воздействие транспортируемого распыляемого материала, дробление, испарение, геометрию, как прогнозируемую результирующую процесса.

Ключевые слова: электродуговая металлизация, сопло диафрагма, сопло трубка, динамическое давление, скорость потока газа, число вебера, дробление капли

DOI: 10.31857/S0235711921030056

Процесс электродуговой металлизации (ЭДМ) заключается в распылении потоком сжатого воздуха двух электропроводных проволок, между которыми горит электрическая дуга. Под действием струи транспортирующего газа расплавленный металл эвакуируется с электродов, дробится на мелкие капли и переносится на обрабатываемую поверхность. В зависимости от скорости истечения газа и его плотности изменяется динамическое давление на эвакуируемый материал. Это приводит к изменению условий его диспергирования и переноса к поверхности изделия, что в свою очередь определяет такие характеристики качества газотермического покрытия как адгезионная прочность и пористость покрытия. Как показано в работах [1–3] изменение динамического давления на различном расстоянии от сопла металлизатора характеризуется нелинейной зависимостью.

Целью настоящей статьи являлось исследование влияния конструкции сопла металлизатора на изменение динамического давления и диспергирование распыляемого материала при ЭДМ.

Расчетный анализ влияния параметров потока газа на диспергирование капли для различных сопловых устройств металлизаторов. Электродуговые металлизаторы работают при подаче воздуха на входе в сопловое устройство под давлением P_1 в пределах 0.4–0.7 МПа, что соответствует критическому режиму его истечения при выходе из сопла. Его давление на срезе сопла P_2 устанавливается выше давления наружной среды и зависит исключительно от показателя адиабаты воздуха, который для двухатомных газов равен 0.528 [5].



Рис. 1. Конфигурация соплового вооружения электродуговых металлизаторов (*1*): (а) – сопло-диафрагма; (б) – сопло-трубка.

На степень расширения воздуха и величину давления на срезе сопла P_2 влияет конструкция сопла металлизатора. Наиболее широко распространены два вида сопловых устройств электродуговых металлизаторов: сопло-трубка и сопло-диафрагма с острой кромкой (рис. 1).

Каждый вариант имеет свои положительные и отрицательные свойства.

При работе конструкции с соплом-диафрагмой воздух из магистрали поступает в колпак 2. При этом в результате первого расширения давление P_2 уменьшается в 0.528 раза по отношению к давлению на входе в сопло P_1 . Повторное уменьшение давления происходит при прохождении потока через диафрагму. В результате двойного разряжения давление на выходе из сопла-диафрагмы составляет

$$P_2 = 0.277 P_1. (1)$$

При использовании сопла-трубки снижение давления P_1 и плотности газа происходит только один раз. Поэтому давление P_2 в сопле-трубке значительно выше, чем при сопле-диафрагме и составляет

$$P_2 = 0.528P_1.$$
 (2)

Давление P_2 определяет условия формирования капли электродного металла на торце проволок при их плавлении. Изменение геометрических размеров капли в газовом потоке происходит под действием сил, возникающих в результате динамического давления газа [3, 4]

$$P_{\rm A} = \frac{C_x \rho W^2}{2},\tag{3}$$

где: C_x — коэффициент формы тела, принятый для тел шарообразной или цилиндрической формы равным $C_x = 0.4$ [6–8]; W — скорость потока газа, м/с; ρ — плотность набегающего потока, кг/м³.



Рис. 2. Изменение критерия Вебера в зависимости от динамического давления для разных металлов при исходном диаметре капли на торце электрода 1.0 мм.

Распад исходной капли характеризуется критерием Вебера (*We*) и зависит от отношения динамического давления к давлению сил поверхностного натяжения [6, 7]

$$We = \frac{P_{\pi}}{P_{\pi}} = \frac{P_{\pi}d_{\kappa}}{4\sigma},\tag{4}$$

где $d_{\rm k}$ – диаметр исходной капли расплавленного металла, сформированной на торце электрода, м; σ – коэффициент поверхностного натяжения материала электрода при заданной температуре в месте приложения силы, Дж/м².

Коэффициенты поверхностного натяжения расплавленных металлов находятся в интервале 0.73–1.73 Дж/м² и составляют для Al 0.914–0.924 Дж/м²; Zn 0.730–0.814 Дж/м²; Fe 1.720–1.730 Дж/м².

По данным работы [1] исходный размер капли электродного металла, формируемой на торце электрода составляет для алюминия порядка 1 мг, что соответствует эквивалентному диаметру 1.0–0.9 мм. Исходя из этого максимального размера исходной капли электродного металла был выполнен расчет изменения числа Вебера в зависимости от динамического давления по формулам (2)–(4). Диапазоны значений критерия Вебера, определенные для разных металлов показаны на рис. 2.

В зависимости от значения числа Вебера исходная капля расплавленного металла подвергается дроблению.

Режимы дробления и данные по изменению размеров капли в зависимости от числа Вебера, обобщенные по данным разных источников [5, 6, 8] применительно к плазменно-дуговому напылению, показаны в табл. 1.

Экспериментальные исследования по определению динамического давления. С целью определения динамического давления струи воздуха, выходящего из сопловых устройств металлизатора рассматриваемых конструкций, были проведены экспериментальные исследования на модельных образцах. Экспериментальная установка, представленная на рис. 3, включала в себя модель распылительной системы, выполненные с помощью 3Д-печати, устройство для замеров давления в разных положениях и сопловые устройства.

Сопло-диафрагма имело внутренний диаметр 6 мм и длину 70 мм. Сопло-трубка для обеспечения аналогичного проходного сечения для воздуха имеет внутренний диаметр 8 мм. Испытания проводились при исходном давлении воздуха 0.4 МПа и 0.5 МПа.

Для замера динамического давления использовалась заборная трубка с внутренним диаметром 0.75 мм, к которой при помощи шлангов присоединялся манометр KFM с точностью 0.1 кг/см² и вакуумметр M3M с точностью 0.25 кгс/см². Заборная трубка

Критерий Вебера	Фактический размер капли	Критерий Вебера	Фактический размер капли
<i>We</i> < 8	$d_{\Phi} = d_{\kappa}$	$20 \le We < 50$	$d_{\rm \Phi} = \frac{d_{\rm K}}{100}$
$8 \le We < 10$	$d_{\Phi} = \frac{d_{\kappa}}{2}$	$50 \le We < 100$	$d_{\Phi} = \frac{d_{\kappa}}{200}$
$10 \le We \le 14$	$d_{\Phi} = \frac{d_{\rm K}}{3-5}$	$100 \le We < 350$	$d_{\Phi} = \frac{d_{\kappa}}{700}$
$14 \leq We < 20$	$d_{\Phi} = \frac{d_{\kappa}}{10}$	_	_

Таблица 1. Сводная информация для процесса диспергирования капли напыляемых материалов методом ЭДМ

была установлена на суппортную группу станка, осуществляющую продольное и поперечное контролируемое перемещение. Такая установка позволяет измерять динамическое давление на различном расстоянии от среза проволок в двух направлениях по оси потока и в радиальном направлении под углом к плоскости подачи проволок.

Результаты измерения динамического давления по оси истечения воздуха на разных расстояниях от стыка проволок для варианта распылительной системы соплодиафрагма представлены на рис. 4.

Как видно из результатов экспериментов, непосредственно у стыка проволок имеется зона разряжения. Затем происходит резкий рост динамического давления до максимального значения. Расстояние от стыка проволок до точки, в которой регистрируется максимальное значение динамического давления в зависимости от исходного давления P_1 составляет для 0.4 МПа 12 мм, а для 0.5 МПа 1 мм. Используя линейную аппроксимацию для определения протяженности зоны разряжения в исследованном диапазоне давлений, получаем следующую зависимость для расчета требуемого расстояния от сопла, на котором необходимо располагать срез проволок для получения максимального динамического давления L

$$L = 57.22 - 407.41P_2. \tag{5}$$



Рис. 3. Установка для проведения газодинамических исследований.



Рис. 4. Распределение динамического давления вдоль оси потока транспортирующего газа (ТГ) по оси потока для сопла-диафрагмы при давлении: $I - P_1 = 0.4$ МПа; $2 - P_1 = 0.5$ МПа.

Исходя из допущения о наличии линейной зависимости между изменением статического давления P_2 и динамического давления на основе полученных экспериментальных данных зависимость (5) можно представить в виде

$$P_{\rm II} = nP_2 - mP_2\ln(x), \tag{6}$$

где *n*, *m* – коэффициенты пропорциональности, определяемые экспериментально.

Для расчета значений коэффициентов пропорциональности *n* и *m* была выполнена обработка полученных зависимостей, характеризующих положение линий тренда (табл. 2).

Подставляя коэффициенты пропорциональности в формулу (6) было получено уравнение для расчета динамического давления при использовании сопла-диафрагмы

$$P_{\mu} = (2.0341P_2 - 0.173) - (0.0917 - 0.544P_2)\ln(x).$$
⁽⁷⁾

Полученная зависимость характеризует распределение динамического давления в интервале $[x_0 = L; x_i > L]$ по дистанции распыления по оси потока транспортирующего газа. Результаты замеров динамического давления с использованием модельного сопла-трубки представлены на рис. 5.

Обработка данных трендов экспериментальных данных, полученных на соплетрубке, была выполнена аналогично данным по соплу-диафрагме (табл. 3).

Давление на входе и выходе из сопла-диафрагмы		Экспериментальные данные	
Давление <i>P</i> ₁ , МПа	Давление <i>P</i> ₂ , МПа	P _{max}	а
0.5	0.138	0.1074	0.0166
0.4	0.111	0.0525	0.0313
Линейная аппроксимация		$2.0341P_2 - 0.173$	$0.0917 - 0.544P_2$

Таблица 2. Результаты расчета коэффициентов пропорциональности для сопла-диафрагмы



Рис. 5. Распределение динамического давления вдоль оси потока транспортирующего газа при радиальном перемещении под углом относительно плоскости проволок для сопла-трубки: $I - P_1 = 0.5 \text{ MIa}$; $2 - P_1 = 0.4 \text{ MIa}$.

В результате получена следующая зависимость для расчета изменения динамического давления для сопла-трубки для интервала значений $[x_0 = L; x_i > L]$ по дистанции распыления по оси потока транспортирующего газа

$$P_{\mu} = (11.914P_2 - 1.259) - (3.393P_2 - 0.365)\ln(x).$$
(8)

По полученным максимальным значениям динамического давления были определены значения критерия Вебера и фактический диаметр для капель с исходным диаметром 1.0 мм (табл. 4).

Давление на входе и выходе из сопла-трубки		Экспериментальные данные		
Давление <i>P</i> ₁ , МПа	Давление P_1 , МПа Давление P_2 , МПа		а	
0.5	0.138	0.38520	0.1028	
0.4	0.111	0.06352	0.0112	
Линейная аппроксимация		$11.914P_2 - 1.259$	$3.393P_2 - 0.365$	

Таблица 3. Результаты расчета коэффициентов пропорциональности для сопла-трубки

Таблица 4. Зна	чения критерия	Вебера и фак	тического	диаметра	капли	при и	металлизац	ии с ис-
пользованием	различных типо	в сопловых ус	тройств					

Тип сопла		Сопло-диафрагма		Сопло-трубка	
<i>P</i> ₁ , МПа		0.5	0.4	0.5	0.4
$P_{\rm д max}$, МПа		0.11	0.05	0.39	0.06
<i>We</i> для металлов	Al	30	16	41	16
	Zn	35	19	48	19
	Fe	16	9	22	9
Фактический	Al	45	150	27	150
диаметр, мкм	Zn	34	110	21	110
	Fe	150	500	88	500



Рис. 6. Фракционный состав частиц алюминия, полученных при металлизации с использованием сопловых устройств разного типа: *1* – сопло-трубка; *2* – сопло-диафрагма.

Анализ полученных данных показал, что в результате дробления для алюминия и цинка размер капель будет уменьшаться до диапазона 1–100 мкм, а для Fe – до 500–100 мкм.

Для экспериментальной проверки фактических размеров частиц жидкого металла, получаемых при металлизации, было выполнено распыление алюминиевой проволоки диаметром 2.2 мм при давлении 0.5 МПа при силе тока 100—110 А, напряжении 26 В. Распыление проводилось с использованием двух типов сопловых устройств, с устройством "сбора" факела распыления и концентрации на подложку из оцинкованной стали, изогнутой параболой, с вершиной в точке пересечения с осью движения ТГ. Полученные частицы были рассеяны на комплекте сит. Фракционный состав представлен на рис. 6.

Как видно из полученных данных сопло-трубка обеспечивает более мелкодисперсный состав напыленного металла, чем сопло-диафрагма. Однако, полученный размер частиц не соответствует значениям, полученным в результате расчета критерия Вебера. Это указывает на необходимость корректировки диапазонов дробления исходных частиц металла при их распылении методом электродуговой металлизации. В диапазоне значений критерия Вебера 20—50 дробление капли происходит на 5—10 частей соответственно.

На основе полученных данных можно сделать следующие **выводы: 1.** Анализ представленных результатов свидетельствует о необходимости учета распределения динамического давления для размещения среза проволок с целью получения более мелкодисперсного покрытия. **2.** Полученные эмпирические зависимости для расчета динамического давления и расстояния от сопла до стыка проволок позволяют определять указанные параметры и оценивать ожидаемую дисперсность частиц напыляемого металла в диапазоне давлений от 0.4 МПа до 0.5 МПа. **3.** При этом следует отметить необходимость корректировки интенсивности дробления исходной капли жидкого металла в зависимости от критерия Вебера применительно к электродуговой металлизации в сторону меньших значений.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Газотермическое напыление: учебн. пособие / под ред. Л.Х. Балдаева. М.: Маркет ДС, 2007. 344 с.
- 2. *Мордасов Д.М., Мордасов М.М.* Особенности аэродинамических характеристик акустически модулированной струи газа // Ж. технической физики. 2017. Т. 87. № 3. С. 468.
- Elagina O.Yu., Gusev V.M., Buklakov A.G., Nesterenko N.S., Tomskii K.O. Deposition of Pseudo Alloy Coatings by Electric Arc Metallization // Inorganic Materials: Applied Research. 2020. V. 11. № 3. P. 641.
- 4. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. Учебн. пособие для вузов. М.: Наука, 1991. 600 с.
- 5. *Кудинов В.В., Бобров Г.В.* Нанесение покрытий напылением. Теория, технология и оборудование. Учебник для вузов. М.: Металлургия, 1992. 432 с.
- 6. Волынский М.С. Необыкновенная жизнь обыкновенной капли. М.: Знание, 1986. 144 с.
- 7. Пажи Д.Г., Галустов В.С. Основы техники распыливания жидкостей. М.: Химия, 1984.
- 8. *Бойко В.М., Поплавский С.В.* Экспериментальное исследование двух типов срывного разрушения капли в потоке за ударной волной // Физика горения и взрыва, 2012. Т. 48. № 4. С. 440.

= МЕХАНИКА МАШИН ==

УДК 621.01, 62-231.1, 621.85

К РЕШЕНИЮ ОБРАТНОЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ЗАДАЧИ ДЛЯ ГЕКСАПОДА С КРУГОВОЙ НАПРАВЛЯЮЩЕЙ

© 2021 г. А. С. Фомин^{1,*}, А. В. Антонов¹, Д. В. Петелин¹, П. А. Швец¹

¹ Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия *e-mail:alexey-nvkz@mail.ru

> Поступила в редакцию 03.06.2020 г. После доработки 08.12.2020 г. Принята к публикации 18.12.2020 г.

В статье представлено решение обратной задачи о положениях для одноподвижного гексапода с круговой направляющей. Задача решена с применением аналитических и численных методов расчета с использованием пакета прикладных программ MATLAB. Приведенный алгоритм решения обратной задачи также позволяет исследовать шестиподвижный гексапод. Представлены сборочные компьютерные модели (виртуальные прототипы) одноподвижного и шестиподвижного гексаподов с круговой направляющей.

Ключевые слова: механизм параллельной структуры, гексапод, круговая направляющая, обратная задача о положениях, MATLAB моделирование, CAD моделирование **DOI:** 10.31857/S0235711921020036

1. Введение. В настоящее время известно множество конструкций механизмов параллельной структуры, направленных на выполнение различных технологических операций. Существуют разные критерии классификации таких механизмов, включая деление по числу степеней свободы выходного звена [1–3].

Кратко рассмотрим некоторые механизмы параллельной структуры с числом степеней свободы от шести до одного. Известным примером шестиподвижного механизма параллельной структуры является платформа Гауфа–Стюарта [4]. Она является одним из первых механизмов этого типа и весьма востребована в практике [5, 6]. В качестве пятиподвижного механизма известен пентапод, где пять штанг, каждая из которых имеет независимый привод, ориентируют выходное звено в форме линейного стержня в пространстве [7]. Применение пентапода связано с выполнением ряда перспективных технологических операций, включающих пятиосевую обработку деталей машин, лазерную гравировку, окрашивание спреем, полирование поверхностей и гидроабразивную резку [8]. В [9] представлен метод структурного синтеза и разработанные на его основе четырехподвижные 4-RPUR и 4-UPU механизмы параллельной структуры, обеспечивающие движение выходного звена с учетом двух наложенных связей. В качестве трехподвижных механизмов параллельной структуры наибольшее распространение получили плоские и сферические механизмы, в частности 3-RRR механизмы [10, 11]. Известны также трехподвижные механизмы, в которых выходные звенья имеют исключительно поступательные смещения [12]. Среди двухподвижных механизмов параллельной структуры известны 2-RRR механизмы [10, 13], в которых выходному звену обеспечиваются только смещения в одной плоскости. В [14, 15] представлены пространственные механизмы параллельной структуры с одной степенью свободы.



Рис. 1. Сборочная компьютерная модель (виртуальный прототип) одноподвижного гексапода с круговой направляющей (а); плоская кинематическая цепь гексапода, расположенная внутри круговой направляющей (б).

В них выходное звено имеет только одну независимую координату. В зависимости от числа степеней свободы методы исследования механизмов параллельной структуры имеют принципиальные отличия.

В настоящей статье рассматривается решение обратной задачи о положениях для одноподвижного гексапода параллельной структуры [14], представленного на рис. 1а. Механизм включает в свой состав неподвижное звено 1, выполненное в виде круговой направляющей, ведущее звено, выполненное в виде центрального колеса 2, шесть кинематических цепей звеньев 3-10 и выходное звено, выполненное в виде платформы 11. Каждая цепь звеньев 3-10 включает шестерню 3 и ведущий диск 4, имеющие общий вал вращения, ведомый диск 5 и кривошип 6, также имеющие общий вал вращения, камень 7, кулису 8 и каретку 9, жестко сопряженные между собой, и штангу 10. Диски 4 и 5 связаны между собой гибкой связью, а штанги 10 с обеих сторон сопряжены с каретками 9 и платформой 11 сферическими шарнирами. Точки K_i и E_i при i = 1...6 определяют центры сферических шарниров 9-10 и 10-11. Базовая система координат $O_1x_1y_1z_1$ связана с неподвижным звеном 1. Локальная система координат $O_px_py_pz_p$ связана с платформой 11, точка P является центром платформы 11.

В механизме от ведущего колеса 2 движение передается на каждую из шести кинематических цепей, ориентирующих платформу 11 в пространстве. Уникальность данного механизма состоит в том, что при размыкании гибкой связи между дисками 4 и 5 появляется возможность переориентации кривошипов 6 и, таким образом, получения нового закона движения выходного звена при наличии единственного привода. Далее обратимся к решению обратной задачи о положениях данного механизма.

2. Решение обратной задачи о положениях. Суть решения обратной задачи о положениях состоит в определении угла поворота вала двигателя при известных координатах выходного звена (платформы *11*) механизма. При этом с учетом того, что исследуемый механизм является одноподвижным, невозможно независимо задать шесть координат

выходного звена. В связи с этим, применяются численные методы исследования, позволяющие при задании одной координаты выходного звена определить оставшиеся пять координат.

Положение выходного звена зададим декартовыми координатами его геометрического центра, точки *P*, относительно базовой системы координат

$$\mathbf{p}_P = \begin{bmatrix} x_P \ y_P \ z_P \end{bmatrix}^{\mathrm{T}},\tag{1}$$

где \mathbf{p}_P – вектор, определяющий положение точки P в базовой системе координат $O_1 x_1 y_1 z_1; x_P, y_P, z_P$ – координаты точки P в базовой системе координат $O_1 x_1 y_1 z_1$.

Ориентация выходного звена гексапода описывается матрицей поворота \mathbf{R}_{p} , которая определяет ориентацию локальной системы координат $O_{p}x_{p}y_{p}z_{p}$ относительно неподвижной системы координат $O_{1}x_{1}y_{1}z_{1}$. Для определения данной матрицы будем использовать углы Эйлера. Тогда матрица \mathbf{R}_{p} примет вид

$$\mathbf{R}_{P} = \mathbf{R}_{O1z1}\left(\boldsymbol{\varphi}\right) \mathbf{R}_{O1'y1'}\left(\boldsymbol{\theta}\right) \mathbf{R}_{O1''x1''}\left(\boldsymbol{\psi}\right), \tag{2}$$

где $O'_1 y'_1$ – ось повернутой системы координат после поворота выходного звена на угол φ вокруг оси $O_1 z_1$; $O''_1 x''_1$ – ось повернутой системы координат после поворота выходного звена на угол θ вокруг оси $O'_1 y'_1$; φ , θ , ψ – углы Эйлера выходного звена, при этом соответствующие этим углам матрицы поворота определяются, как

$$\mathbf{R}_{O1z1}(\phi) = \begin{bmatrix} \cos(\phi) & -\sin(\phi) & 0\\ \sin(\phi) & \cos(\phi) & 0\\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{R}_{O1'y1'}(\theta) = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & 0 & \sin(\theta)\\ 0 & 1 & 0\\ -\sin(\theta) & 0 & \cos(\theta) \end{bmatrix},$$
(3)
$$\mathbf{R}_{O1''x1''}(\psi) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0\\ 0 & \cos(\psi) & -\sin(\psi)\\ 0 & \sin(\psi) & \cos(\psi) \end{bmatrix}.$$

Координаты платформы 11 можно записать в виде единого вектора

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} x_P \ y_P \ z_P \ \varphi \ \theta \ \psi \end{bmatrix}^{\mathrm{T}}.$$
 (4)

Поскольку исследуемый механизм обладает одной степенью подвижности, то невозможно независимо задавать все шесть компонентов вектора **X**. В явном виде можно задать только одну из координат выходного звена. В связи с этим, для расчета оставшихся пяти координат и угла поворота ведущего звена необходимо использовать численные методы расчета.

Обозначим переменной q угол поворота вала двигателя механизма (рис. 16). Тогда решение обратной задачи о положениях будет состоять в определении угла поворота q вала двигателя в зависимости от координат **X** платформы 11

$$q = g(\mathbf{X}),\tag{5}$$

где *g* — скалярная функция, определяющая зависимость угла поворота вала двигателя от координат выходного звена.

Рассмотрим особенности решения обратной задачи о положениях для исследуемого механизма. Определим координаты точек E_i шарниров 10-11 относительно неподвижной системы координат $O_1x_1y_1z_1$ следующим образом

$$\mathbf{p}_{Ei} = \mathbf{p}_P + \mathbf{R}_P \mathbf{r}_{Ei},\tag{6}$$

где i = 1...6 – порядковый номер кинематической цепи; \mathbf{r}_{Ei} – координаты точек E_i относительно локальной системы координат $O_{p} x_{p} y_{p} z_{p}$.

Далее необходимо определить координаты точек K_i . Для этого воспользуемся геометрическим подходом. Он заключается в следующем. С одной стороны, для каждой из кинематических цепей механизма траектория движения каретки представляет собой окружность. С другой стороны, при заданных (фиксированных) координатах выходного звена, точки K_i должны лежать на поверхности сферы с центром в точке E_i и радиусом, соответствующим длине штанги $E_i K_i$. Описанные геометрические соотношения можно представить в следующем виде для каждой из шести кинематических цепей

$$x_{Ki}^2 + y_{Ki}^2 = R_1^2, (7)$$

$$(x_{Ki} - x_{Ei})^{2} + (y_{Ki} - y_{Ei})^{2} + z_{Ei}^{2} = L_{i}^{2}, \qquad (8)$$

где x_{Ei} , y_{Ei} , z_{Ei} — координаты центров сферических шарниров 10-11 в неподвижной системе $O_1x_1y_1z_1$ (компоненты вектора \mathbf{p}_{Ei}); x_{Ki} , y_{Ki} — координаты кареток 9 в неподвижной системе $O_1x_1y_1z_1$; R_1 — радиус круговой направляющей 1; L_i — длина штанги 10.

Вычитая (7) из (8), выразим координату y_{Ki} через координату x_{Ki}

$$y_{Ki} = (G_i - x_{Ki} x_{Ei}) / y_{Ei},$$
(9)

где

$$G_i = (\mathbf{p}_{Ei}^1 \mathbf{p}_{Ei} + R_1^2 - L_i^2)/2.$$
(10)

Рассмотрим случай, когда в выражении (9) координата y_{Ei} не равна нулю ($y_{Ei} \neq 0$). Тогда, подставляя (9) в (7) и преобразовывая, получим квадратное уравнение относительно x_{Ki} вида

$$A_i x_{Ki}^2 + B_i x_{Ki} + C_i = 0, (11)$$

где

$$A_{i} = x_{Ei}^{2} + y_{Ei}^{2}, \quad B_{i} = -2G_{i}x_{Ei}, \quad C_{i} = G_{i}^{2} - (y_{Ei}R_{i})^{2}.$$
(12)

Выражение (11) имеет два решения, что соответствует двум точкам пересечения окружности со сферой. Выбор конкретного решения, как правило, определяется конструктивными особенностями механизма. После определения координаты x_{Ki} координата y_{Ki} рассчитывается согласно (9). Если же в выражении (9) координата y_{Ei} равна нулю, то вычитая (7) из (8), можно однозначно определить координату x_{Ki}

$$x_{Ki} = G_i / x_{Ei}.$$
(13)

Если в (13) координата x_{Ei} отлична от нуля, то координата y_{Ki} рассчитывается, например, из соотношения (7). При этом также возможно существование двух решений, где выбор конкретного решения зависит от конструктивного исполнения механизма. Если в (13) координата x_{Ei} равна нулю, это означает, что центр сферы (точка E_i) расположен на оси $O_1 z_1$ над центром круговой направляющей, что соответствует бесконечному числу пар решений (x_{Ki} ; y_{Ki}).

Зная координаты каретки 9, угол отклонения кулисы 8 определится, как

$$\delta_i = \operatorname{arctg}\left(y_{Ki}/x_{Ki}\right) - \alpha_i,\tag{14}$$

где α_i – угол между осью $O_1 x_1$ базовой системы координат и прямой $O_1 B_i$ (рис. 16).

Из теоремы синусов для треугольника $O_1B_iC_i$ можно определить угол при вершине C_i , как

$$\angle O_{l}C_{i}B_{i} = \arcsin\left(\frac{O_{l}B_{i}\sin\delta_{i}}{l_{i}}\right),\tag{15}$$

где l_i – расстояние между точками B_i и C_i (длина кривошипа 6); O_1B_i – расстояние между осями ведущего колеса 2 и ведомого шкива 5, определяемое, как $O_1B_i = R_2 + R_{3i} + d_i$, где d_i – расстояние между центрами A_i и B_i шкивов 4 и 5; R_2 – радиус ведущего колеса 2; R_{3i} – радиус шестерни 3.

Наконец, можно определить угол поворота кривошипа 6

$$\beta_i = \delta_i + \angle O_1 C_i B_i, \tag{16}$$

вычислив который, можно найти углы поворота ведомого (γ_{2i}) и ведущего (γ_{1i}) шкивов

$$\gamma_{2i} = \beta_i^0 - \beta_i, \tag{17}$$

$$\gamma_{1i} = \gamma_{2i} R_{5i} / R_{4i}, \tag{18}$$

где β_i^0 – начальный угол поворота кривошипа *6*; R_{4i} – радиус ведущего шкива *4*; R_{5i} – радиус ведомого шкива *5*.

Геометрически угол поворота вала двигателя можно определить через радиусы R_2 и R_{3i} зубчатых колес

$$q = \gamma_{1i} R_{3i} / R_2. \tag{19}$$

Однако следует обратить внимание на особенность структуры рассматриваемого механизма. В связи с тем, что механизм обладает одной степенью свободы, все шестерни *3* взаимосвязаны между собой через общее ведущее колесо *2*, поэтому решение обратной задачи о положениях согласно (19) существует лишь в том случае, если оно получается одинаковым для всех кинематических цепей. Однако полученные соотношения можно также использовать для анализа потенциально возможных движений выходного звена гексапода, т.е., используя полученные формулы, становится возможным при задании различных законов движения выходного звена, проверять возможность их реализации.

3. Пример решения обратной задачи о положениях с учетом вращательного или поступательного движения выходного звена. Рассмотрим несколько примеров решения обратной задачи о положениях для гексапода со следующими параметрами, соответствующими компьютерной модели (рис. 1): $R_1 = 246$ мм; $R_2 = 64.25$ мм; $R_{3i} = 24$ мм; $R_{4i} = 15$ мм; $R_{5i} = 30$ мм; $d_i = 75.5$ мм; $l_i = 39$ мм; радиус платформы 11 (расстояние от центра платформы 11 до центра сферического шарнира 10-11), $R_{11} = 192.7$ мм; $L_i = 220$ мм; угловая координата шарниров 10-11, определяющая их расположение на платформе 11, $\chi_i = 10^\circ$, 110° , 130° , 230° , 250° , 350° , при $\alpha_i = 30^\circ$, 90° , 150° , 210° , 270° , 330° , где i = 1...6; $\mathbf{r}_{Ei} = [R_{11} \cos \chi_i \ R_{11} \sin \chi_i \ 0]^{\mathrm{T}}$. Размеры и форма звеньев каждой кинематической цепи гексапода одинаковы, поэтому в рамках обратной задачи о положениях достаточно

получить решение для углов поворота кривошипов β_i по формуле (16). **3.1. Решение обратной задачи о положениях с учетом только вращательного движения** выходного звена вокруг вертикальной оси. Обратимся к решению обратной задачи о положениях, когда выходное звено воспроизводит исключительно вращательные колебания вокруг оси O₁z₁ в соответствии с условием

$$x_P = y_P = 0, \quad z_P = z_0, \quad \phi = \phi_0 + \Delta\phi\sin(\omega t), \quad \theta = \psi = 0, \tag{20}$$

где z_0 — высота выходного звена над плоскостью $O_1 x_1 y_1$; φ_0 — угол, определяющий начальную ориентацию выходного звена относительно оси $O_1 z_1$; $\Delta \varphi$ — амплитуда колебаний; ω — частота колебаний; t — время.

Было исследовано несколько случаев для различных комбинаций параметров z_0 и φ_0 . В результате компьютерного моделирования с использованием пакета MATLAB было установлено, что вращательного движения выходного звена вокруг оси $O_1 z_1$



Рис. 2. Диаграммы изменения углов β_i каждой кинематической цепи гексапода при $z_0 = 199.6$ мм, $\varphi_0 = 5^\circ$ (*1*) и при $\varphi_0 = 0$, $\beta_i^0 = 0$ (*2*).

можно добиться лишь при определенной высоте z_0 выходного звена (с учетом принятых размеров звеньев, $z_0 = 199.6$ мм). В этом случае углы поворота кривошипов β_i оказываются равными для всех кинематических цепей, а их начальные углы β_i^0 зависят от начальной ориентации выходного звена φ_0 и равны нулю ($\beta_i^0 = 0$) при $\varphi_0 = 0$. При иных значениях z_0 результаты расчета углов β_i отличаются не только начальными значениями β_i^0 , но и характером изменений во времени. При нулевой начальной ориентации платформы 11 ($\varphi_0 = 0$) значения β_i^0 равны, однако последующие значения β_i имеют незначительные отличия для различных кинематических цепей. Рис. 2, 3 демонстрируют это (в обоих случаях $\Delta \varphi = 5^\circ$ и $\omega = 1.257$ рад/с).

Из рис. 2 следует, что при $z_0 = 199.6$ мм и $\varphi_0 = 5^\circ$ углы β_i (диаграмма *I*), определяющие ориентацию кривошипов в каждой кинематической цепи, являются идентичными в любой момент времени. На рис. 2 также отображено изменение углов β_i при $\varphi_0 = 0$ (диаграмма *2*).

Из рис. 3 (диаграммы *I* и *2*) следует, что при $z_0 = 195$ мм и $\varphi_0 = 5^\circ$ в любой момент времени обеспечивается равенство только трех углов – β_1 , β_3 , β_5 ($\beta_1 = \beta_3 = \beta_5$) и β_2 , β_4 , β_6 ($\beta_2 = \beta_4 = \beta_6$). Равенство всех шести углов β_i в данном случае не может быть реализовано. Аналогичная ситуация возникает и при $\varphi_0 = 0$ (диаграммы *3* и *4*). Расхождение в углах β_i свидетельствует о невозможности воспроизведения исключительно вращательного движения выходного звена гексапода при $z_0 = 195$ мм. Это связано с тем, что при передаче движения от ведущего колеса *2*, кривошипы *6* в каждой кинематической цепи должны поворачиваться в одном направлении и на один и тот же угол ввиду идентичности геометрических размеров звеньев каждой кинематической цепи. Соответственно в любой момент времени значения β_i должны быть равны. Реализацию вращательного движения выходного звена при разных значениях β_i можно обеспечить путем изменения геометрических размеров звеньев гексапода, например, изменения диаметров зубчатых колес и дисков. Таким образом, при заданных геометрических па-



Puc. 3. Диаграммы изменения углов $β_i$ каждой кинематической цепи гексапода при $z_0 = 195$ мм, $φ_0 = 5^\circ$ (*I* и *2*) и при $φ_0 = 0$ (*3* и *4*).

раметрах исследуемого механизма вращательное движение его выходного звена можно реализовать только при $z_0 = 199.6$ мм.

3.2. Решение обратной задачи о положениях с учетом только поступательных смещений выходного звена. Рассмотрим вопрос о возможности реализации поступательных колебаний выходного звена вдоль оси $O_1 z_1$ в соответствии с условием

$$x_P = y_P = 0, \quad z_P = z_0 + \Delta z \sin(\omega t), \quad \phi = \phi_0, \quad \theta = \psi = 0,$$
 (21)

где Δz – амплитуда колебаний, а остальные обозначения аналогичны приведенным в (20).

В исследовании проанализированы варианты различных комбинаций параметров z_0 и φ_0 . В результате моделирования было установлено, что обеспечить движение платформы 11 исключительно вдоль оси O_1z_1 с сохранением остальных координат неизменными невозможно. Это связано с тем, что согласно проведенному моделированию кривошипы 6 вращаются в разные стороны. Реализовать это в одноподвижном механизме невозможно, т.к. кривошипы 6 должны вращаться исключительно в одном направлении.

При этом углы поворота кривошипов β_i равны для некоторых кинематических цепей, а значения φ_0 влияют на начальную ориентацию кривошипов β_i^0 . При определенном значении z_0 начальные углы поворота кривошипов β_i^0 равны, а при дополнительном условии $\varphi_0 = 0$ получается, что $\beta_i^0 = 0$ для всех кинематических цепей. Рис. 4 отражает данные результаты ($\Delta z = 8$ мм и $\omega = 1.257$ рад/с). Из рис. 4 (диаграммы *1* и *2*) следует, что при $z_0 = 195$ мм и $\varphi_0 = 5^\circ$ в любой момент времени обеспечивается равенство только трех углов – β_1 , β_3 , β_5 ($\beta_1 = \beta_3 = \beta_5$) и β_2 , β_4 , β_6 ($\beta_2 = \beta_4 = \beta_6$). Равенство всех шести углов β_i в данном случае невозможно реализовать. Аналогичная ситуация возникает при $z_0 = 199.6$ мм, $\varphi_0 = 0$ (диаграммы *3* и *4*). Однако в данном случае диаграммы оказываются симметричными, т.е. абсолютные значения углов β_i равны, но кривошипы *6* вращаются в противоположные стороны. Изменить направление вращения некоторых кривошипов *6* можно путем введения в кинематические цепи паразитных зубчатых колес. Таким образом, расхождение в значения углов β_i свидетель-



Puc. 4. Диаграммы изменения углов $β_i$ каждой кинематической цепи гексапода при $z_0 = 195$ мм, $φ_0 = 5^\circ$ (*1* и *2*) и при $z_0 = 199.6$ мм, $φ_0 = 0$ (*3* и *4*).

ствует о невозможности воспроизведения исключительно поступательного движения выходного звена гексапода вдоль оси $O_1 z_1$.

Кроме рассмотренных примеров движения выходного звена относительно вертикальной оси, были также проанализированы возможности воспроизведения иных типов движений, при которых несколько координат являются переменными. Было установлено, что во всех случаях невозможно достичь вращения кривошипов в одну сторону. Это свидетельствует о том, что решение обратной задачи о положениях для определения угла поворота вала двигателя по заданному положению выходного звена не существует. На рис. 5 приведен пример одного из таких случаев, когда исследуется колебательное движение выходного звена вдоль оси $O_1 x_1$ при ненулевых углах его наклона ($\phi \neq 0, \theta \neq 0, \psi \neq 0$). В данном случае диаграммы углов поворота кривошипов β_i (на рис. 5 диаграммы 1-6 соответствуют углам поворота $\beta_1-\beta_6$) значительно отличаются друг от друга, что свидетельствует об отсутствии решения обратной задачи о положениях.

Таким образом, в исследуемом одноподвижном гексаподе невозможно реализовать поступательное смещение выходного звена вдоль какой-либо из осей базовой системы координат. Обязательным условием является вращение кривошипов в одну сторону. Что касается вращения кривошипов при разных начальных углах, то подбирая соотношения геометрических размеров звеньев кинематических цепей механизма, можно добиться того, что расчетный угол *q* поворота вала двигателя согласно формуле (19) будет одинаков для всех кинематических цепей.

4. Преобразование одноподвижного гексапода в шестиподвижный. Представленное решение обратной задачи о положениях имеет важный смысл, например, при следующей постановке. Предположим, что кривошипы не связаны друг с другом через общее ведущее колесо. Очевидно, что такой механизм приобретает дополнительные степени свободы. В частности, на рис. 6 представлена модель такого шестиподвижного механизма. Он включает неподвижную круговую направляющую *1* и платформу *8* (выходное звено), между которыми расположено шесть кинематических цепей, каждая из которых состоит из кривошипа *3* (ведущего звена), сопряженного с приводом *2*, камня *4*, кулисы *5*, каретки *6* и штанги *7*. В данном механизме отсутствуют зубчатые и



Рис. 5. Диаграммы изменения углов β_i каждой кинематической цепи гексапода при смещении выходного звена вдоль оси $O_1 x_1$ при $\phi \neq 0, \theta \neq 0, \psi \neq 0$.



Рис. 6. Сборочная компьютерная модель (виртуальный прототип) шестиподвижного гексапода с круговой направляющей.

ременные передачи, это позволяет в качестве ведущих звеньев использовать кривошипы, имеющие независимые приводы, неподвижно установленные внутри круговой направляющей.

Обратная задача о положениях такого механизма представляется в своем классическом виде, а алгоритм ее решения описывается формулами (1)–(16) и имеет своей це-

лью определение углов поворота кривошипов (β_i) в каждой кинематической цепи. Решения, полученные для частных случаев, приведенных в разделах 3.1 и 3.2, оказываются полностью реализуемыми для шестиподвижного механизма. В отличие от его одноподвижного аналога, появляется возможность независимого поворота кривошипов на углы β_i, которые в каждой кинематической цепи могут быть разными.

5. Заключение. В проведенном исследовании представлено решение обратной задачи о положениях для гексапода с круговой направляющей. В соответствии с полученным аналитическим решением были рассмотрены случаи, при которых выходное звено имеет только вращательное движение вокруг вертикальной оси, а также только поступательное движение с ненулевыми углами наклона выходного звена. Для каждого случая получены функции изменения углов поворота кривошипов, позволяющие сделать вывод о существовании решения обратной задачи. На основе кинематической схемы одноподвижного гексапода разработан его шестиподвижный аналог, в котором каждый из кривошипов является ведущим звеном и имеет независимый привод. Представленный алгоритм решения обратной кинематической задачи позволяет определить углы поворота кривошипов шестиподвижного гексапода при заданных координатах его выходного звена. Проведенное исследование является основой решения дальнейших задач о скоростях и ускорениях гексапода с круговой направляющей.

ФИНАНСИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследование выполнено при поддержке гранта Президента Российской Федерации в соответствии с научным проектом МК-2781.2019.8.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. *Carricato M., Parenti-Castelli V.* On the topological and geometrical synthesis and classification of translational parallel mechanisms. Proceedings of the XI World Congress in Mechanism and Machine Science, 2004. P. 1624.
- 2. *Glazunov V.A., Lastochkin A.B., Shalyukhin K.A. et al.* Analysis and classification of relative manipulation devices // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2009. V. 38. P. 379.
- 3. Antonov A.V., Glazunov V.A., Aleshin A.K., Rashoyan G.V., Laktionova M.M. Kinematic analysis of a parallel structure mechanism for work in extreme environments // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2018. V. 47. № 2. P. 121.
- 4. *St-Onge B.M., Gosselin C.M.* Singularity analysis and representation of the general Gough-Stewart platform // The International Journal of Robotics Research. 2000. V. 19 (3). P. 271.
- 5. Jafari F., McInroy J.E. Orthogonal Gough-Stewart platforms for micromanipulation // IEEE Transactions on Robotics and Automation. 2003. V. 19. № 4. P. 595.
- Ting Y., Chen Y.S., Jar H.C. Modeling and control for a Gough-Stewart platform CNC machine // Journal of Robotic Systems. 2004. V. 21. Is. 11. P. 609.
- 7. *Borras J., Thomas F., Torras C.* Architectural singularities of a class of pentapods // Mechanism and Machine Theory. 2011. V. 46. Is. 8. P. 1107.
- 8. Weck M., Staimer D. Parallel kinematic machine tools. Current state and future potentials // CIRP Annals Manufacturing Technology. 2002. V. 51 (2). P. 671.
- 9. Li Q., Huang Z. Type synthesis of 4-DOF parallel manipulators. Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation. 2003. V. 1. P. 755.
- Arakelian V., Geng J., Fomin A. Minimization of inertial loads in planar parallel structure manipulators by means of optimal control // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2018. V. 47. P. 303.

- Arakelian V.H., Smith M.R. Design of planar 3-DOF 3-RRR reactionless parallel manipulators // Mechatronics. 2008. V. 18. Is. 10. P. 601.
- Laryushkin P., Glazunov V. A new 3-DOF translational parallel manipulator: kinematics, dynamics, workspace analysis. In: Padois V., Bidaud P., Khatib O. (eds) Romansy 19 – Robot Design, Dynamics and Control. CISM International Centre for Mechanical Sciences. 2013. V. 544. P. 11.
- 13. *Huang T., Li M., Li Z., Chetwynd D.G., Whitehouse D.J.* Optimal kinematic design of 2-DOF parallel manipulators with well-shaped workspace bounded by a specified conditioning index. IEEE Transactions on Robotics and Automation, 2004. V. 20. № 3. P. 538.
- Fomin A., Glazunov V., Terekhova A. Development of a Novel Rotary Hexapod with Single Drive. In: Arakelian V., Wenger P. (eds) ROMANSY 22 – Robot Design, Dynamics and Control. CISM International Centre for Mechanical Sciences (Courses and Lectures). 2019. V. 584. P. 141.
- Glazunov V., Kraynev A. Design and Singularity Criteria of Parallel Manipulators. In: Zielinska T., Zielinski C. (eds) Romansy 16. CISM Courses and Lectures. 2006. V. 487. P. 15.

2021, № 3, c. 22-30

надежность, прочность, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УЛК 539.4

УПРОЩЕННЫЙ ВЕРОЯТНОСТНЫЙ МЕТОД ОЦЕНКИ КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАПАСА (БЕЗОПАСНОСТИ) ПО ТРЕЩИНОСТОЙКОСТИ

© 2021 г. Ю. Г. Матвиенко

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия e-mail: vgmatvienko@gmail.com

> Поступила в редакцию 12.10.2020 г. После доработки 21.01.2021 г. Принята к публикации 24.02.2021 г.

Приведены корреляционные зависимости между коэффициентами запаса по пределу текучести и коэффициентами запаса (безопасности) по характеристикам трещиностойкости (вязкости разрушения, диаграммы трещиностойкости, критического *J*-интеграла и раскрытия в вершине трещины). Вычислять вероятностные коэффициенты безопасности при заданной вероятности разрушения предложено посредством вероятностных коэффициентов запаса по пределу текучести, принимая во внимание их взаимосвязь, а также независимость коэффициентов вариации статических механических характеристик от типа предельного состояния. Приведены результаты расчетов вероятностных коэффициентов безопасности применительно к вязкости разрушения и диаграмме трещиностойкости.

Ключевые слова: коэффициенты запаса, вероятность разрушения, двухпараметрическая механика разрушения, трещиностойкость DOI: 10.31857/S0235711921030093

Анализ безопасности элементов машин и конструкций, поврежденных трещиноподобными дефектами, может быть основан как на вероятностных, так и детерминированных подходах. В последнем случае в критериальные уравнения вводятся коэффициенты запаса (безопасности) по трещиностойкости [1–6]. При этом установление допустимых (безопасных) размеров трешиноподобных дефектов основано на моделях и критериях механики разрушения с введением в критериальные уравнения коэффициентов безопасности.

В вероятностном расчете на прочность конструкция считается безопасной, если вероятность разрушения ее ниже приемлемого значения. Безусловно, вероятностный анализ является более сложным и дорогостоящим по сравнению с детерминированным анализом, и в повседневной инженерной практике использовать его не очень удобно. Более того, вероятностная механика разрушения является относительно новой в области конструкционной прочности, и часто имеется недостаточно исходных статистических данных, чтобы привлекать вероятностные подходы и иметь достаточную уверенность в обоснованности результатов расчетов при принятии решений об эксплуатации критически важных объектов, поврежденных трещиноподобными дефектами. Вместе с тем, даже в случаях использования чисто детерминированного подхода, вероятностный анализ имеет особое значение, поскольку позволяет количественно оценить фактические коэффициенты безопасности. Вероятностные оценки являются полезным подспорьем для принятия решений при анализе разрушений и безопасности, проектировании и разработке стратегий технического обслуживания,

23

инспекций и ремонта [7]. Как только статистические неопределенности исходных расчетных данных идентифицированы, можно оценить вероятность разрушения или безопасность конструкции. Таким образом, для прогнозирования коэффициентов безопасности (запаса) с целью обеспечения конструкционной прочности вместо эмпирически определенных или традиционно назначаемых коэффициентов безопасности (запаса) можно использовать объективные оценки, основанные на вероятностном анализе исходных статистических расчетных данных [8]. Основные принципы вероятностного подхода в оценке конструкционной прочности достаточно подробно изложены в работах [7–15].

В настоящей статье предложены основные принципы вероятностного подхода к оценке коэффициентов безопасности (запаса по трещиностойкости) с помощью упрощенного подхода на основе критериальных подходов механики разрушения с использованием вязкости разрушения и обобщенной диаграммы трещиностойкости. Вероятностные коэффициенты безопасности предлагается вычислять посредством вероятностных коэффициентов запаса по пределу текучести, принимая во внимание их взаимосвязь.

Принципы оценки вероятностных коэффициентов безопасности по предельным характеристикам. Обозначим сопротивление разрушению термином R независимо от вида предельного состояния или разрушения, а приложенную внешнюю нагрузку (или напряжение) обозначим L. В этом случае коэффициент безопасности для любого вида предельного состояния принимает вид

$$n = \frac{R}{L}.$$
 (1)

Параметры L и R следует рассматривать как случайные параметры из-за неопределенности в исходных переменных по приложенным нагрузкам и свойствам материала. Для оценки вероятности разрушения используют методы надежности посредством введения в рассмотрение показателя надежности β_f , который определяют как

$$\beta_f = \frac{\mu_R - \mu_L}{\sqrt{s_R^2 + s_L^2}}.$$
(2)

В этом уравнении предполагается, что внешняя нагрузка L и сопротивление разрушению R описываются случайными независимыми нормальными распределениями с соответствующими средними значениями μ_L , μ_R и стандартными отклонениями s_L и s_R , соответственно.

Соотношение (2) можно переписать с учетом коэффициента запаса *n* по характеристике сопротивления материала разрушению, коэффициентов вариации нагрузки $v_L = s_L/\mu_L$ и сопротивления материала разрушению $v_R = s_R/\mu_R$

$$\beta_f = \frac{n-1}{\sqrt{n^2 v_R^2 + v_L^2}}.$$
(3)

В этом случае вероятность достижения предельного состояния (или разрушения) можно определить соотношением

$$P_f = 1 - \Phi(\beta_f), \tag{4}$$

где Φ — функция нормированного нормального распределения. Табулированные значения вероятностей Φ в функции показателей надежности β_f приведены в монографии [10]. Если все переменные имеют ненормальные распределения, для преобразования их в эквивалентные нормальные распределения можно использовать соответствующий алгоритм [13].

Если элемент конструкции не имеет трещиноподобных дефектов, приложенные напряжения сравниваются с предельными напряжениями: предел текучести или временное сопротивление материала. При превышении предельными напряжениями приложенных напряжений элемент конструкции считается безопасным. Определение области безопасных (допустимых) состояний конструкции может быть основано на допустимом напряжении, полученном заранее посредством прочностных расчетов, основанных, например, на определенной теории прочности. Предположим, что допустимые напряжения согласно [3] не должны превышать напряжений σ_T/n_T , где σ_T – предел текучести материала, n_T – коэффициент запаса по пределу текучести.

Для оценки вероятности достижения предельного состояния на основе распределения предела текучести показатель надежности β_f можно переписать в виде

$$\beta_f = \frac{n_T - 1}{\sqrt{n_T^2 v_T^2 + v_L^2}}.$$
(5)

Здесь коэффициент вариации предела текучести обозначен как v_T.

Если элемент конструкции содержит трещиноподобные дефекты, для анализа безопасности необходимо привлекать подходы механики разрушения. В этом случае необходимо сравнивать приложенные параметры механики разрушения с вязкостью разрушения в терминах коэффициента интенсивности напряжений, *J*-интеграла, раскрытия в вершине трещины, диаграммы трещиностойкости и др.

Корреляционные зависимости между коэффициентами запаса по пределу текучести и коэффициентами безопасности по трещиностойкости. Прогнозирование допустимых (безопасных) размеров трещиноподобных дефектов в поврежденной конструкции достигается введением в критериальные уравнения механики разрушения коэффициентов безопасности, уменьшающих критериальные характеристики механики разрушения (трещиностойкости), и тем самым, уменьшая размер критического дефекта a_c до безопасного размера [a] при фиксированном расчетном напряжении (нагрузке) σ_p , равном

$$\sigma_p \le [\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T}.$$
(6)

Здесь n_T – коэффициент запаса по пределу текучести; [σ] – допустимое приложенное напряжение.

Например, в случае концепции диаграммы трещиностойкости, допустимое (или расчетное) напряжение оказывается связанным с безопасным размером дефекта уравнением вида [3, 4, 16]

$$K_{I} \leq \frac{K_{\text{mat}}}{m_{FAD}} \sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_{p}}{\sigma_{0}}\right)^{2}},\tag{7}$$

которое позволяет установить область безопасных состояний конструкции на диаграмме трещиностойкости. Здесь m_{FAD} – коэффициент безопасности (запаса по трещиностойкости); K_{mat} – вязкость разрушения; K_I – приложенный коэффициент интенсивности напряжений. В формуле (7) локальная прочность материала у вершины трещины с учетом коэффициента запаса по пределу текучести имеет вид

$$\frac{\sigma_0}{\sigma_T} = -\frac{\beta}{2n_T} + \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{\beta}{n_T}\right)^2} - \frac{\left(1 + \nu^2 - \nu\right) (\beta/n_T)^2 - 1}{\left(1 - 2\nu\right)^2},$$
(8)

в условиях плоской деформации и

$$\frac{\sigma_0}{\sigma_T} = -\frac{\beta}{2n_T} + \sqrt{1 - \frac{3}{4} \left(\frac{\beta}{n_T}\right)^2},\tag{9}$$

в условиях плоского напряженного состояния. Здесь $v - коэффициент Пуассона. В критериальном уравнении (7) обобщенной диаграммы трещиностойкости степень стеснения деформаций у вершины трещины представлена параметром локальной двухосности напряжений <math>\beta = T/\sigma_p$, основанном на учете несингулярной составляющей (*T*-напряжения) в распределении напряжений у вершины трещины, введенной в формулу для локальной прочности. Параметр двухосности β является функцией относительной длины трещины, геометрии тела и схемы нагружения. Этот параметр табулирован, а также представлен в виде графиков для тел разной геометрии и схемы нагружения [3].

Коэффициент безопасности для конструкции с трещиноподобным дефектом можно определить [1, 3], потребовав, чтобы при наличии дефекта безопасных размеров разрушающее напряжение было не меньше предела текучести σ_T , что соответствует нехрупкому разрушению конструкции. Полученное значение коэффициента безопасности дает обоснованный ориентир для выбора коэффициента безопасности в рамках рассматриваемой концепции механики разрушения. В рамках концепции диаграммы трещиностойкости коэффициент безопасности m_{FAD} можно определить по формуле [3, 4, 16]

$$m_{FAD} = n_T \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_T / n_T}{\sigma_0}\right)^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{\sigma_T}{\sigma_0}\right)^2}}.$$
(10)

Расчет коэффициента безопасности m_{FAD} по формуле (10) с учетом выражений (8) и (9) позволяет установить функциональную зависимость m_{FAD} от коэффициента запаса по пределу текучести n_T . Эта зависимость для плоского напряженного состояния и плоской деформации представлена на рис. 1.

Аппроксимация полученных результатов дает следующее:

$$m_{FAD} = 1.44 n_T^{1.34} \tag{11}$$

для плоского напряженного состояния и

$$m_{FAD} = -0.064 + 1.1n_T \tag{12}$$

для плоской деформации. Таким образом, в первом приближении для случая плоской деформации можно принять

$$m_{FAD} \approx n_T,$$
 (13)

что соответствует рекомендациям [6].

Расчетные формулы коэффициентов безопасности в значительной степени зависят от принятой модели разрушения твердого тела и критерия механики разрушения.

Приведем коэффициенты безопасности для наиболее используемых концепций механики разрушения [3, 4]:

• концепция коэффициента интенсивности напряжений К₁

$$m_K = n_T, \tag{14}$$



Рис. 1. Зависимость коэффициента безопасности *m_{FAD}* от коэффициента запаса по пределу текучести *n_T* для трещины: *I* – плоское напряженное состояние; *2* – плоская деформация.

• концепция Ј-интеграла

$$m_J = (n_T)^{1+n},$$
 (15)

• концепция раскрытия в вершине трещины

$$m_{\delta} = \frac{\ln \sec \frac{\pi \, \sigma_T}{2 \, \sigma_0}}{\ln \sec \frac{\pi \, \sigma_T}{2 \, (n_T) \, \sigma_0}}.$$
(16)

Здесь n — показатель деформационного упрочнения в зависимости Рамберга—Осгуда.

Оценка вероятностных коэффициентов безопасности. Для вероятностной оценки разрушения по критериям механики разрушения необходимо полное знание соответствующих видов достижения предельного состояния и распределений исходных переменных по условиям нагружения, а также статистических характеристик трещиностойкости материала. На самом деле эти требования обычно не могут быть выполнены в полном объеме. В этом случае можно использовать различные упрощающие допущения и приближения для того, чтобы вероятностный анализ был реализуемым [7]. В рамках вероятностных подходов механики разрушения это достигается, во-первых, тем, что оценка вероятности разрушения основывается на распределении вязкости разрушения, но предполагает фиксированное значение предела текучести, равное среднему его значению. Во-вторых, оценка вероятности разрушения основывается на распределении предела текучести, но предполагает фиксированное значение вязкости разрушения, равное средней ее значения. В этом случае, предполагается, что вероятность разрушения можно оценить как сумму этих двух вероятностей. Несмотря на свою простоту, этот упрощенный подход оказался достаточно точным, и ошибка в вероятности разрушения по сравнению с полной вероятностной методологией вряд ли превысит порядок величины. Такие ошибки считаются относительно несущественными, если первоначально требуется оценить только порядок вероятности разрушения [7].

В рамках механики разрушения рассмотрим альтернативный упрощенный метод прогнозирования коэффициентов безопасности, соответствующих заданной вероят-

ности разрушения. Достаточно обоснованно можно предположить, что коэффициенты вариации $v_R = s_R/\mu_R$ статических механических характеристик не зависят от типа предельного состояния. Также будем полагать, что приложенная нагрузка описывается некоторым случайным распределением независимо от типа предельного состояния, достигаемого конструкцией. Это означает, что коэффициент запаса по пределу текучести, определенный с использованием вероятностных подходов, можно привлечь для оценки коэффициентов безопасности, соответствующим той же заданной вероятности разрушения, в терминах механики разрушения с учетом взаимосвязи коэффициента запаса по пределу текучести и коэффициентов безопасности (запаса по трещиностойкости) в детерминированной постановке [4, 16].

Коэффициент запаса по пределу текучести можно рассчить с помощью заданной вероятности разрушения (4) и показателя надежности β_f (5) с учетом известных коэффициентов вариации v_T и v_L . В этом случае коэффициенты безопасности по характеристикам трещиностойкости, рассчитанные в рамках предлагаемого упрощенного метода, можно рассматривать как вероятностные коэффициенты безопасности, соответствующие вероятности разрушения, принятой в расчете коэффициента запаса по пределу текучести. Такой подход позволяет избежать более сложного и дорогостоящего вероятностного анализа разрушения на основе распределения характеристик механики разрушения.

Вероятностные коэффициенты безопасности в механике разрушения. В рамках упрощенного метода оценки вероятностных коэффициентов безопасности предположим, что коэффициенты вариации $v_R = s_R/\mu_R$ статических механических характеристик не зависят от типа предельного состояния. Коэффициент запаса по пределу текучести n_T можно вычислить посредством заданной вероятности достижения предельного состояния P_f (4) и показателя надежности β_f (5) по репрезентативным комбинациям коэффициентов вариации предела текучести и приложенных напряжений. Учитывая наличие связи между коэффициентами безопасности в терминах диаграмм трещиностойкости m_{FAD} и коэффициентами запаса по пределу текучести n_T в виде соотношений (11) и (13), можно определить коэффициенты безопасности m_{FAD} для заданной вероятности разрушения. Этот подход позволяет построить зависимость вероятностного коэффициентов запаса по пределу текучести разрушения, учитывая связь коэффициентов запаса по пределу текучести с коэффициентами безопасности.

Для случая плоской деформации коэффициенты безопасности m_{FAD} и запаса по пределу текучести n_T равны. Влияние вероятности разрушения P_f на коэффициент безопасности m_{FAD} в терминах диаграммы трещиностойкости представлено на рис. 2 для репрезентативных комбинаций коэффициентов вариации и условий плоской деформации.

Как и следовало ожидать, коэффициент безопасности m_{FAD} зависит от вероятности разрушения, которая определяется используемыми исходными данными, а, именно, показателями однородности и качества материала (v_R), а также стабильностью условий нагружения (v_L). Кроме того, снижение вероятности разрушения приводит к росту коэффициента безопасности m_{FAD} . Из рис. 2 также следует, что повышение неопределенности в условиях нагружения (увеличение v_L) и ухудшение качества материала (увеличение v_R) приводит к росту коэффициента безопасности m_{FAD} для заданных вероятностей разрушения.

Следует отметить равенство коэффициентов безопасности в терминах вязкости разрушения $m_K(14)$ и диаграмм трещиностойкости m_{FAD} в случае плоской деформации (13).



Рис. 2. Влияние вероятности разрушения P_f на коэффициент безопасности m_{FAD} для репрезентативных комбинаций коэффициентов вариации (плоская деформация) $(1 - v_L = 0.1; 2 - v_L = 0.2; 3 - v_L = 0.3)$: (a) – $v_R = 0.1;$ (b) – $v_R = 0.2;$ (b) – $v_R = 0.3$.

Сопоставим значения вероятностных коэффициентов безопасности m_K , рассчитанных по предложенному упрощенному методу, с коэффициентами безопасности m_K , рекомендованными API 579 [17]. Из табл. 1 видно, что расчетные коэффициенты безопасности по вязкости разрушения коррелируют с коэффициентами безопасности m_K , рекомендованными API 579, особенно в случае коэффициентов вариации $v_L < 0.3$.

В отличие от условий плоской деформации вероятностный коэффициент безопасности m_{FAD} для случая плоского напряженного состояния рассчитывают посредством формулы (11) по вероятностному коэффициенту запаса по пределу текучести. Результаты расчета вероятностного коэффициента безопасности для случая плоского напряженного состояния, по вышеописанному упрощенному методу приведены в табл. 2.

Вероятностные коэффициенты безопасности m_{FAD} также увеличиваются со снижением вероятности разрушения. Рост неопределенностей в условиях нагружения (увеличение коэффициентов вариации v_L) приводит к увеличению вероятностного коэффициента безопасности m_{FAD} .

 m_K Вероятность Коэффициент API 579 [17] Упрощенный разрушения P_f вариации VL Короткие Ллинные метод трещины трещины 2.3×10^{-2} 0.1 1.33 1.43 1.33 0.2 1.54 1.50 1.43 0.3 1.69 1.43 1.67 1.58 10^{-3} 0.1 1.43 1.67 0.2 1.84 1.82 1.43 0.3 2.14 2.0 1.43 10^{-6} 0.1 2.11 2.0 2.0

Таблица 1. Сопоставление расчетных коэффициентов безопасности по вязкости разрушения с коэффициентами безопасности m_K , рекомендованными API 579 для различных значений вероятности разрушения и репрезентативных коэффициентов вариации v_L ($v_R = 0.1$)

Таблица 2. Расчетные значения коэффициента безопасности m_{FAD} для различных значений вероятности разрушения и репрезентативных коэффициентов вариации v_L ($v_R = 0.1$): плоское напряженное состояние

2.53

3.02

2.0

2.0

0.2

0.3

Вероятность разрушения <i>P</i> _f	Коэффициент вариации <i>v_L</i>	n _T	m _{FAD}
2.3×10^{-2}	0.1	1.33	2.11
	0.2	1.50	2.48
	0.3	1.69	2.91
10 ⁻³	0.1	1.58	2.66
	0.2	1.84	3.26
	0.3	2.14	3.99

Оптимальные коэффициенты безопасности можно оценить исходя из целевых показателей надежности, соответствующих рекомендованной вероятности разрушения [18, 19]. Например, если отсутствует риск гибели людей, рекомендуемая вероятность разрушения равна $P_f = 10^{-4}$, в противном случае вероятность разрушения принимают на 10^{-6} .

Выводы. Предложен упрощенный метод оценки вероятностных коэффициентов безопасности в механике разрушения. Основу метода составляют корреляционные зависимости между коэффициентами запаса по пределу текучести и коэффициентами запаса (безопасности) по характеристикам трещиностойкости. При этом коэффициенты безопасности, соответствующие заданной вероятности разрушения, предложено вычислять посредством вероятностных коэффициентов запаса по пределу текучести, принимая во внимание их взаимосвязь, а также независимость коэффициентов вариации статических механических характеристик от типа предельного состояния. Расчет вероятностных коэффициентов запаса по вязкости разрушения и диаграмме трещиностойкости. Расчетные коэф-

1.82

1.67

фициенты запаса по вязкости разрушения коррелируют с коэффициентами запаса, рекомендованными стандартом API 579. Таким образом, для обеспечения конструкционной прочности вместо традиционно назначаемых коэффициентов безопасности (запаса) по трещиностойкости можно использовать объективные оценки, основанные на вероятностном анализе исходных статистических данных по пределу текучести, не проводя при этом испытаний на трещиностойкость.

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда (проект № 18-19-00351).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Партон В.З., Морозов Е.М. Механика упругопластического разрушения. М.: Наука, 1985. 503 с.
- 2. *Махутов Н.А*. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. М.: Машиностроение, 1981. 272 с.
- 3. Матвиенко Ю.Г. Модели и критерии механики разрушения. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. 328 с.
- 4. Матвиенко Ю.Г. Двухпараметрическая механика разрушения. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2020. 208 с.
- Brickstad B., Bergman M., Andersson P., Dahlberg L., Sattari-Far I., Nilsson F. Procedures used in Sweden for safety assessment of components with cracks // Int. J. Pres. Ves. Pip. 2000. V. 77. P. 877.
- Безопасность России. Функционирование и развитие сложных народнохозяйственных, технических, энергетических, транспортных систем, систем связи и коммуникаций. М.: МГФ "Знание", 1998. Т. 1. 444 с. Т. 2. 410 с.
- 7. Wilson R. A comparison of the simplified probabilistic method in R6 with the partial safety factor approach // Eng. Fail. Anal. 2007. V. 14. P. 489.
- Roos E., Wackenhut G., Lammert R., Schuler X. Probabilistic safety assessment of components // Int. J. Pres. Ves. Pip. 2011. V. 88. P. 19.
- 9. *Burdekin F.M.* General principles of the use of safety factors in design and assessment // Eng. Fail. Anal. 2007. V. 14. P. 420.
- 10. Капур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем. М.: Мир, 1980. 604 с.
- 11. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций. М.: Машиностроение, 1990. 448 с.
- 12. *Citarella R., Apicella A.* Advanced Design Concepts and Maintenance by Integrated Risk Evaluation for Aerostructures // Struct. Control Hlth. 2006. V. 2. P. 183.
- 13. *Haldar A., Mahadevan S.* Probability, reliability and statistical methods in engineering design, New York: Wiley, 2000.
- 14. *Sprung I.* Invariance of safety factor in probabilistic fracture mechanics analysis // Int. J. Pres. Ves. Pip. 2003. V. 80. P. 367.
- Sandvik A., Ostby E., Thaulow C. Probabilistic fracture assessment of surface cracked pipes using strain-based approach // Eng. Fract. Mech. 2006. V. 73. P. 1491.
- 16. *Matvienko Yu.G.* The simplified approach for estimating probabilistic safety factors in fracture mechanics // Eng. Fail. Anal. 2020. V. 117. Article 104814.
- 17. API 579-1/ASME FFS-1, Fitness-For-Service, American Petroleum Institute, 2007.
- BS 7910:2013+A1:2015, Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures, BSI Standards Limited, London, 2015.
- 19. Procedure for Safety Assessment of Components with Defects Handbook Edition 5, Kiwa Inspecta Technology AB, Stockholm, 2018.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.793

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОТЕРМИЧЕСКОГО НАПЫЛЕНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ СЦЕПЛЕНИЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ СТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ

© 2021 г. А. А. Ковалев^{1,*}, А. С. Краско^{1,**}

¹ Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, Москва, Россия

*e-mail: kovalevarta@gmail.com **e-mail: krasko as@mail.ru

Поступила в редакцию 07.12.2020 г. Принята к публикации 24.02.2021 г.

В статье рассматриваются влияния основных параметров газотермического напыления на прочность сцепления покрытия с поверхностью основы. На этапах нагрева, ускорения, переноса и контакта частиц раскрываются взаимосвязи параметров процесса напыления и факторов, определяющих прочность сцепления напыляемого материала с поверхностью основы. Формализованы зависимости прочности сцепления от технологических параметров и режимов напыления на операциях нанесения и механической обработки функциональных стойких покрытий.

Ключевые слова: функциональные стойкие покрытия, газотермическое напыление, прочность сцепления, адгезия, технологические режимы, технологический процесс, направленное формирование показателей качества

DOI: 10.31857/S0235711921030081

В настоящее время возрастает актуальность проблемы обеспечения заданных эксплуатационных свойств изделий современного машиностроения, работающих в условиях многофакторных воздействий. В процессе эксплуатации такие изделия подвержены значительным тепловым и силовым факторам, а также интенсивному изнашиванию. Рассматривая условия работы ответственных изделий авиа- и двигателестроения (сопла, лопатки, валы, корпуса камер сгорания, детали гидравлики и газотурбинных двигателей), нефтегазовой промышленности (детали установок погружных электроцентробежных насосов, детали различных уплотнений, запорной арматуры) можно выделить основные виды изнашивания их поверхностей: абразивное, гидроабразивное, гидроэрозионное, коррозионное и усталостное изнашивание.

Повышение требований к износостойкости рассматриваемых изделий приводит к усложнению их конструкции и применению труднообрабатываемых материалов высокой стоимости. С целью сокращения производственных затрат целесообразно применение ресурсосберегающих технологий, базирующихся на рациональном использовании и наилучшем сочетании ресурсов производства.

К таким технологиям относится нанесение функциональных покрытий для обеспечения заданных показателей качества поверхностей деталей. Наиболее перспективным методом нанесения функциональных стойких покрытий в условиях современного мелкосерийного производства является газотермическое напыление и, в особенности, его разновидность, плазменное напыление [1, 2]. Однако получение заданных эксплуатационных свойств рассматриваемых деталей усложняется отсутствием обобщенных достоверных данных по нанесению стойких покрытий и недостатком времени на отработку технологии в условиях мелкосерийного производства.

Стабильности получаемых эксплуатационных свойств можно достигнуть за счет направленного формирования показателей качества изделий в процессе их изготовления [3–5]. На основании анализа работ [6–22] в случае применения газотермических покрытий одним из определяющих и комплексных показателей качества предлагается рассмотреть прочность сцепления покрытия с основой σ_s . Поэтому задача исследования влияния параметров газотермического напыления на прочность сцепления функциональных стойких покрытий является актуальной.

На основании работ [3–5] сформулируем определение термина "направленное формирование эксплуатационных свойств изделий" — стратегия разработки технологического процесса (операции), направленная на достижение заданных свойств изделий с максимальной производительностью и минимальными затратами, посредством учета взаимосвязей формируемых показателей качества с параметрами процесса обработки.

Формирование множества значений показателей качества на *j*-й операции (этапе) технологического процесса, согласно теории наследственности, представляют уравнением [3]

$$\{P_i\}_j = \{S_i\}_j \{P_i\}_{j-1} + \sum_l \{k_{il}\}_j \{P_u\}_l,$$
(1)

где $\{P_i\}_j, \{P_i\}_{j-1}$ — множества значений показателей качества, характеризующее состояние детали после выполнения технологических операций (этапов) *j* и (*j* – 1); *i* = 1, ..., *n*; $\{S_i\}_j$ — множество коэффициентов трансформации, определяющих изменение показателей качества детали вследствие прямого технологического воздействия на *j*-м этапе (уровень операции или этапа); $\{k_{il}\}_j$ — множество коэффициентов, характеризующих влияние показателей качества, формируемых на предыдущих этапах (операциях) технологического процесса, $1 \le l \le (j-1)$; $\{P_u\}_l$ — множество *u*-х показателей качества, сформированных на *l*-м этапе технологического процесса и оказывающих влияние на *i*-й показатель качества на *j*-м этапе.

Основной задачей при исследовании закономерностей направленного формирования показателей качества является определение коэффициентов трансформации, которые позволяют установить значение изменений свойств изделий в ходе технологического процесса.

Коэффициент трансформации зависит от технологических режимов, условий реализации метода воздействия (обработки) и случайных воздействий

$$(S_i)_j = f \Big[\{ Z_i \}_j, \{ K_2 \}_j, \{ K_3 \}_j \Big],$$
(2)

где $\{Z\}_j$ — множество технологических параметров и режимов *j*-го этапа технологического процесса; $\{K_2\}_j$ — условия реализации метода воздействия (обработки) *j*-го этапа технологического процесса; $\{K_3\}_j$ — воздействия случайного характера *j*-го этапа технологического процесса.

Для вновь создаваемого показателя качества зависимость (1) с учетом (2) следует записывать в функциональном виде

$$(P_i)_j = f\left[(P_i)_{j-1}, \{P_u\}_l, \{Z\}_j, \{K_2\}_j, \{K_3\}_j\right],$$

$$i = 1, ..., n, \quad u = 1, ..., (n-1), \quad 1 \le l \le (j-1),$$
(3)

где $(P_i)_j - i$ -й показатель качества, формируемый на *j*-м этапе технологического процесса; $(P_i)_{j-1} - i$ -й показатель качества, полученный на предыдущей операции (этапе) технологического процесса; *n* – число показателей качества. Для реализации стратегии направленного формирования показателей качества изделия необходимо определить, какие технологические параметры и режимы $\{Z\}_j$ являются основными факторами и должны учитываться одновременно в зависимостях (1) и (2) или только в (3).

Адгезия покрытия с основой или когезия слоя покрытия с промежуточными слоями определяются механической и химической связями, которые зависят от температуры Θ_c , давления p_c , времени контакта τ_c частиц с поверхностью напыления, а также показателями качества поверхности основы P_b [8, 15, 19, 20]. Помимо этого, указанные параметры влияют на остаточные напряжения, возникающие в покрытии $\sigma_{r.c}$ [8]. Таким образом, прочность сцепления можно представить соотношением

$$\sigma_s(\sigma_a,\sigma_k,\sigma_{r,c}) \approx f(\Theta_c,p_c,\tau_c,P_b),$$

где σ_a – прочность адгезии покрытия с основой, МПа; σ_k – когезионная прочность, МПа; $\sigma_{r.c}$ – остаточные напряжения первого рода в покрытии, МПа; Θ_c – температура контакта частицы с поверхностью напыления, К; p_c – давление на контакте частицы с поверхностью напыления, К; p_c – давление на контакте частицы с поверхностью напыления, С; P_b – показатели качества поверхности основы.

Температура контакта частиц с поверхностью напыления зависит от этапов нагрева, ускорения и переноса частиц (рис. 1) и ее можно представить выражением

$$\Theta_c = \Theta_{p.c} + \Theta_e + \Theta_b = \Theta_{p.h} - \Delta\Theta_{p.f} + \Theta_e + \Theta_b,$$

где $\Theta_{p,c}$ – температура частиц в момент контакта с поверхностью напыления, К; $\Theta_{p,h}$ – температура частиц на выходе из зоны нагрева, К; $\Delta \Theta_{p,f}$ – разность температуры частиц на выходе из зоны нагрева и температуры частиц в момент контакта с поверхностью напыления, К; Θ_e – температура, возникающая на контакте, вызванная переходом кинетической энергии частиц в тепловую, К; Θ_b – температура поверхности напыления, К.

Анализ процесса газотермического напыления в работах [7–12, 17, 18] позволяет сделать вывод о том, что температура $\Theta_{p,h}$ зависит от интенсивности нагрева и времени нахождения частиц в зоне нагрева, а также от эффективного коэффициента полезного действия (КПД) нагрева частиц

$$\begin{split} \Theta_{p,h} &\approx f(i_{1},\tau_{1},\eta_{e}), \quad i_{1} \approx f(\Theta_{h},\alpha_{\Theta},v_{j,h},s,K_{m}), \\ \Theta_{h} &\approx f(N_{q},K_{h},K_{g},G_{g},G_{m}), \quad v_{j,h} \approx f(G_{g},K_{g},K_{n}), \\ \tau_{1} &= l_{h} / v_{p,h}, \quad l_{h} \approx f(K_{g},l_{a}), \quad v_{p,h} \approx f(v_{j,h}), \\ l_{a} &\approx f(N_{q},G_{g},K_{g}), \quad \eta_{e} = \Delta H_{p} / N_{q}, \quad N_{q} = \eta_{s}N_{s}, \end{split}$$

где i_1 – интенсивность нагрева частиц на участке нагрева, К/с; τ_1 – время нахождения частиц на участке нагрева, с; η_e – эффективный КПД нагрева частиц, $\eta_e = 0.05-0.9$ [8]; Θ_h – температура среды на участке нагрева, К; α_{Θ} – коэффициент теплоотдачи горючего газа, Вт/(M^2 K); $v_{j,h}$ – средняя скорость струи на участке нагрева, м/с; s – характерный размер частиц, мкм; K_m – химический состав и теплофизические свойства материала напыляемых частиц; N_q – тепловая мощность источника нагрева, кВт; K_h – тип и характеристика источника нагрева; G_g – скорость подачи (расход) распыляющего газа, л/мин; G_m – скорость подачи (расход) распыляемого материала, кГ/мин; η_s – коэффициент полезного действия распылителя, $\eta_s = 0.3-0.9$ [7]; N_s – мощность, подводимая к распылителю, кВт; ΔH_p – энтальпия частиц распыляемого материала, Дж; K_g – теплофизические свойства распыляющего (горючего) газа; K_n – конструктивные параметры зоны ускорения (сопла), к которым относится диаметр d и длина l сопла, а также его профиль P_n ; l_h – средний путь частиц на участке нагрева, м; $v_{p,h}$ – средняя



Рис. 1. Изменение температуры (Θ_p) и скорости (v_p) частиц напыляемого материала от времени (τ): *I* – зона нагрева, диспергирования и ускорения частиц напыляемого материла (распылитель); *2* – активный участок струи; *3* – основной участок струи; *4* – формируемое газотермическое покрытие; *5* – поверхность основы; *a* – кривые роста температуры и скорости частиц при осевой подаче распыляемого материала; *b* – кривые роста температуры и скорости частиц при радиальной подаче распыляемого материала за срезом сопла.

скорость частиц на участке нагрева, м/с; l_a – средняя длина начального (активного) участка струи, мм.

На основании анализа параметров процесса напыления в работах [7–9, 11, 22], разность температуры частиц на выходе из зоны нагрева и температуры частиц в момент контакта с поверхностью напыления ($\Delta \Theta_{p,f}$) зависит от интенсивности и времени охлаждения частиц, находящейся в основном участке струи

$$\begin{split} \Delta \Theta_{p,f} &\approx f(i_2, \tau_2), \quad i_2 \approx f(\Theta_j, v_p, F, K_m, K_j), \\ \Theta_j &\approx f(N_q, G_g, K_j), \quad K_j \approx f(K_g, K_a), \\ v_p &\approx f(v_j), \quad \tau_2 = (L - l_a) / v_p, \quad v_j \approx f(v_{p,h}, K_j, L, K_a), \end{split}$$

где i_1 – интенсивность охлаждения частиц на основном участке струи, К/с; τ_2 – время охлаждения частиц на основном участке струи, с; Θ_j – средняя температура основного участка струи, К; v_p – средняя скорость частиц в основном участке струи, м/с; F – средняя площадь поверхности частицы, мм²; K_j – теплофизические свойства струи; K_a – свойства окружающей среды (атмосферы); v_j – средняя скорость струи на основном участке, м/с; L – дистанция напыления, мм.

С учетом взаимосвязей параметров процесса напыления, рассмотренных в работах [9, 14, 17], температура, возникающая на контакте и вызванная переходом кинетической энергии частицы в тепловую (Θ_{ρ}) зависит от

$$\Theta_e \approx f(E_k, \Delta H_p), \quad E_k = \left(m \cdot v_{p,c}^2\right)/2$$
$$v_{p,c} = v_{p,h} - \Delta v_p, \quad \Delta v_p = f\left(v_p\right),$$

где E_k — кинетическая энергия частицы в струе, Дж; m — средняя масса частицы, г; $v_{p,c}$ — скорость частицы в момент контакта с поверхностью напыления, м/с; Δv_p — разность скорости частицы на выходе из зоны ускорения и скорости частицы в момент контакта с поверхностью напыления, м/с.

Давление на контакте частицы с поверхностью напыления p_c состоит из двух составляющих, ударного и напорного давления [8, 15]

$$p_c = p_s + p_h, \quad p_s = \mu/(2\rho v_s v_{p,c}), \quad p_h = \rho_p v_{p,c}^2,$$

где p_s – ударное давление, МПа; p_h – напорное давление, МПа; μ – коэффициент жесткости частицы; ρ – плотность жидкости (частицы), г/см³; v_s – скорость звука в жидкости (частицы), м/с; ρ_p – плотность материала частицы, г/см³.

Представив связь рассмотренных факторов в виде схемы (рис. 2), можно выделить наиболее важные факторы, влияющие на температуру и давление на контакте частиц с поверхностью напыления. Схема разбита на четыре блока. В первые три блока объединены управляемые параметры процесса напыления покрытия, в четвертом блоке – управляющие параметры. Блок 1 – технологические параметры зоны нагрева, диспергирования и ускорения частиц напыляемого материала. Блок 2 – технологические параметры зоны переноса частиц до поверхности напыления (струя). Блок 3 – параметры зоны контакта частиц с поверхностью основы. Блок 4 – технологические параметры и режимы газотермического напыления покрытия.

Исключив промежуточные зависимости, получим, что на температуру и давление контакта частиц с поверхностью напыления оказывают прямое воздействие следующие технологические параметры и режимы:

$$\begin{split} \Theta_c &\approx f\left(\eta_s N_s, K_h, K_n, G_m, K_m, s, m, F, \Delta H_p, G_g, K_g, \alpha_\Theta, K_a, K_j, L, \Theta_b\right);\\ p_c &\approx f\left(\mu, \rho, v_s, G_g, K_g, K_n, K_j, L, K_a, \rho_p\right). \end{split}$$

Рассмотренные основные параметры и режимы напыления можно объединить в пять групп:

1. Параметры поверхности напыления, Θ_b ;

2. Параметры напыляемого материала:

2.1. Размерно-массовые параметры напыляемого материала: s, F, m;

2.2. Химический состав и теплофизические свойства материала напыляемых частиц (K_m) : ΔH_p , μ , ρ , v_s , ρ_p ;

3. Конструктивные параметры зоны нагрева и сопла:

3.1. Тип и характеристики зоны нагрева (K_h): N_q , η_s ;

3.2. Конструктивные параметры зоны ускорения (K_n) : *d*, *l*, *P_n*;

4. Параметры горючего газа, струи и атмосферы: $K_i, K_a, K_g, \alpha_{\Theta};$

5. Технологические режимы напыления: N_s, G_g, G_m, L .

Время контакта частицы с поверхностью напыления τ_c составляет порядка $10^{-5}-10^{-9}$ с [7, 8]. Это означает, что τ_c можно принять как константу и считать, что контакт происходит мгновенно.

Под характерным размером частицы *s* примем наименьший линейный размер, на который необходимо прогреть частицу. Для частиц различных видов характерные размеры показаны на рис. 3.

В качестве напыляемого материала применяются порошки в виде частиц сферической формы, а также прутки и стержни, диспергируемые в процессе напыления в виде частиц (рис. 3а), при этом s = D/2, где D – диаметр частицы. При напылении тугоплавких материалов используются плакированные порошки в виде частиц, состоящих из "ядра" тугоплавкого материала 1 и "оболочки" легкоплавкого материала 2 (рис. 3б), а



Рис. 2. Схема влияния технологических параметров и режимов газотермического напыления на прочность сцепления покрытия с поверхностью основы: *1* – параметры зоны нагрева, диспергирования и ускорения частиц напыляемого материала; *2* – параметры зоны переноса частиц до поверхности напыления (струя); *3* – параметры зоны контакта частиц с поверхностью основы; *4* – управляющие параметры напыления по-крытия.

также порошки, состоящие из частиц в виде пластинок (рис. 3в). В случае плакированных частиц s = (D - d)/2, где d – диаметр ядра частицы, и для частиц в виде пластинок s = H/2, где H – толщина пластинки.

Операции изготовления деталей с газотермическими покрытиями можно разделить на три этапа: 1) подготовка поверхности основы под напыление (очистка и активация); 2) напыление покрытия; 3) обработка покрытия (изменение свойств, в частности, термообработка, механическая обработка, пропитка, для получения заданных показателей качества поверхности покрытия).

Исходя из проведенного исследования запишем технологические параметры и режимы этапа напыления покрытия $\{Z\}_2$, влияющие на прочность сцепления σ_s

$$\{Z\}_{2} = \{N_{s}, K_{h}, K_{n}, K_{a}, K_{g}, G_{g}, K_{m}, G_{m}, s, L, \Theta_{b}\}_{2}.$$
(4)


Рис. 3. Характерные размеры сферических (а), планированных (б) и пластинчатых (в) частиц.

Параметры, приведенные в (4), следует уточнять для конкретных способов газотермического напыления (плазменного, детонационного, газопламенного напыления и электродуговой металлизации). В настоящее время наиболее перспективными способами газотермического напыления являются разновидности плазменного напыления, в частности, на воздухе (APS), в условиях динамического вакуума (VPS) и низкого давления (LPPS), сверхзвуковое (SST) и микроплазменное (MPS), позволяющие наносить функциональные стойкие покрытия из широкой номенклатуры материалов, в том числе наноструктурированных [1, 7, 16, 26, 27]. В этой связи, уточним параметры и режимы, указанные в зависимости (4), для плазменного напыления.

Источником нагрева напыляемого материала является плазменная струя, получаемая при прохождении плазмообразующего газа (аргона, водорода, гелия, азота или их смеси, воздуха) через электрическую дугу [12]. Тепловая мощность источника нагрева (дуги) N_q определяется мощностью, подводимой к плазмотрону N_s и коэффициентом его полезного действия, $\eta_s = 0.4-0.75$ [12]. Подводимая мощность определяется силой тока I и напряжением U. Напряжение дуги U_d существенно зависит от длины дуги l_d , которая в свою очередь определяется конструктивными параметрами плазмотрона длиной l_c и диаметром d_c канала [23].

При плазменном напылении применяются сменные сопла-аноды, которые характеризуются размерами профиля продольного сечения P_n , диметром d и длиной сопла l [9].

При плазменном напылении наиболее часто применяются материалы в виде порошков, состоящих из частиц сферической формы, поэтому, в качестве размерного параметра выделим диаметр частиц *D*.

Таким образом, уточним зависимость (4) для плазменного напыления

$$\{Z\}_{2} = \{I, U, l_{c}, d_{c}, P_{n}, d, l, K_{a}, K_{g}, G_{g}, K_{m}, G_{m}, D, L, \Theta_{b}\}_{2}.$$

С учетом взаимосвязей параметров плазменного напыления, конструктивных параметров плазмотронов и показателей качества формируемых покрытий, изложенных в экспериментальных исследованиях и имитационном моделировании процесса плазменного напыления [12, 14, 24, 25], выберем основные технологические параметры и режимы в наибольшей степени влияющие на формируемый показатель прочности сцепления

$$\{Z\}_{\gamma} = \{I, U, P_n, d, K_a, K_g, G_g, K_m, G_m, D, L, \Theta_b\}_{\gamma}.$$
(5)

На основании анализа работ [10-12, 15] выделим основные показатели качества поверхности основы

$$P_b = (Ra, S, \sigma_{r.b}), \tag{6}$$

где Ra – среднее арифметическое отклонение профиля поверхности, мкм; S – степень очистки поверхности от загрязнений (по ISO 8501); $\sigma_{r,b}$ – остаточные напряжения первого рода в поверхностном слое основы, МПа.

На этапе напыления покрытия формируется показатель прочности сцепления, поэтому с учетом (5), (6) запишем зависимость (3) для операции плазменного напыления

$$(\sigma_s(\sigma_a, \sigma_r, \sigma_k))_2 = f\{(Ra, S, \sigma_{r,b})_1, (Z)_2, (K_2)_2, (K_3)_2\}.$$
(7)

На третьем этапе показатель прочности сцепления изменяется вследствие влияния технологических параметров и режимов обработки покрытия, а также показателей качества, сформированных на предыдущих операциях (этапе) технологического процесса. Таким образом, зависимость (1) запишем в виде

$$(\sigma_{s} (\sigma_{a}, \sigma_{r}, \sigma_{k}))_{3} = \begin{cases} [\sigma_{a}]_{3} = [S_{\sigma_{a}}]_{3} \cdot [\sigma_{a}]_{2} + k_{l6h7} [P]_{2} + k_{o6h7} [T_{d}]_{2}, \\ [\sigma_{r}]_{3} = [S_{\sigma_{r}}]_{3} \cdot [\sigma_{r}]_{2} + k_{f5i7} [h]_{2} + k_{l6i7} [P]_{2}, \\ [\sigma_{k}]_{3} = [S_{\sigma_{k}}]_{3} \cdot [\sigma_{k}]_{2} + k_{l6n7} [P]_{2} + k_{m6n7} [H_{\mu}]_{2}, \end{cases}$$

$$(8)$$

где P — пористость покрытия, %; T_d — плотность дислокаций, см⁻²; h — толщина покрытия, мкм; H_u — поверхностная микротвердость, МПа.

Полученные формализованные зависимости (7), (8) показателя прочности сцепления от технологических параметров и режимов операций подготовки, напыления и обработки газотермических покрытий дают возможность реализовать направленное формирование показателей качества деталей в процессе их изготовления.

Это позволит повысить стабильность формирования эксплуатационных свойств деталей с функциональными стойкими покрытиями в условиях мелкосерийного производства при частой смене обрабатываемых изделий, напыляемых материалов и недостаточном времени на отработку технологии.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Коробов Ю.С. Международная конференция-выставка по термическому напылению ITSC 2010: Обзор и анализ // Материалы международного научно-практического семинара (28–29 октября 2010 г.). Термическое напыление. Современное состояние. 2010. С. 4.
- 2. Албагачиев А.Ю., Ставровский М.Е., Сидоров М.И. Типологические противоизносные покрытия // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2020. № 1. С. 73.
- 3. Васильев А.С. и др. Направленное формирование свойств изделий машиностроения / Под ред. А.И. Кондакова М.: Машиностроение, 2005. 352 с.
- 4. Дальский А.М., Базров Б.М., Васильев А.С. и др. Технологическая наследственность в машиностроительном производстве / Под ред. А.М. Дальского. М.: Изд-во МАИ, 2000. 364 с.
- 5. *Ящерицын П.И., Рыжов Э.В., Аверченков В.И.* Технологическая наследственность в машиностроении. Минск: "Наука и техника", 1977. 256 с.
- 6. *Воронин Н.А*. Эффективная и истинная адгезионная прочность тонких защитных покрытий // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019. № 4. С. 45.
- 7. *Калита В.И., Комлев Д.И.* Плазменные покрытия с нанокристаллической и аморфной структурой. М.: "Лидер М", 2008. 388 с.
- 8. *Кудинов В.В., Бобров Г.В.* Нанесение покрытий напылением. Теория, технология и оборудование. Учебник для вузов. М.: Металлургия, 1992. 432 с.
- 9. Хасуи А., Моригаки О. Наплавка и напыление. М.: Машиностроение, 1985. 240 с.

- 10. Пузряков А.Ф. Теоретические основы технологии плазменного напыления: Учеб. пособие по курсу "Технология конструкционных материалов". 2-е изд. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 360 с.
- 11. Балдаев Л.Х., Борисов В.Н., Вахалин В.А. и др. Газотермическое напыление: учеб. пособие / Под ред. Л.Х. Балдаева М.: Маркет ДС, 2007. 344 с.
- 12. Ильюшенко А.Ф., Шевцов А.И., Оковитый В.А. и др. Процессы формирования газотермических покрытий и их моделирование. Минск: Беларус. навука, 2011. 356 с.
- Ярославцев В.М. Обработка газотермических покрытий резанием: учеб. пособие. М.: Издво МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 89 с.
- 14. Кузьмин В.И., Голубев М.П., Тырышкин П.А., Долматов А.В. Визуализация газодинамической структуры плазменных потоков напылительного плазмотрона "ПНК-50" теневым методом // Вестник Югорского государственного университета. 2018. № 4 (51). С. 61.
- 15. Tillmann W., Hagen L., Schaak C., Liβ J., Schaper M., Hoyer K.-P., Aydinöz M.E., Garthe K.-U. Adhesion of HVOF-sprayed WC-Co coatings on 316L substrates processed by SLM // J. of thermal spray technology. 2020. № 29. P. 1396.
- 16. Ashok Meghwal, Ameey Anupam, Murty B.S., Christopher C. Berndt, Ravi Sankar Kottada, Andrew Siao Ming Ang. Thermal spray high-entropy alloy coatings: a review // J. of thermal spray technology. 2020. № 29. P. 857.
- 17. Mauer G., Vaβen R., Stöver D. Plasma and particle temperature measurements in thermal spray: approaches and applications // J. of thermal spray technology. 2011. № 3 (20). P. 391.
- 18. Jing Xue, Min Huang. Optimization of plasma spray process VIA orthogonal test design method, SVM, and improved PSO // International journal of materials, mechanics and manufacturing. 2017. № 3 (5). P. 153.
- 19. Lyphout C., Nylen P., Östergren L.G. Adhesion strength of HVOF sprayed IN718 coatings // J. of thermal spray technology. 2012. № 21. P. 86.
- 20. Yongjing Cui, Mengqiu Guo, Changliang Wang & Zhihui Tang. Adhesion enhancement of a metallic al coating fabricated by detonation gun spray on a modified polymer matrix composite // J. of thermal spray technology. 2019. № 28. P. 1730.
- 21. Vignesh S., Shanmugam K., Balasubramanian V., Sridhar K. Identifying the optimal HVOF spray parameters to attain minimum porosity and maximum hardness in iron based amorphous metallic coatings // Defence Technology. 2017. № 13. P. 101.
- 22. Pulido-Gonzalez N., Garcia-Rodriguez S., Campo M., Rams J., Torres B. Application of DOE and ANOVA in optimization of HVOF spraying parameters in the development of new Ti coatings // J. of thermal spray technology. 2020. № 29. P. 384.
- 23. Клименко Г.К., Ляпин А.А. Генераторы плазмы: метод. указания к выполнению курсового проекта. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 62 с.
- 24. Ramachandran C.S., Balasubramanian V., Ananthapadmanabhan P.V. Multiobjective optimization of atmospheric plasma spray process parameters to deposit yttria-stabilized zirconia coatings using response surface methodology // J. of thermal spray technology. 2011. № 20. P. 590.
- 25. Nylé P., Hansbo A., Friis M., Pejryd L. Investigation of particle in-flight characteristics during atmospheric plasma spraying of yttria stabilized ZrO₂: Part 2. Modeling // J. of thermal spray technology. 2001. № 10. P. 359.
- 26. Оковитый В.А., Пантелеенко Ф.И., Оковитый В.В., Асташинский В.М. Плазмотрон для нанесения покрытий // Наука и техника. 2019. № 18 (1). С. 5.
- 27. 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. № 3 (82). С. 19.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.224.24,004.052

К ВОПРОСУ РАННЕГО ОБНАРУЖЕНИЯ ТРЕЩИН В РАБОЧИХ КОЛЕСАХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

© 2021 г. Е. В. Георгиевская

Центр конструкторско-технологических инноваций, Санкт-Петербург, Россия e-mail: sciencedir@cdti.ru

Поступила в редакцию 14.12.2020 г. Принята к публикации 24.02.2021 г.

Появление и развитие усталостных трещин в лопастях рабочих колес гидроагрегатов является одной из главных причин, ограничивающих их ресурс. Практика эксплуатации показывает, что используемые в настоящее время системы диагностики гидроагрегатов не позволяют своевременно идентифицировать трещины на работающем оборудовании. На основании результатов проведенного численного эксперимента показано, что высокая жесткость и наличие специфических форм собственных колебаний конструкции не позволяют связать динамические напряжения в лопастях, ответственные за появление трещин, с контролируемыми системой диагностики параметрами. Решить проблему помогут аналитические походы на базе расчетной оценки усталостной прочности и методов механики разрушений.

Ключевые слова: гидроагрегат, радиально-осевая турбина, трещина, рабочее колесо, вибродиагностика, собственная частота

DOI: 10.31857/S0235711921030044

Настоящая статья подготовлена по материалам доклада "Влияние трещин на динамические параметры и срок службы гидроагрегатов", представленного на международной конференции "Живучесть и конструкционное материаловедение" ЖивКоМ-2020, г. Москва, 27–29 октября 2020 г.

В соответствии с ГОСТ Р 55890-2013 [1] в целях обеспечения надежности и устойчивости Единой энергетической системы России и технологически изолированных территориальных электроэнергетических систем должно осуществляться непрерывное регулирование электроэнергетического режима как по частоте, так и по перетокам активной мощности. Основной вклад в регулирующую мощность вносят гидроэлектростанции (ГЭС), что объясняется следующими основными причинами: 1) высокая маневренность гидроагрегатов (ГА) по сравнению с энергоблоками тепловых (ТЭС) и атомных электростанций (АЭС): пуск ГА или изменение его мощности осуществляется всего в течение нескольких десятков секунд; 2) изменение мощности ГА не связано с необходимостью дополнительных ограничений по режиму работы технологической части ГЭС; 3) незначительное (по сравнению с ТЭС и АЭС) снижение экономичности ГЭС при работе в переменных режимах.

В большинстве случаев на гидростанциях применяется система группового регулирования активной мощности (ГРАМ), которая осуществляет регулирование активной мощности ГЭС путем распределения между агрегатами суммарной заданной мощности ГЭС по определенному критерию. Для гидроагрегата участие в системе регулирования означает расширение его рабочего диапазона, частую смену режимов, длительную работу на малых и средних частичных мощностях, большое количество пусков и остановов [2, 3], что в конечном итоге выливается в преждевременное образование усталостных трещин и исчерпание его ресурса ранее предусмотренных проектными показателями сроков. Объект исследования. В настоящей статье основное внимание уделено высоконапорным мощным гидроагрегатам, которые обычно оснащаются турбинами радиально-осевого (PO) типа и отличаются высокой эксплуатационной надежностью и кавитационной стойкостью. В России самые мощные PO-турбины установлены на Саяно-Шушенской и Красноярской ГЭС на реке Енисей, Братской, Усть-Илимской и Богучанской ГЭС на Ангаре, Бурейской ГЭС на реке Бурее.

Рабочее колесо (PK) гидроагрегата является одним из его главных ресурсоопределяющих элементов. Замена PK — это дорогостоящий и длительный процесс, сопровождающийся полной разборкой ГА, долговременным простоем в ремонте, а зачастую и вынужденной заменой других элементов агрегата. Стоимость, продолжительность и качество ремонта PK по устранению возникающих в процессе работы трещин в лопастной системе напрямую зависит от их размеров, поэтому раннее обнаружение таких трещин является практически важной для ГЭС задачей, особенно в условиях частого изменения режимных факторов.

Рабочее колесо турбины РО-типа обычно состоит из 11—19 лопастей, жестко закрепленных между нижним массивным ободом и ступицей. Такая лопастная решетка обеспечивает высокую жесткость конструкции РК, но в силу геометрических особенностей обуславливает высокий уровень концентрации напряжений в зонах сопряжения лопасти со ступицей или ободом, особенно вблизи выходной (более тонкой) кромки [4, 5]. В этих же зонах могут возникать значительные остаточные напряжения (более 100 МПа), обусловленные особенностями технологии приварки лопастей.

Причины трещинообразования. При работе гидроагрегатов РО-типа на больших мощностях, вблизи проектных значений номинальной мощности, максимальные статические напряжения в лопастной системе обычно составляют не более 20–30% от предела текучести материала лопасти, а амплитуда динамической составляющей не превышает 10% от статической. При таком режиме работы зарождение усталостных трещин в лопастях РК маловероятно, даже с учетом высокой концентрации напряжений, сверхдлительной (более 50 лет) эксплуатации ГА и наличия больших остаточных сварочных напряжений. Однако на режимах малой или средней частичной мощности, а также при смене режимов работа гидроагрегата сопровождается значительными гидродинамическими нагрузками, вызванными нестабильностью потока и формированием масштабных вихревых структур, влияющих на все компоненты агрегата и способствующих ускоренному трещинообразованию в лопастной системе [6–9].

Как показывает многолетняя практика, в РО-турбинах наиболее часто встречаются трещины усталостного происхождения, распространяющиеся вдоль линии приварки лопасти к ступице или ободу от выходной кромки к входной. Обычно их находят только при осмотрах агрегатов в периоды плановых ремонтов [8, 10–12]. Часто на момент обнаружения такие трещины достигают длины более 300 мм, могут быть сквозными, с большим раскрытием. Известны даже случаи полного разрыва лопасти [13]. Восстановительный ремонт лопастей с глубокими протяженными трещинами занимает много времени и требует существенных финансовых затрат. Кроме того, он может способствовать искажению геометрии лопасти, созданию поля высоких остаточных напряжений в зоне заварок и другим негативным последствиям.

Возможности вибродиагностики для идентификации трещин. Крупные гидроагрегаты оснащаются стационарными системами мониторинга и диагностики [14, 15], анализирующими информацию от множества датчиков, в том числе вибрационных, устанавливаемых на неподвижные и вращающиеся компоненты агрегата. Целью таких систем является поиск неисправностей, основанный на сравнении результатов непрерывного мониторинга ряда характеристик агрегата с допускаемыми значениями. Кроме того, регулярно проводятся дополнительные вибрационные испытания агрегата с помощью переносных систем. Хотя современные системы мониторинга/диагностики ГА весьма эффективны для поиска ряда неисправностей оборудования, в отношении ранней идентификации трещин на рабочих колесах они оказываются практически бессильными. Развитие усталостных трещин в лопастной системе обычно происходит медленно, трещины растут годами и часто остаются невидимыми для систем вибродиагностики [16] вплоть до осушения проточного тракта и проведения контроля состояния металла РК в периоды капитальных ремонтов.

Неэффективность вибродиагностических систем для ранней идентификации трещин в рабочих колесах РО-турбин можно объяснить конструктивными особенностями гидроагрегатов, обуславливающими высокую жесткость конструкции, а также отсутствием корреляции между появлением и развитием усталостных трещин в лопастях РК и контролируемыми в процессе работы вибрационными параметрами ГА.

Зарождение и развитие трещин происходит под действием переменных динамических нагрузок, вызванных эксплуатацией агрегата во всем режимном диапазоне. Статическая составляющая нагрузки и уровень остаточных напряжений влияют на время зарождения трещины и живучесть конструкции. На рис. 1 приведено сравнение данных обработки результатов натурного тензометрирования и вибромониторинга для трех крупных гидроагрегатов российских ГЭС (ГА-1, ГА-2 и ГА-3 с одинаковой номинальной мощностью 240 МВт и близкими напорами) по данным, представленным в [17, 18]. Тензометрирование выполнялось в период 2011–2015 гг. специалистами отдела гидроэнергетики и гидроэнергетического оборудования ОАО "НПО ЦКТИ". Тензометрические датчики были установлены в непосредственной близости от зоны сопряжения выходной кромки лопасти со ступицей рабочего колеса, соответствующей зоне максимальных статических напряжений на номинальной мощности и максимальных динамических напряжений на большинстве эксплуатационных режимов работы. Методика проведения натурных испытаний подробно описана в [17].

Взаимосвязь между суммарными измеряемыми вибрациями и величиной возникающих динамических напряжений (рис. 1), ответственных за появление и развитие трещин в лопастной системе, не просматривается ни на качественном уровне, ни в количественном выражении. Разложение суммарного измеренного сигнала на частотные составляющие также не выявило каких-либо корреляционных зависимостей [18]. Правомерность этих выводов подтверждена на основе численного эксперимента на примере двухопорного мощного гидроагрегата.

Описание расчетной модели. Для проведения численного эксперимента была построена расчетная конечно-элементная модель вращающейся части агрегата, состоящая из турбинного вала, жестко соединенного с рабочим колесом, и генераторного вала с насаженным на него ротором гидрогенератора. Крепление вала в радиальном направлении осуществляется в средней по высоте плоскости генераторного и турбинного подшипников, в вертикальном (осевом) направлении – в плоскости опирания ГА на строительные конструкции.

При разработке этой модели для повышения наглядности результатов были приняты упрощения, не оказывающие существенного влияния на исследование взаимосвязи между контролируемыми вибрационными параметрами и динамическими характеристиками агрегата: 1) элементы РК моделируются конечными элементами оболочечного типа с сохранением кривизны и толщины в каждой точке лопасти, но без учета фактических радиусов галтелей в зоне приварки лопастей; 2) ротор генератора моделируется в упрощенном виде как набор кольцевых объемов, имитирующих втулку, систему спиц, обод и полюса. При разбиении на конечные элементы задаются эквивалентные параметры плотности и упругости материала, отражающие массогабаритные и жесткостные характеристики натурного генератора. Это позволяет сохранить основные частотные характеристики, но исключить локальные эффекты, обусловленные особенностями конструкции ротора генератора; 3) конструкционные натяги и затяг шпилек не учитываются, предполагается обеспечение плотной посадки сопрягаемых элементов и нераскрытие фланцевых соединений во всем режимном диапазоне; 4) направляющие подшипники и подпятник моделируются линейными конечными элементами пружинного типа с заданием эквивалентных жесткостей, имитирующих



Рис. 1. Сопоставление результатов вибродиагностики и натурного тензометрирования: (a) – ГА-1; (б) – ГА-2; (в) – ГА-3.

жесткость каждого из опорных элементов; 5) остаточные напряжения в зоне приварки лопастей к ступице или ободу не учитывались, поскольку локальное напряженное состояние в этой зоне не оказывает существенного влияния на частоты и формы собственных колебаний вращающейся части ГА, а определяет преимущественно время зарождения и скорость роста трещины, при этом появление трещины приводит к перераспределению остаточных напряжений; 6) сквозные трещины в РК моделируются в виде разрывов по линии сопряжения лопасти со ступицей, начинающихся со стороны выходной кромки; длина разрыва увеличивается поэтапно по мере роста трещины и отражает интегральное влияние всех факторов, определяющих развитие трещины; при этом время достижения трещиной определенной длины не имеет принципиального значения в целях данного исследования.

На первом шаге исследований определялся спектр собственных частот и формы собственных колебаний, а также исследовались взаимосвязи между деформациями в лопастной системе рабочего колеса и перемещениями вала в местах фактической установки датчиков вибраций на натурном гидроагрегате в бездефектной конструкции рабочего колеса (при отсутствии трещин в лопастной системе). На втором шаге численного эксперимента изучалось влияние наличия и длины трещин в лопастях на собственные частоты модели. При этом рассматривались два сценария трещинообразования: 1) зарождение и рост единичной трещины (только в одной лопасти); 2) массовое растрескивание — одновременное зарождение и синхронный рост одинаковых по длине трещин на всех лопастях.

Результаты расчетов. Были определены первые 50 частот и соответствующие формы собственных колебаний в диапазоне 0÷120 Гц. Все формы собственных колебаний можно разделить на три группы (рис. 2), отражающие различные варианты взаимосвязи деформации рабочего колеса с радиальными перемещениями вала в точках



Рис. 2. Основные типы форм собственных колебаний для бездефектной конструкции: (a) — совместные изгибные колебания рабочего колеса и вала; (б) — крутильные колебания рабочего колеса; (в) — изгибные колебания рабочего колеса без деформации вала.

установки датчиков на натурном гидроагрегате при проведении вибродиагностики ГА: 1) изгибные колебания агрегата в целом, когда деформации рабочего колеса сопровождаются радиальными перемещениями вала; такие деформации могут быть идентифицированы по результатам анализа биений вала вблизи направляющих подшипников; 2) крутильные колебания вращающейся части агрегата, когда при закрутке РК отсутствуют перемещения вала в радиальном направлении; закрутка вала обычно не входит в перечень регистрируемых вибрационных параметров, поэтому такие колебания не идентифицируются системой вибромониторинга или вибродиагностики; 3) изгибные колебания рабочего колеса, не сопровождающиеся изгибом вала агрегата; вибрационное перемещение вала в радиальном направлении отсутствует, несмотря на наличие деформации элементов РК. Система вибродиагностики не регистрирует данный вид колебаний.

Таким образом, идентифицировать крутильные формы колебаний и формы, связанные с изгибом РК без изгиба вала, с помощью средств вибромониторинга не представляется возможным. В случае возбуждения таких форм колебаний при работе ГА, а также любых смешанных форм, в которых есть указанные выше составляющие, невозможно связать фактический уровень динамических напряжений в лопастной системе РК с измеряемыми системой мониторинга вибропараметрами.

Развитие трещин в лопастях РК приводит к снижению собственных частот вращающейся части ГА и, соответственно, к изменению реакции на опорных узлах. Результаты расчета для первых десяти собственных частот в бездефектной конструкции и при наличии одиночной и множественных трещин (во всех лопастях) приведены в табл. 1. Длина трещин одинакова для всех лопастей и составляет 10% от общей длины линии сопряжения лопасти со ступицей РК. Сдвиг частоты определялся по отношению к частоте в бездефектной конструкции.

Расчеты показали, что в регистрируемом при проведении вибромониторинга диапазоне изменения собственных частот при наличии протяженной единичной сквозной трещины составляют не более 0.15 Гц или ~0.5%, что на практике не позволяет их идентифицировать на работающем оборудовании. При массовом растрескивании соответствующее изменение может достигнуть ~1.5 Гц или ~5%, но одновременное развитие трещин на всех лопастях маловероятно. Изменения режимов работы ГА, связанные с колебаниями мощности и напора, сезонными изменениями водного режима, трансформацией жесткостных характеристик подшипников в процессе длительной эксплуатации также приводят к изменению частотного спектра агрегата, что дополнительно

	Без трещин	Трещина на одной лопасти			Трещины во всех лопастях		
№ моды	частота, Гц	частота, Гц	сдвиг частоты		иастота	сдвиг частоты	
			абсолютный, Гц	относитель- ный, %	Гц	абсолютный, Гц	относитель- ный, %
1	6.48	6.48	0.0	0.0	6.48	0.0	0.0
2	7.59	7.59	0.0	0.0	7.59	0.0	0.01
3	7.84	7.84	0.0	0.0	7.84	0.0	0.01
4	12.31	12.30	0.01	0.06	12.24	0.07	0.58
5	12.32	12.32	0.0	0.0	12.25	0.07	0.58
6	14.72	14.72	0.0	0.0	14.72	0.0	0.0
7	16.66	16.64	0.01	0.08	16.41	0.25	1.51
8	25.48	25.47	0.01	0.03	25.34	0.14	0.55
9	25.50	25.49	0.01	0.04	25.35	0.14	0.55
10	28.76	28.61	0.15	0.52	27.23	1.53	5.35

Таблица 1. Собственные частоты ГА при отсутствии и наличии трещин в лопастях

затрудняет выделение частотного сдвига, обусловленного развитием трещин в лопастной системе РК.

Представленные результаты численного моделирования показывают, что решение проблемы идентификации трещин в рабочих колесах РО-гидротурбин на ранней стадии развития только за счет усовершенствования существующих систем вибродиагностики вряд ли приведет к желаемому результату. Фокус исследования по данной тематике имеет смысл перенести на опробованные аналитические методы на базе расчетной оценки усталостной прочности и подходов механики разрушений [19, 20].

Заключение. Представленные в статье результаты показывают, что наличие специфических форм собственных колебаний гидроагрегата и высокая жесткость конструкции рабочих колес радиально-осевых гидротурбин не позволяют своевременно идентифицировать развивающиеся усталостные трещины в лопастях с использованием современных систем вибродиагностики на работающем оборудовании. Решить эту проблему можно с помощью походов, реализующих аналитические методы оценки времени зарождения и скорости роста усталостных трещин.

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Работа выполнена в рамках проекта фонда "Сколково" "Комплекс предиктивной аналитики параметров технического состояния оборудования" при финансовой поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере (Фонд содействия инновациям), грант № 3288ГС1/55639, и Фонда "Сколково", грант № 40113/07002/0329-2020.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- ГОСТ Р 55890-2013 Единая энергетическая система и изолированно работающие энергосистемы. Оперативно-диспетчерское управление. Регулирование частоты и перетоков активной мощности. Нормы и требования.
- Trivedi C., Gandhi B., Michel C.J. Effect of transients on Francis turbine runner life: a review // J. of Hydraulic Research, 2013. V. 51 (2). P. 112. https://doi.org/10.1080/00221686.2012.732971

- Monette C., Marmont H., Chamberland-Lauzon J., Skagerstrand A., Coutu A., Carlevi J. Cost of enlarged operating zone for an existing Francis runner. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2016. V. 49. P. 072018. https://doi.org/10.1088/1755-1315/49/7/072018
- 4. *Flores M., Urquiza G., Rodríguez J.M.* A Fatigue Analysis of a Hydraulic Francis Turbine Runner // World Journal of Mechanics. 2012. № 2. P. 28. https://doi.org/10.4236/wjm.2012.21004
- Huang X., Oram C., Sick M. Static and dynamic stress analyses of the prototype high head Francis runner based on site measurement // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2014.
 V. 22 (10). № 3. P. 32052. https://doi.org/10.1088/1755-1315/22/3/032052
- 6. Favrel A., Gomes Pereira Junior J., Müller A., Landry C., Yamamoto K., & Avellan F. Swirl number based transposition of flow-induced mechanical stresses from reduced scale to full-size Francis turbine runners // J. of Fluids and Structures. 2020. № 94. P. 102956. https://doi.org/10.1016/i,ifluidstructs.2020.102956
- Unterluggauer J., Doujak E., Bauer C. Fatigue analysis of a prototype Francis turbine based on strain gauge measurements // Wasser Wirtschaft, 2019. V. 09 (S1). P. 66. https://doi.org/10.1007/s35147-019-0238-92
- Liu X., Luo Y., Wang Z. A review on fatigue damage mechanism in hydroturbines. Renewable and Sustainable. Energy Reviews, 2016. V. 54. P. 1. https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.025
- 9. Seidel U., Mende C., Hübner B., Weber W., Otto A. Dynamic loads in Francis runners and their impact on fatigue life. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2014. V. 22 (9). № 3. P. 32054. https://doi.org/10.1088/1755-1315/22/3/032054
- Nennemann B., Monette C., Chamberland-Lauzon J. Hydrodynamic damping and stiffness prediction in Francis turbine runners using CFD. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2016. V. 49 (7). P. 072006. https://doi.org/10.1088/1755-1315/49/7/072006
- 11. Boukani H. Habibzadeh, Viens M., Tahan S.A., Gagnon M. On the performance of nondestructive testing methods in the hydroelectric turbine industry. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2014. V. 22. № 1. P. 12018.
- Balauntescu I., Panaitescu V. Low Frequency Pressure Pulsations at High Load in a Francis Turbine. U.P.B. Sci. Bull. 2016. Series D. V. 78(4). Iss. 4.
- Frunzăverdel D., Muntean S., Mărginean G., Câmpiani V., Marşavina L., Terzi R., Şerban V. Failure analysis of a Francis turbine runner. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 2010. V. 12. P. 012115. https://doi.org/10.1088/1755-1315/12/1/012115
- 14. Стационарная система виброконтроля, мониторинга и диагностики гидроагрегатов АЛМАЗ-7010-ГЭС. http://www.diamech.ru/almaz_ges.html
- Selak L., Butala P., Sluga A. Condition monitoring and fault diagnostics for hydropower plants. Computers in Industry. 2014.
 https://doi.org/10.1016/j.comprind.2014.02.006
 - https://doi.org/10.1016/j.compind.2014.02.006
- 16. Zhang M., Valentin D., Valero C., Egusquiza M., Zhao W. Numerical Study on the Dynamic Behavior of a Francis Turbine Runner Model with a Crack // Energies. 2018. V. 11. P. 1630. https://doi.org/10.3390/en11071630
- 17. Панов К.А. Прочностные испытания лопастей радиально-осевых турбин Усть-Илимской ГЭС // Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. Научные труды Международной научно-технической конференции. Санкт-Петербург, 2016. С. 86.
- Георгиевская Е.В. О связи вибраций и динамических напряжений в лопастной системе гидротурбин // Известия ВНИИГ им. Б.Е. Веденеева. 2017. Т. 283. С. 54.
- Georgievskaia E. Hydraulic turbines lifetime in terms of fracture mechanics // Engineering Failure Analysis. 2019. V. 105. P. 1296.
- 20. Åsnes A., Willersrud A., Kretz F., Imsland L. Predictive maintenance and life cycle estimation for hydro power plants with real-time analytics. Conference: Hydro Gdansk, Poland, 2018. https://www.researchgate.net/publication/328879561

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.78.01

ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ДЛЯ НАНЕСЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ ПЛАЗМЕННЫМ НАПЫЛЕНИЕМ

© 2021 г. С. В. Карцев

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия e-mail: kazo61@mail.ru

> Поступила в редакцию 03.08.2020 г. После доработки 21.01.2021 г. Принята к публикации 24.02.2021 г.

В статье с помощью теории подобия и размерности исследуется поверхность детали тел вращения перед плазменным напылением износостойких покрытий, что играет важную роль в активизации процессов образования связи между напыляемыми частицами и поверхностью детали. Рассмотрены физические процессы взаимодействия поверхности детали перед плазменным напылением износостойких покрытий с термоабразивной струей. Для физико-математического моделирования использованы параметры: средний диаметр частиц, средняя плотность материала детали, плотность материала частицы, пройденный частицей путь, начальная скорость частицы, ускорение движения частицы, ударная вязкость металла, для отражения процесса движения частицы абразива в термоабразивной струе. Получено уравнение регрессии и определены максимальная энергия абразивной частицы, которая будет подводиться при угле наклона относительно детали и соответствующая этим параметрам сумма скоростей частиц в зависимости от угла наклона в момент соударения.

Ключевые слова: термоабразивная струя, абразивная частица, плазменное напыление, износостойкие покрытия, физико-математическое моделирование **DOI:** 10.31857/S0235711921030068

Подготовка поверхности деталей перед плазменным напылением износостойких покрытий играет важную роль в активизации процессов образования связи между напыляемыми частицами и основой. Простейшим и наиболее распространенным способом является струйно-абразивная обработка, заключающаяся в воздействии на обрабатываемую поверхность струи твердых частиц, движущихся с большой скоростью. Недостатком технического решения данного способа является то, что не обеспечивается необходимая шероховатость и активизация процессов на поверхности в связи с использованием при обработке абразивных сыпучих материалов содержащих легко разрушаемые минералы. Нестабильность свойств обработанной поверхности является следствием несоблюдения необходимых режимов обработки, что часто приводит к разным результатам прочности сцепления покрытия с основой [2, 10]. Для физикоматематического моделирования рассматривается задача: за счет воздействия струи нагретых твердых частиц на обрабатываемую поверхность детали обеспечить заданную шероховатость поверхности и активизацию процессов образования связи между напыляемыми частицами и поверхностью детали. Частицы движутся с высокой скоростью с одновременным нагревом обрабатываемой поверхности детали до температуры, которая обеспечит качественное сцепление напыляемого покрытия с поверхно-



Рис. 1. Схема действия сил на поверхность детали: γ – угол наклона абразивной частицы; α – угол подъема абразивной частицы.

стью, на которую оно наносится, при этом обеспечит оптимальный угол обработки поверхности термоабразивной струей. Основными факторами, определяющими свойства обработанной поверхности детали, являются вид, размер, форма применяемых частиц, их расход на единицу обрабатываемой поверхности, скорость соударения с поверхностью детали и угол наклона термоабразивной струи.

Процессы, происходящие в металле, из которого изготовлена деталь при термоабразивном воздействии, оказывают большое влияние на состояние поверхности. Степень влияния такого воздействия зависит от технологических режимов обработки, характеристик абразивных частиц и физико-механических свойств материала, из которого изготовлена деталь [4, 9]. Рассмотрим физические процессы взаимодействия поверхности детали перед плазменным напылением износостойких покрытий с термоабразивной струей. При термоабразивном внедрении частиц в поверхность детали волны пластического деформирования воздействуют не только на срезаемый слой, но и на структуру металла, расположенного по ходу движения частиц за линией среза [3]. Схема действия сил на поверхность детали представлена на рис. 1. Величины сил, действующих на поверхность, определяются выражением

$$\frac{dF}{dt} = 2mV\cos\gamma, \quad dF = 2mV\cos\gamma dt. \tag{1}$$

Из выражения (1) видно, что воздействующие силы зависят от векторной суммы скоростей поверхности детали и абразива V и угла ее наклона γ , а соответственно и подводимая частицей энергия, количество которой и будет устанавливать характер процесса съема металла с поверхности детали [7].

Из рис. 1 видно, что сила, направленная параллельно оси детали есть: $dF_1 = dF\cos\gamma$ (составляющая сила dF). Сила, направленная перпендикулярно оси детали есть: $dF_2 = dF\sin\gamma$ (радиальная сила, составляющая силы dF). Аксиальная сила: $dF_3 = dF\cos\alpha\cos\gamma$ (составляющая силы dF_1). Если динамическую модель, взаимодействия тел строить относительно какой-либо точки на поверхности детали, то подводимая кинетическая энергия, рассчитывается по формуле

$$T = \frac{mV^2}{2} = \frac{m(\vec{z} + \vec{u})^2}{2},$$

где m — масса абразивной частицы, кг; V — вектор скорости абразивной частицы, м/с; \vec{z} — вектор скорости точки на плоскости детали, м/с; \vec{u} — вектор средней скорости абразивной частицы, м/с.

Расчет модуля средней скорости абразивной частицы, учитывая множество сопутствующих динамических процессов взаимодействия даже при упрощенной системе моделирования произвести невозможно. Данная задача решена с помощью теории подобия и размерности, в частности пи-теоремы Бэкингема (*англ. the method of dimen*sions) [5, 6].

Закономерности физического явления воздействия термоабразивной среды на поверхность восстанавливаемой детали описываются уравнением, связывающим между собой величины, существенные для процесса и характерные для механики газа. Течение процесса характеризуется определенным числом физических параметров ($X_1, X_2, X_3, ..., X_i$), размерности которых можно выразить через k базовых единиц измерения, так что i > k. Все остальные в количестве (i - 1), будучи независимыми переменными, являются аргументами, из которых компонуются определяющие числа подобия [8, 10]. Их количество в силу независимости действия различных факторов должно быть равно числу физических явлений, сопровождающих данный процесс. Среди определяющих параметров в количестве (i - 1) имеются такие, при отсутствии которых не могут произойти сами физические явления. Они составляют главную причину происходящего, и потому эти параметры и их размерности являются первоначальными. Число первоначальных аргументов m_0 должно быть равно общему количеству определяющих параметров (i - 1) за вычетом базовых размерностей, характерных для данного процесса

$$m_0 = i - k - 1$$
.

Тогда общее число безразмерных комплексов, характеризующих процесс, составит

$$m=m_0+1=i-k.$$

В данной системе физико-математического моделирования для отражения процесса движения частицы абразива в термоабразивной струе достаточно семи параметров (i = 7): d – средний диаметр частиц; ρ – средняя плотность материала детали; ρ_m – плотность материала частицы; l – пройденный частицей путь; u_0 – начальная скорость частицы; a – ускорение движения частицы; η – ударная вязкость материала детали. Тогда процесс движения частицы абразива в термоабразивной среде можно записать в виде функции

$$f(d,\rho,\rho_m,u_0,a,\eta,l)=0.$$

Вид этой функции не меняется при изменении масштабов единиц в выбранном классе систем единиц [1]. Выпишем размерности величин, входящих в это соотношение

$$\begin{bmatrix} d \end{bmatrix} = L; \quad [\rho_m] = ML^{-3}; \quad [\rho] = ML^{-3}; \quad [l] = L; \quad [u] = L\tau^{-1}; \\ [\eta] = ML^{-1}\tau^{-1}; \quad [a] = L\tau^{-2}, \tag{2}$$

где M – масса; L – расстояние; τ – время.

Из этого следует, что минимальное число первичных размерностей, из которых образованы все остальные, равно трем. Поэтому в данном случае число безразмерных параметров, характеризующих движение частицы в термоабразивной струе, составит

$$m = (7 - 3) = 4$$

В соответствии с размерностью величин (2) запишем произведение степеней параметров, наложив на него условие нулевой размерности

$$\Pi = u^{n_1} d^{n_2} (\rho_m - \rho)^{n_3} a^{n_4} \rho^{n_5} \eta^{n_6} l^{n_7}) = M^0 L^0 \tau^0.$$

Подставляя вместо параметров размерность величин, получим выражение

$$\Pi = (L\tau^{-1})^{n_1} (L)^{n_2} (ML^{-3})^{n_3} (L\tau^{-2})^{n_4} (ML^{-3})^{n_5} (ML^{-1}\tau^{-2})^{n_6} (L)^{n_7} = M^0 L^0 \tau^0,$$

и систему уравнений

$$n_{1} + n_{2} - 3n_{3} + n_{4} - 3n_{5} - n_{6} + n_{7} = 0,$$

$$n_{3} + n_{5} + n_{6} = 0,$$

$$n_{1} + 2n_{2} + n_{6} = 0.$$
(3)

Решая систему уравнений (3) относительно n_3 , n_4 , n_5 , находим

$$n_1 = -2n_4 - n_6;$$
 $n_2 = n_4 - n_6 - n_7;$ $n_5 = -n_3 - n_6$

Следовательно, имеем выражение

$$\Pi = u_0^{-2n_4 - n_6} d^{n_4 - n_6 - n_7} (\rho_m - \rho)^{n_3} a^{n_4} \rho^{-n_3 - n_6} \eta^{n_6} l^{n_7}) = \left(\frac{\Delta \rho}{\rho}\right)^{n_5} \left(\frac{1}{a d u_0}\right)^{n_6} \left(\frac{\eta}{d u_0 \rho}\right)^{n_6} \left(\frac{l}{d}\right)^{n_7}.$$
 (4)

Числа: n₃; n₄; n₆, выраженные через остаток, можно исключить из расчета

$$\begin{array}{c}
-3n_3 + n_4 - n_6 + n_7 = 0, \\
n_3 + n_6 = 0, \\
2n_2 + n_6 = 0.
\end{array}$$
(5)

Решая систему уравнений (5) относительно n₃, находим

$$n_4 = \frac{n_3}{2};$$
 $n_6 = -n_3;$ $n_7 = \frac{3n_3}{2}.$

Тогда уравнение (4) примет вид

$$\Pi = \left(\frac{\Delta\rho}{\rho}\right)^{n_3} \left(\frac{1}{adu_0}\right)^{n_4} \left(\frac{\eta}{du_0\rho}\right)^{n_6} \left(\frac{l}{d}\right)^{n_7} = \left(\frac{\Delta\rho}{\rho}\right)^{n_3} \left(\frac{1}{adu_0}\right)^{\frac{1}{2}n_3} \left(\frac{\eta}{du_0\rho}\right)^{-n_3} \left(\frac{l}{d}\right)^{\frac{3}{2}n_3} = \frac{\Delta\rho}{\eta} \sqrt{\frac{l}{ad^2}}.$$

Отсюда получаем зависимость ускорения от остальных параметров

$$a = \sqrt{\frac{\Delta \rho}{\eta d} l^{3/2}}.$$

В процессе обработки поверхности, термоабразивная струя в плоскостях α , β , γ сообщает начальную скорость u_0 , в среднем проходит расстояние длиной *l*. Поэтому условно за среднюю скорость частицы в потоке примем скорость u_{cp} , с которой движется частица в конце пути. Учитывая, что в данном случае $u = u_0 - at$, t = t = v/60, тогда

$$u_{\rm cp} = \frac{l}{216} \left(60^2 - v \sqrt{\frac{\Delta \rho}{\eta d l^{1/2}}} \right) \times 10^{-3}, \tag{6}$$

где v – скорость вращения поверхности детали, с⁻¹.

Анализ выражения (6) позволяет наглядно отобразить зависимость скорости частиц от их размера и плотности материала (рис. 2). При этом скорость вращения поверхности детали $v = 30 \text{ c}^{-1}$, длина поверхности детали l = 0.25 м, плотность материала детали $\rho = 7800 \text{ кг/m}^3$ и ударная вязкость материала детали $\eta = 15 \text{ кг м/cm}^2$ приняты за постоянные величины.

Следовательно, скорость частицы в термоабразивном потоке возрастает с увеличением размера и уменьшается с увеличением плотности материала частицы. Это объясняется тем, что кинетической энергии частицы из более плотного материала, для преодоления силы тяжести и сопротивления потоку недостаточно. В свою очередь менее плотные частицы независимо от их размера движутся вместе с потоком, активно взаи-



Рис. 2. Зависимость скорости абразивной частицы от ее размера и плотности.

модействуя с поверхностью детали, несмотря на то, что тяжелые частицы при взаимодействии с поверхностью детали не передают достаточной энергии для снятия металла с поверхности.

Принимая за среднюю скорость движения частицы, усредненную величину по ее диаметру и плотности, за счет упрощенной модели и погрешности, находим суммарную скорость в момент ее взаимодействия с поверхностью детали

$$V = z u_{\rm cp} \cos(\beta + \gamma), \tag{7}$$

где $u_{\rm cp}$ – скорость частицы ($u_{\rm cp}$ = 1.13 м/с); α – угол наклона поверхности детали (α = 35°); β – угол наклона абразивной частицы; γ – угол наклона результирующей скорости к плоскости детали.

Из выражения (7) находим результирующую скорость точки на плоскости

$$z = v_{\rm p} v_{\rm p} \cos(90 + \alpha); \quad v_{\rm p} = \frac{2\pi R 60}{\upsilon}; \quad v_{\rm p} = \frac{60l}{\upsilon},$$
 (8)

где z – результирующая скорость точки на плоскости; R – средний радиус частицы (R = 0.002 м); v_p – радиальная скорость точки на плоскости детали; v_{π} – линейная скорость точки на плоскости детали; α – угол наклона поверхности детали ($\alpha = 35^{\circ}$).

Выражая угол γ через косинус угла α, получили выражение

$$\gamma = \arccos\left(\frac{v_p \cos \alpha}{V}\right) + \alpha = \arccos\left(\frac{v \cos \alpha}{60/\cos(90 + \alpha)}\right) + \alpha.$$
(9)

Подставив выражения (8) и (9) в уравнение (7), получим выражение

$$V = u_{\rm cp} 2l\pi R \left(\frac{60}{\upsilon}\right)^2 \cos\left(\beta + \alpha + \arccos\left(\frac{\upsilon \cos\alpha}{60l}\right)\right)$$

На основании уравнения (1), принимая m = const, провели расчеты подводимой энергии в момент соударения абразивной частицы с поверхностью детали. Расчеты выполнены с использованием инженерного математического обеспечения Mathcad Prime 6.0, которое позволяет выполнять, анализировать инженерные расчеты и обмениваться ими [11]. Результаты расчетов представлены в табл. 1. Анализ зависимости подводимой энергии абразивной частицы от угла наклона термоабразивной струи позволяет предположить, что процесс максимального снятия металла при термоабра-



Рис. 3. Схема сложения векторов скоростей: (а) – результирующая скорость *z* точки на плоскости; (б) – сумма скоростей абразивной частицы *V*.

зивном воздействии струи на обрабатываемую поверхность будет происходить при углах наклона, лежащих в интервале от 75° до 80° .

На основании данных, представленных в табл. 1, построили зависимость подводимой энергии от угла наклона абразивной частицы (рис. 4).

Тепловую энергию Г при ударе с частицей можно записать выражением

$$T = \Gamma + T_{\kappa}; \quad \Gamma = e + \lambda M,$$

где e – тепловая энергия, перешедшая в обрабатываемую поверхность, Дж; λ – удельная теплота плавления стали, (λ = 84 кДж/кг); M – масса металла на участке, которая подверглась нагреву, кг; $T_{\rm K}$ – кинетическая энергия частицы, которая определяется из системы уравнений

$$V = V_2 + \Gamma,$$

$$T = \Gamma + \frac{V_2^2}{2},$$
(10)

где V_2 – скорость отскока частицы, м/с.

Решая систему уравнений (10) относительно V₂, получим выражение

$$V_2 = 1 - \sqrt{\frac{1}{4} + 2T - V}; \quad T_{\kappa} = \frac{\left(1 - \sqrt{\frac{1}{4} + 2T - V}\right)^2}{2}.$$

Анализ графика, представленного на рис. 4, показывает, что максимальная энергия T = 106.63 Дж будет подводиться при угле наклона относительно поверхности детали

Таблица 1. Изменение подводимой энергии в момент соударения абразивной частицы с поверхностью детали

<i>Т</i> , Дж	7.89	14.69	23.18	27.94	38.25	49.21
β, °	5	10	15	20	25	30
	1				1	
<i>Т</i> , Дж	54.79	65.84	76.34	81.24	90.08	97.31
β, °	35	40	45	50	55	60
	1				1	
<i>Т</i> , Дж	100.22	104.47	106.49	106.63	105.16	101.42
β, °	65	70	75	80	85	90



Рис. 4. Зависимость подводимой энергии абразивной частицы от угла наклона термоабразивной струи.



Рис. 5. Зависимость суммарной скорости *V* от угла наклона абразивной частицы β.

 $\beta = 80^{\circ}$. Соответствующая этим параметрам сумма скоростей частиц в зависимости от угла наклона в момент соударения составит *V* = 14.6 м/с (рис. 5). Тогда масса удаленного металла термоабразивной струей с поверхности детали для этих условий составит

$$M = \frac{0.76 \left(T - \left(1 - \sqrt{\frac{1}{4} + 2T - V} \right)^2 \right)}{\lambda} = \frac{0.76 \left(106.63 - \left(1 - \sqrt{\frac{1}{4} + 2 \times 106.63 - 14.6} \right)^2 \right)}{84} \approx 0.19 \text{ r}$$

При плотности углеродистых качественных сталей $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ средний объем съема металла с поверхности детали составит

$$V_{\rm cp} = \frac{0.19}{78 \times 10^5} = 2.40 \times 10^{-8} \text{ m}^3 = 24.00 \text{ mm}^3.$$

Материал, из которого изготовлена деталь, становится более мягким и при дальнейших соударениях с абразивными частицами снимается. Таким образом, можно предположить, что процесс снятия металла при термоабразивном воздействии струи происходит в две стадии: стадия нагрева поверхности детали и стадия удаления. **Выводы.** Результаты теоретических исследований механизма удаления металла с поверхности детали при термоабразивном воздействии показывают, что отделение частицы металла достаточно сложный, комплексный процесс, который определяется, с одной стороны, условиями воздействия термоабразивной струи, а с другой — структурным состоянием и свойствами материалов из которых изготовлена деталь. При этом большая роль при выборе материалов отводится сталям, их термообработке и легирующим добавкам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. *Бриджмен П.В.* Анализ размерностей / Под ред. акад. С.И. Вавилова. Ленинград; М.: Гос. техн.-теоретич. изд-во, 1934. 120 с.
- 2. Карцев С.В., Ерофеев М.Н., Карцева И.В. и др. Способ подготовки поверхности для нанесения износостойких покрытий. РФ Патент 2737909, 2020.
- Кравченко И.Н. Ресурсосберегающие плазменные технологии при ремонте перерабатывающего оборудования. М.: ИНФРА-М, 2021. 200 с. https://doi.org/10.12737/1083289
- 4. Математическое моделирование; https://studopedia.su/18_3746_matematicheskoe-modelirovanie.html
- 5. Некоторые обзорные работы и первоисточники по истории пи-теоремы и теории подобия; http://gidropraktikum.narod.ru, http://gidropraktikum.narod.ru/pi-theorem-history.htm
- Математическое подобие объектов. Обзор способов определения коэффициентов подобия; https://studopedia.su https://studopedia.su/18_19391_matematicheskoe-podobie-ob-ektovobzor-sposobov-opredeleniya-koeffitsientov-podobiya.html
- Пузряков А.Ф. Теоретические основы технологии плазменного напыления. Учеб. пособие. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 360 с.
- 8. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1981. 448 с.
- 9. Yan J., Liu L., Mao Z. Effect of Spraying Powders Size on the Microstructure, Bonding Strength, and Microhardness of MoSi₂ Coating Prepared by Air Plasma Spraying // Journal of Thermal Spray Technology. 2014. V. 23. Is. 6. P. 934.
- Ramachandran C.S., Balasubramanian V., Ananthapadmanabhan P.V. Multiobjective Optimization of Atmospheric Plasma Spray Process Parameters to Deposit Yttria-Stabilized Zirconia Coatings Using Response Surface Methodology // Journal of Thermal Spray Technology. 2011. V. 20. Is. 3. P. 391.
- 11. Mathcad Express бесплатный математический редактор // https://habr.com/ru https://habr.com/ru/company/nerepetitor/blog/247999/

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.891

СМАЗОЧНЫЕ СВОЙСТВА ГРАНИЧНЫХ ПЛЕНОК В КРИТИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ ТРИБОСИСТЕМЫ

© 2021 г. Р. Г. Мнацаканов¹, О. А. Микосянчик¹, А. Е. Якобчук^{1,*}, Б. Д. Халмурадов¹

¹ Национальный авиационный университет, Киев, Украина *e-mail: a-yak@ukr.net

Поступила в редакцию 26.10.2020 г. Принята к публикации 24.02.2021 г.

Рассмотрена кинетика изменения смазочных, антифрикционных и противоизносных свойств литиевых смазок Aero Shell Grease 33 и Эра ВНИИНП-286М в условиях прекращения подачи смазочного материала в зону фрикционного контакта. Установлена взаимосвязь между степенью нарушения самоорганизации диссипативных структур и удельной работой трения. Предложена эмпирическая зависимость прогнозирования линейного износа контактных поверхностей в критических условиях трения, учитывающая влияние контактной нагрузки, удельной работы трения и толщины смазочного слоя.

Ключевые слова: толщина смазочного слоя, коэффициент трения, износ, удельная работа трения, смазка

DOI: 10.31857/S0235711921030111

Роль смазочного материала в повышении эксплуатационной надежности трибосистем. Разрушение граничных смазочных слоев при трении происходит при критическом давлении в контакте. Управление процессами поверхностной активности контактных поверхностей в процессе их активации при трении, применение смазочного материала с поверхностно-активными веществами, противоизносными и антизадирными присадками, антифрикционными добавками может обеспечить значительное повышение критического давления и начальной температуры разрушения граничного слоя и вторичных структур, что будет способствовать продлению срока эксплуатации пар трения.

В работах [1, 2] исследовано, что существует оптимальный диапазон проявления эффективных смазочных свойств при формировании пленки смазочным материалом на контактных поверхностях, который зависит от внешних факторов и прочности сцепления пленки по отношению к поверхности. Исследование структуризации граничных пленок смазочного материала показали, что на скорость протекания окислительных реакций и полимеризационных процессов существенно влияет поверхность элементов трибосопряжений, которая является составной частью реагирующей системы [3, 4]. Процессу структуризации смазочного материала способствует также введение в него присадок, которые повышают противоизносные свойства смазочных материалов, что обусловлено образованием полимолекулярных мезоморфных эпитропножидкокристаллических структур [5, 6].

На природу сформированных граничных пленок смазочного материала существенное влияние оказывают условия работы триботехнических элементов. В работе [7] установлены закономерности формирования на контактных поверхностях граничных слоев физической природы, которые характеризуются идентичностью реологических свойств с объемной жидкой фазой смазочного материала в условиях качения с проскальзыванием 3%. Однако, при увеличении степени проскальзывания с 10 до 40% создаются предпосылки для формирования на поверхностях трения хемосорбционных пленок.

Совершенствование контрольно-измерительных приборов и стремительное развитие вычислительной техники обеспечивают реальную возможность впервые исследовать трибологические процессы образования диссипативных структур при трении на атомарном и молекулярном уровнях. Например, комплекс SFA позволяет измерять толщину пленки до 0.1 нм и фиксировать крайне малые поверхностные силы [8, 9]. Значительные преимущества данного комплекса позволяют использовать его в качестве основного инструмента при исследовании реологических, смазочных и антифрикционных свойств трибоконтакта на наноуровне [10].

Возникает необходимость в разработке принципиально новых методик оценки кинетики изменения триботехнических характеристик смазочных материалов и вторичных структур (образование, изменение и разрушение) в процессе контактного взаимодействия. Внедрение автоматизированных методов и средств контроля триботехнических параметров и испытания контактных поверхностей в реальном масштабе времени в режимах, максимально приближенных к эксплуатационным, является составной частью задачи по повышению точности и достоверности при использовании полученных экспериментальных результатов в реальных узлах трения.

Цель и задачи исследования. Целью исследований являлось установление влияния контактного напряжения на триботехнические свойства литиевых смазок в нестационарных условиях трения при прекращении подачи смазочного материала в зону контакта.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи: 1) разработка средств и методов контроля смазочной способности смазок непосредственно в процессе работы; 2) выявление закономерностей влияния толщины смазочного слоя на коэффициент трения и удельную работу трения в контакте; 3) установление влияния градиента скорости сдвига смазочных слоев на количество циклов наработки до схватывания пар трения; 4) установление факторов, влияющих на линейный износ контактных поверхностей в условиях прекращения подачи смазочного материала в зону контакта при переходе работы трибосистемы в режим масляного голодания.

Методика определения триботехнических параметров контакта в критических условиях работы пар трения. Эксперименты проводились на установке СМЦ-2 с регистрацией показателей трибоконтакта в режиме *online*. Момент трения, частота оборотов роликов, температура смазочного материала, падение напряжения в смазочном слое в контакте записываются и обрабатываются на ПК (программное обеспечение ProfiLab) в реальном масштабе времени с графическим изображением их изменений.

Разработанная программа приема данных по RS-232 каналу принимает коды изменения напряжения тока в триботехническом контакте при 2 и 4 А для вычисления толщины смазочного слоя, регистрирует коды для определения крутящего момента, частоты вращения образцов, объемной температуры масла. Принятые коды поступают на программный блок фильтрации и нормирования, предназначенный для блокировки ошибочно принятых сигналов, сглаживания и преобразования кодов в реальные физические величины.

Смазочные свойства (гидродинамическая и негидродинамическая составляющие толщины смазочной пленки) определяются методом падения напряжения в режиме нормального тлеющего разряда. Согласно этой методике, измеряется падение напря-

жения в смазочном слое при силе тока 2 и 4 А, затем по тарировочным таблицам проводится определение толщины смазочного слоя

$$h = \frac{2U_{2A} - U_{4A}}{k},$$
 (1)

где U_{2A} и U_{4A} – падение напряжения в смазочном слое при силе тока 2 и 4 А; k – коэффициент, зависящий от типа смазочного материала.

При частых пусках—остановках на контактных поверхностях формируются граничные адсорбционные слои смазочного материала негидродинамической природы, толщина которых определяется в момент остановки. В период пуска наблюдается прирост толщины смазочного слоя и его стабилизация при достижении заданного режима вращения за счет формирования общей толщины смазочного слоя в контакте, которая содержит гидро- и негидродинамическую составляющие.

Расчет коэффициента трения проводится по формуле

$$f = \frac{2M}{dN},\tag{2}$$

где *М* – крутящий момент; *d* – диаметр образца; *N* – нагрузка.

Расчет удельной работы трения проводят путем интегрирования площади, ограниченной кривой момента трения, и выбора произвольного диапазона интегрирования по оси абсцисс по координате времени наработки элементов трибосопряжения, по которой определяется угол поворота контактных поверхностей с зафиксированной их частотой вращения в определенное выбранное время наработки, с учетом кинетической энергии вращающихся деталей по формуле

$$A = \left[\int_{0}^{t_{i}} M_{i}(t) \cdot 2\pi n_{i}(t) d(t) - \frac{1}{2} \sum_{0}^{i=n_{i}} Jn_{i} \cdot \omega_{i}^{2} \right] / F,$$
(3)

где M — момент трения; n, ω — соответственно частота вращения и угловая скорость вращения элементов трибосопряжения; t — время длительности цикла; Jп — полярный момент инерции вращающихся деталей триботехнической установки, которые влияют на точность измерения момента трения в контакте; F — номинальная площадь контакта по Герцу.

Исследуемые нестационарные условия трения подразумевали цикличность проведения экспериментов в режиме "запуск (4 секунды)—стационарная работа (7 секунд) торможение (3 секунды)—остановка (3 секунды)" (рис. 1). Воспроизводился режим качения с проскальзыванием 20%.



Рис. 1. Схема работы трибосистемы в нестационарных условиях трения: участок I – запуск; участок II – стационарная работа; участок III – торможение; участок IV – остановка.

Контактное напряжение по Герцу составляло 250, 400, 550 и 700 МПа. Первые 300 циклов работа пар трения осуществлялась путем окунания нижнего ролика в ванночку со смазкой и периодического намазывания смазки на ролик. Это способствовало достаточной подаче смазки в зону контакта и предохраняло переход трибосистемы в граничный режим смазочного действия. Дальнейшие исследования проходили в условиях, при которых подача смазочного материала прекращалась. С 300 цикла наработки ванночка убиралась, смазка удалялась с контактных поверхностей (вытиралась ветошью). Таким образом, триботехнические свойства смазки в созданных экспериментальных условиях масляного голодания обусловлены смазочными, антифрикционными и противоизносными свойствами граничных пленок, сформированных в процессе трения на активированных поверхностях металла.

Исследуемые образцы изготовлены из стали 30ХГСА (HRC 35). Смазывание поверхностей осуществлялось литиевыми смазками на синтетической основе Aero Shell Grease 33 и Эра ВНИИНП-286М.

Результаты исследований и их обсуждение. В настоящей статье представлены и проанализированы результаты исследований только после 300 цикла наработки, при переходе трибосистемы в режим масляного голодания. С повышением σ_{max} с 250 до 700 МПа существенно снижается несущая способность смазочного граничного слоя, толщина которого уменьшается в 15 и 3.5 раза при смазывании поверхностей смазками ВНИИНП – 286М и Aero Shell Grease 33 соответственно (рис. 2).

Смазка Aero Shell Grease 33 характеризуется более эффективными смазочными свойствами, по сравнению с исследуемой смазкой Эра ВНИИНП-286М. Особенно это проявляется при нагрузках, превышающих 400 МПа. Если при σ_{max} 250 МПа толщина граничных пленок, сформированных компонентами синтетической смазки Aero Shell Grease 33, в 1.9 раза превышает толщину граничных пленок смазки Эра ВНИ-ИНП-286М, то при σ_{max} 550–700 МПа этот показатель увеличивается в 8–10 раз.

Снижение толщины смазочного слоя обусловливает, прежде всего, корреляционное уменьшение антифрикционных свойств исследуемых смазочных материалов. Однако, изменения коэффициента трения с повышением нагрузки не столь существенны. В исследуемом диапазоне нагрузок коэффициент трения снижается в 3.4 и 2.5 раза для Эра ВНИИНП-286М и Aero Shell Grease 33 смазок соответственно (рис. 3).

Прежде всего, это обеспечивается за счет локального разрушения структурированных граничных смазочных слоев, уменьшения эффективной вязкости смазки и проявлением гидродинамических эффектов при механическом и термическом плавлении пленки в фрикционном контакте [11].



Рис. 2. Влияние контактной нагрузки на толщину граничных смазочных слоев.



Рис. 3. Влияние контактной нагрузки на изменение коэффициента трения в условиях масляного голодания.

Механическая деструкция граничных слоев происходит вследствие резкого повышения градиента скорости сдвига смазочной пленки (γ), который, согласно [12], представляет отношение скорости скольжения в контакте к толщине смазочной пленки. Если для смазки Эра ВНИИНП-286М с повышением нагрузки с 250 до 700 МПа градиент скорости сдвига смазочных слоев увеличивается в 20 раз, то для смазки Aero Shell Grease 33 данный параметр увеличивается в 3.5 раза (табл. 1).

Следовательно, смазка Aero Shell Grease 33 характеризуется более эффективными смазывающими свойствами, а ее синтетические компоненты по реологическим характеристикам являются более стабильными к увеличению градиента скорости сдвига, по сравнению с компонентами смазки Эра ВНИИНП-286М. Стойкость смазочной пленки к механической деструкции вследствие увеличения градиента скорости сдвига является определяющим фактором, обеспечивающим нормальную работоспособность пар трения в критических условиях. В табл. 1 указано количество циклов наработки трибоэлементов в условиях масляного голодания до проявления первых признаков схватывания, которые проявлялись визуально на дорожке трения, при этом наблюдалось повышение шума и остановка машины трения. Анализ полученных результатов показывает, что с увеличением нагрузки резко сокращается период наработки трибосистемы — в исследуемом диапазоне контактных нагрузок работоспособность пар трения снижается в 15 и 9 раз соответственно при смазывании контактных поверхностей Эра ВНИИНП-286М и Aero Shell Grease 33.

Разрушение смазочной пленки при трении является одним из ведущих факторов, обусловливающих интенсификацию энергетических процессов, происходящих в зоне

	Контактная нагрузка, МПа					
Смазочный материал	250	400	550	700		
	Градиент скорости сдвига смазочных слоев, с ⁻¹					
Эра ВНИИНП—286М	1.4×10^{5}	4.2×10^{5}	1.4×10^{6}	2.9×10^{6}		
Aero Shell Grease 33	7.5×10^{5}	9.1×10^{4}	1.4×10^{5}	2.6×10^{5}		
	Количество циклов наработки до схватывания пар трения					
Эра ВНИИНП—286М	300	80	50	20		
Aero Shell Grease 33	900	150	130	100		

Таблица 1. Изменение градиента скорости сдвига смазочных слоев и количество циклов наработки пар трения до проявления признаков схватывания

контакта. Прежде всего, это проявляется в нарушении структурной приспосабливаемости контактных поверхностей и смазочного материала в критических условиях трения, разрушением ранее образованных метастабильных структур. Переход трибосистемы в термодинамически неустойчивое состояние характеризуется, прежде всего, резкой активацией металла вследствие концентрации напряжений на локальных участках фрикционного контакта в местах разрушения экранирующей пленки смазочного материала, что проявляется в повышении удельной работы трения.

При σ_{max} 250 МПа, согласно расчетной зависимости оценки режима смазочного действия $\lambda = h/\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}$, в контакте реализуется эластогидродинамический ($\lambda = 3.13$) и гидродинамический ($\lambda = 5.83$) режимы смазочного действия при использовании смазок Эра ВНИИНП-286М и Aero Shell Grease 33 соответственно. Следовательно, контактные поверхности разделены достаточным слоем смазочного материала, обеспечивающим локализацию касательных напряжений сдвига в тонком граничном слое смазки, что способствует уменьшению как внешних силовых воздействий, так и поверхностной деформации тонких слоев металла. Показатели удельной работы трения ($A_{\rm rp}$) составляют, в среднем, 3200 и 1000 Дж/мм² при смазывании пар трения Эра ВНИИНП-286М и Aero Shell Grease 33 соответственно.

С повышением σ_{max} до 700 МПа вследствие резкого уменьшения толщины смазочной пленки условия работы трибосистемы соответствуют полусухому ($\lambda = 0.21$) и граничному ($\lambda = 1.67$) режимам смазочного действия при исследовании Эра ВНИИНП-286М и Aero Shell Grease 33 соответственно. В таких условиях трения интенсифицируются механо-химические процессы в тонких поверхностных слоях металла, повышается степень их деформационных изменений. Такие процессы характеризуются неравновесными кинетическими переходами трибосистемы, нарушением самоорганизации диссипативных структур, что приводит к увеличению удельной работы трения. При смазывании стали смазкой Эра ВНИИНП-286М $A_{\rm тр}$ повышается в три раза при увеличении $\sigma_{\rm max}$ с 250 до 700 МПа и составляет 10000 Дж/мм² (рис. 4). Применение синтетической смазки Aero Shell Grease 33 способствует снижению удельной работы трения, в среднем, в 2–3 раза.

Именно стабильность диссипативных структур при их самоорганизации в динамических условиях нагружения является определяющим фактором работоспособности трибосистемы. Толщина смазочной пленки на уровне 1.5–3 мкм, обеспечивающая эласто- и гидродинамические режимы смазочного действия, высокие антифрикцион-



Рис. 4. Изменение удельной работы трения в контакте в условиях повышения контактной нагрузки.

ные свойства (f в пределах 0.01–0.015) и низкая удельная работа трения ($A_{\rm rp}$ составляет 1000–3200 Дж/мм²) при $\sigma_{\rm max}$ 250 МПа обеспечивают наработку трибосистемы в условиях масляного голодания в пределах 300–900 циклов в зависимости от типа смазочного материала (табл. 1). С повышением $\sigma_{\rm max}$ до 700 МПа наблюдается снижение толщины смазочной пленки до 0.1–0.8 мкм, увеличение коэффициента трения до 0.03–0.05, повышение удельной работы трения до уровня 5000–10000 Дж/мм², что приводит к резкому сокращению циклов наработки трибосистемы – первые признаки схватывания, в зависимости от типа смазки, проявляются на 20–100 циклах наработки.

Таким образом, только лишь за счет рационального выбора смазочного материала (замена смазки Эра ВНИИНП-286М на Aero Shell Grease 33) удалось увеличить количество циклов наработки трибосистемы до проявления первых признаков схватывания в 3 и 5 раз соответственно при σ_{max} 250 и 700 МПа.

Помимо рассмотренных выше смазывающих и антифрикционных свойств смазки Aero Shell Grease 33, данный смазочный материал характеризуется более эффективными противоизносными свойствами, по сравнению со смазкой Эра ВНИИНП-286М аналогичного эксплуатационного назначения. Экспериментально установлено снижение общего линейного износа опережающей и отстающей поверхностей в 1.3 и 1.7 раза при σ_{max} 250 и 700 МПа соответственно при смазывании пар трения смазкой Aero Shell Grease 33, по сравнению с Эра ВНИИНП-286М (рис. 5).

Анализ экспериментальных данных триботехнических характеристик исследуемых смазок показал наибольшее влияние на износ таких параметров, как контактная нагрузка σ_{max} , удельная работа трения A_{Tp} и толщина смазочного слоя h. На основании этого получена эмпирическая зависимость линейного износа $L_{лин}$ от указанных параметров

$$L_{\rm лин} = \frac{\sigma_{\rm max}^{0.1} A_{\rm rp}^{0.1}}{h^{0.2}}.$$
 (4)

Полученные расчетные значения $L_{\text{лин}}$ по формуле (4) характеризуются высоким уровнем сходимости с измеренными показателями линейного износа с использованием метода искусственных баз (прибор ПМТ-3), что свидетельствует о качественной аппроксимации предложенной зависимости оценки линейного износа контактных поверхностей в критических условиях работы (рис. 6).

Таким образом, предложенная эмпирическая зависимость позволяет прогнозировать максимальный износ контактных поверхностей в критических условиях трения, к которым относятся условия прекращения подачи смазочного материала в зону кон-



Рис. 5. Линейный износ опережающей и отстающей поверхностей в нестационарных условиях трения.



Рис. 6. Линейный износ поверхностей качения: I -экспериментальные значения (метод искусственных баз), 2 - расчетные значения по формуле (1).

такта и переход работы трибосистемы в режим масляного голодания. Качественная оценка данного процесса характеризуется интенсификацией деструкционных процессов в граничном слое смазочного материала и деформационных изменений тонких поверхностных слоев металла, приводящих к повышению энергонапряженности трибоконтакта и увеличению износа контактных поверхностей.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. *Hsu S.M., Klaus E.E., Cheng H.S.* A mechano-chemical descriptive model for wear under mixed lubrication conditions // Wear. 1988. V. 128. № 3. P. 307.
- 2. *Matveevsky R.M.* Friction power as a criterion of seizure with sliding lubricated contact // Wear. 1992. V. 155. P. 1.
- 3. Lenahan P.M., Curry S.E. First observation of the (29) Si hyperfine spectra of silicon dangling bond centers in silicon nitride // Appl. Phys. Lett. 1990. V. 56. № 157. P. 207.
- 4. *Warren O.L., Graham J.F., Norton P.R. et al.* Nanomechanical properties of films derived from zinc dialkyldithiophosphate // Tribology Letters. 1998. V. 4. P. 189.
- 5. *Ермаков С.Ф*. Трибология жидкокристаллических наноматериалов и систем. Минск: Беларус. навука, 2011. 380 с.
- 6. Буяновский И.А., Игнатьева З.В., Левченко В.А. и др. Ориентационная упорядоченность граничных слоев и смазочная способность масел // Трение и износ. 2008. Т. 29. № 4. С. 375.
- 7. *Mikosyanchyk O., Mnatsakanov R., Zaporozhets A., Kostynik R.* Influence of the nature of boundary lubricating layers on adhesion component of friction coefficient under rolling conditions // East-ern-European Journal of Enterprise Technologies. 2016. V. 4/1. N. 82. P. 24.
- 8. *Israelachvili J.* Adhesion forces between surfaces in liquids and condensable vapours // Surface Science Reports. 1992. V. 14. № 3. P. 109.
- 9. Israelachvili J.N. Intermolecular and surface forces, 3-rd ed., USA: Academic Press, 2011. 674 p.
- 10. Yoshizawa H., Israelachvili J. Fundamental mechanisms of interfacial friction. 2. Stick-slip friction of spherical and chain molecules // J. Physical Chemistry. 1993. V. 97. № 43. P. 11300.
- 11. Ляшенко Я.А., Хоменко А.В., Метлов Л.С. Феноменологическая теория плавления тонкой пленки смазки между двумя атомарногладкими твердыми поверхностями // Журнал технической физики. 2010. Т. 80. № 8. С. 120.
- 12. *Порохов В.С.* Трибологические методы испытания масел и присадок. М.: Машиностроение, 1983. 183 с.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.892

ОЦЕНКА ТРИБОТЕХНИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ Наполнения политетрафторэтилена

© 2021 г. Е. Б. Седакова^{1,*}, Ю. П. Козырев¹

¹ Институт проблем машиноведения РАН, Санкт-Петербург, Россия *e-mail: elenasedakova2006@vandex.ru

> Поступила в редакцию 09.06.2020 г. После доработки 11.02.2021 г. Принята к публикации 24.02.2021 г.

Для прогнозирования износостойкости полимерных композиционных материалов с пространственной структурой наполнителя предложен критерий триботехнической эффективности наполнения. Математическое выражение, определяющее величину критерия, содержит отношение коэффициентов трения чистого полимера и его композита. Проведены экспериментальные исследования износостойкости композита Ф4К20 и материала его матрицы – политетрафторэтилена. Применимость предложенного критерия подтверждена результатами сравнительного анализа полученных экспериментальных данных, с данными опубликованными другими авторами.

Ключевые слова: износ, коэффициент трения, интенсивность линейного изнашивания, износостойкость, композит, политетрафторэтилен

DOI: 10.31857/S0235711921030147

1. Известно [1, 2], что в чистом виде политетрафторэтилен (ПТФЭ), несмотря на его низкий коэффициент трения при отсутствии смазки и рабочий диапазон температур от -60 до $+250^{\circ}$ С, редко используется в узлах трения из-за малой износостойкости. Основные причины значительного износа ПТФЭ связаны, во-первых, с высокой адгезией полимера к металлу и, как следствие этого, способностью формировать на стальных контртелах полимерные пленки переноса с последующим их разрушением и удалением продуктов износа из зоны трения [3–5]. Кроме того, ПТФЭ подвержен послойному износу, т.к. из-за низкой энергии активации сдвига ламелярных кристаллов при нагружении образуется система подповерхностных трещин [6], формирующих тонкие ленточные частицы износа [7, 8].

Известно, что для изготовления объемного материала ПТФЭ используется порошок с размерами гранул 100–150 мкм, а для создания композитов на основе ПТФЭ в технологический процесс включают совместное перемешивание гранул ПТФЭ с частицами различных наполнителей, имеющих размеры от 10 мкм до десятков нанометров с последующим спеканием полученной смеси под давлением. Такие композиты отличаются от экструдированных тем, что в объеме полученного материала полимер и наполнитель формируют пространственную структуру, представляющую собой ячейки полимера, встроенные в каркас из частиц наполнителя. Характерно, что износостойкость композитов с такой структурой становится на 1–2 порядка выше износостойкости чистого ПТФЭ, хотя максимальное содержание наполнителя в композите не может превышать 20–30 об. % [1, 9].

2. Эффект наполнения не является еще до конца изученным физико-механическим процессом. В [10] разработана структурно-механическая модель износостойкости наполненных композитов, которая позволяет рассчитать величину снижения нагруженности матрицы при знании деформационных характеристик структуры наполнителя. В работах [10, 11] показано, что снижение нагруженности матрицы ведет к повышению износостойкости композита. Отсутствие фундаментальной теории создания композиционных материалов можно в ограниченной области нагрузок компенсировать расчетом износостойкости на основе феноменологических степенных соотношений [12, 13], связывающих интенсивность изнашивания с параметрами нагрузки. Характерной особенностью большинства феноменологических соотношений является то, что в них не выделяется влияние коэффициента трения на износ. Такой подход к определению износа предполагает постоянство величины коэффициента трения во всем временном диапазоне работы узла трения. Однако в [14] показано, что зависимость коэффициента трения от времени содержит низкочастотные и высокочастотные колебания. Низкочастотные колебания связаны с локальными пятнами контакта, где при адгезионном взаимодействии материалов пар трения под действием напряжений начинается рост микротрещин и образование частиц износа. В [15–17] теоретически показана связь коэффициента трения с износом, а в [18] для упругого контакта при фрикционной усталости получено соотношение, где интенсивность изнашивания и коэффициент трения связаны степенной зависимостью. В [18] приведено соотношение для определения интенсивности линейного изнашивания I_h материалов при упругом контакте и усталостном механизме изнашивания. Из этого выражения следует, что

$$I_h \approx f^t, \tag{1}$$

где *f* — коэффициент трения; *t* — показатель степени функции при определении числа циклов до образования частиц износа.

Из (1) следует, что величина коэффициента трения может существенно влиять на износостойкость материалов. Особенно перспективно использовать (1) применительно к композитам, т.к. изменение структуры полимерного материала при введении наполнителей может приводить к существенному изменению коэффициента трения. В то же время основной износ определяется полимерной матрицей и величина t в (1) может не зависеть от наполнения. Для создания модели износа соотношение (1) необходимо дополнить величинами контактного давления p и скорости скольжения v. В [18] отмечено, что во многих случаях показатели степени при p и v могут быть приняты за единицу. Тогда выражение для расчета величины I_h будет иметь вид

$$I_h = k f^t p v, (2)$$

где *k* – безразмерный коэффициент.

3. Экспериментальные исследования для определения износостойкости выбранных материалов проводились на специальной облегченной установке [19], у которой вес траверсы без грузов составлял 6 H, что давало возможность проводить испытания при малых нагрузках, характерных для работы чистых полимеров в узлах трения. Контртело из стали 45, в виде кольца с наружным диаметром 10 мм и внутренним диаметром 8 мм в процессе экспериментов контактировало с плоской поверхностью образцов – пластин, исследуемых полимерных материалов, изготовленных из ПТФЭ и Ф4К20 размером 20×25 мм и высотой 5.8 мм. Материал Ф4К20, представляет собой ПТФЭ, наполненный частицами литейного кокса с размером 5-10 мкм и концентрацией 20 об. %. Экспериментальные значения *f* определялись по соотношению [19], с учетом разности между произведением напряжения *U* и тока электродвигателя *I*,



Рис. 1. Зависимости коэффициента трения от пути трения при pv = 1 МПа м/с для материалов: $1 - \Pi T \Phi \Im$ и $2 - \Phi 4 K 20$.

нагруженного моментом трения, и этими же величинами, измеренными в режиме холостого хода двигателя, U_{xx} и I_{xx} .

$$f = \frac{0.5(U_p I_p - U_{xx} I_{xx})}{Fr 2\pi n},$$
(3)

где F — нормальная нагрузка; r — средний радиус контртела; n — число оборотов вала двигателя в сек⁻¹.

Исследование износостойкости материалов проводились при варьировании величин p и v, так что диапазон совместной нагрузки pv находился в пределах (0.12–3) МПа м/с, при этом величина v принималась из диапазона (0.3–0.6) м/с. Перед каждым испытанием поверхность трения стального контртела обрабатывалась шлифовальной шкуркой с зернистостью 1000. В конце каждого испытания при заданных pv определялся весовой износ полимерного образца Δm . Далее определялась износостой-кость по величине интенсивности линейного изнашивания

$$I_h = \frac{\Delta m}{\rho LA},\tag{4}$$

где *L* – путь трения; *A* – номинальная площадь контакта; ρ – плотность материала образца.

4. Для определения величины L, при которой f принимает установившееся значение, были проведены исследования зависимости коэффициента трения от пути трения при скорости v = 0.6 м/с. Результаты исследований приведены в виде графиков на рис. 1.

Коэффициент трения ПТФЭ (рис. 1) существенно зависит от величины L в области малых его значений. В то же время величина fдля Ф4К20 не показывает такой зависимости от L.

В связи с тем, что ПТФЭ сильно изнашивается, продолжительность опытов должна определяться двумя основными факторами. Во-первых, не следует допускать затрудненного удаления частиц износа из зоны трения, т.е. при выбранном пути трения канавка износа не должна заглубляться на величину большую половины толщины об-



Рис. 2. Зависимости коэффициента трения от величины $pv: 1 - для \Pi T \Phi \Im; 2 - \Phi 4 K 20.$

разца. С другой стороны температурный режим в зоне трения должен приближаться к стационарному, т.е. к такому режиму, когда полимерный образец будет иметь равномерную температуру по всему объему при заданном *pv*.

Стационарный температурный режим (рис. 1), при котором наблюдается стабилизация величины f, достигается при минимальном L = 1000 м. В дальнейших испытаниях будем использовать полученное значение L.

На рис. 2 приведены значения f, рассчитанные по (3) для исследованных материалов в зависимости от pv. Ф4К20 имеет коэффициент трения во всем диапазоне нагрузок в 2–3 раза ниже, чем ПТФЭ (рис. 2). Таким образом, используя значения f (рис. 2), при знании величины t, можно оценить по (2) износостойкость испытанных материалов. Для ПТФЭ в [18] было экспериментально получено, что t = 5. Т.к. композиты на основе ПТФЭ приблизительно на 80 об. % состоят из ПТФЭ, то для качественного анализа износостойкости композитов можно также принять t = 5.

В табл. 1 приведены величины интенсивности линейного изнашивания I_h , определенные по (4).

Средний износ ПТФЭ (табл. 1) существенно выше износа Ф4К20. Эти результаты хорошо согласуются с (2), т.к. значения f для ПТФЭ выше, чем для Ф4К20 (рис. 2). Исследования износостойкости Ф4К20 возможно проводить и в более широком диапазоне нагрузок, в то же время максимальная величина pv для ПТФЭ при выбранной схеме трения ограничена глубиной канавки износа.

Для оценки численного значения величины k решим (2) относительно коэффициента k, подставив значения I_h из табл. 1 для заданных pv, тогда

$$k = \frac{I_h}{f^t p v}.$$
(5)

Результаты вычислений *k* приведены в табл. 2.

Разброс величин k_1 и k_2 для каждого из исследуемых материалов незначителен (табл. 2). Тогда можно использовать средние значения k_1 и k_2 для определения по (2) расчетных значений интенсивности линейного изнашивания ПТФЭ и Ф4К20 при t = 5.

т. МПам/с	<i>I_h</i> , рассчитанная по (4)			
<i>pv</i> , witta м/с	ПТФЭ	Ф4К20		
0.12	3.28549E-07	_		
0.19	1.66188E-06	3.5E-08		
0.50	5.93301E-07	2.07337E-08		
0.75	2.41148E-06	1.75439E-08		
1.01	2.53907E-06	1.91388E-08		
1.51	—	2.71132E-08		
2.01	_	3.50877E-08		
2.51	—	5.26316E-08		
3.00	_	5.58214E-08		

Таблица 1. Величины интенсивности линейного изнашивания материалов ПТФЭ и Ф4К20, рассчитанные, при различных значениях pv

Таблица 2. Результаты вычислений k по (5) для исследованных материалов

<i>рv</i> , МПа м/с	Величина <i>k</i> , расо для мат	Относительная $H = k / k$	
	ПТФЭ, <i>k</i> ₁	Φ 4K20, k_2	BEЛИЧИНА $II = \kappa_1/\kappa_2$
0.50	0.005	0.0025	2.0
0.75	0.006	0.0023	2.6
1.01	0.005	0.0030	1.7
Среднее значение	0.0056	0.0028	2.025

Для рассмотренных нагрузок величина $H \approx 2$ (табл. 2). Постоянство значений *t* и *k* дает возможность использовать (2) для оценки триботехнической эффективности наполнения материала ПТФЭ в диапазоне рассмотренных нагрузок по соотношению

$$D = H \frac{f_p^t}{f_f^t},\tag{6}$$

где D – критерий эффективности наполнения композита; $H = k_1/k_2$; f_p – коэффициент трения ПТФЭ; f_f – коэффициент трения Ф4К20.

В качестве примера рассмотрим возможность применения (6) для оценки эффективности наполнения. Используем данные графиков рис. 2, например, при pv = 1 МПа м/с. Получаем, что при этой нагрузке ПТФЭ имеет $f_p = 0.22$ и Ф4К20 – $f_f = 0.09$. Тогда из (6) находим D = 132.5, при H = 2, т.е. при pv = 1 МПа м/с интенсивность линейного изнашивания Ф4К20 меньше в 132.5 раза по сравнению с интенсивностью линейного изнашивания ПТФЭ, что свидетельствует о триботехнической эффективности наполнения ПТФЭ 20 об. % литейного кокса. Таким образом, знание величины D позволяет оценить износостойкость наполненного композита по сравнению с чистым ПТФЭ без дополнительного проведения трудоемких и менее точных исследований износа.

5. Настоящая статья опиралась на выводы из усталостной теории износа для упругого контакта [18]. При этом экспериментальные исследования проводились на установке, реализующей схему трения "плоский полимерный образец—стальное кольцо". Ранее было показано, что при такой схеме трения в полимерном материале в подпо-

Harnvara H	Контактное	Коэффициент трения исследованных материалов		
Пагрузка, П	давление, МПа	ПТФЭ, <i>f</i> _{p1}	Valflon F115, f_v	
5	5	0.19	0.12	
10	6	0.21	0.13	
20	7	0.22	0.16	
30	9	0.21	0.17	
Среднее значение коэффициента трения материалов		0.21	0.15	

Таблица 3. Величины коэффициента трения *f*, полученные в [21] при различных контактных нагрузках по схеме испытаний стальной палец по диску для ПТФЭ и композита Valflon F115

верхностном слое образуются усталостные трещины [6]. Для возможности анализа большего объема экспериментальных данных следует рассмотреть результаты других авторов, полученные на установках, реализующих схемы трения близкие к схеме "кольцо–плоскость".

При изучении адгезионного изнашивания более информативной схемой трения является схема "палец—по диску", в которой пальчиковый образец является полимером или композитом, а диск металлическим контртелом. При изнашивании по схеме трения "палец—по диску" износ происходит по дорожке трения, на которой образуется слой переноса полимерного материала или композита. При этом слой переноса периодически охлаждается, контактируя с окружающей средой. Это может приводить к его растрескиванию и образованию частиц износа. При подобной схеме коэффициент трения может вести себя иным образом и его связь с износом может иметь другой характер. При большом объеме слоя переноса коэффициент трения может снижаться, а износ при этом будет расти. Такие данные приведены в [20], где при снижении коэффициента трения композита на основе полифениленсульфида, наполненного наночастицами окиси алюминия, его износостойкость существенно снижается. Таким образом, важно, какая выбрана схема трения в соответствии задачам исследований.

В работе [21] были выполнены сравнительные экспериментальные исследования износостойкости материалов, используя схемы трения, которые способствуют поверхностному деформированию, как и схема "кольцо-плоскость", реализованная при проведении наших экспериментов. Этими схемами являлись металлический палец по полимерному диску, упорная шайба по плоскости и схема, реализующая возвратно-поступательное движение, "плоскость-плоскость". В качестве материалов для испытаний в [19] были выбраны ПТФЭ и коммерческий материал Valflon F115, представляющий собой ПТФЭ, наполненный 15 вес. % порошка полиимида с размерами частиц от 20 до 100 мкм. В [21] коэффициент трения определялся по схеме "палец-по диску", а износ по схеме упорная шайба по плоскости. Используем данные, приведенные в [21], для расширения базы независимых экспериментальных данных.

В табл. 3 приведены величины коэффициентов трения ПТФЭ и Valflon F115, взятые из [21].

Коэффициент трения композита (табл. 3) существенно ниже, как и было отмечено в наших экспериментах. Т.к. контактное давление при проведении экспериментального исследования износостойкости ПТФЭ и Ф4К20 не превышало 6 МПа, для дальнейших расчетов из табл. 3 выбираем значения $f_{p1} = 0.21$ для ПТФЭ и $f_v = 0.13$ для Valflon F115, определенные при p = 6 МПа. Далее рассчитаем величины I_h исследованных в [21] материалов, на основе данных, полученных при испытаниях материалов по схеме шайба по плоскости. Эти данные приведены в табл. 4.

Harpvara ny M Π a M/c	Величины I_h , определенные для материалов			
	ПТФЭ	Valflon F115		
0.045	1.78×10^{-7}	0.77×10^{-8}		
0.100	0.69×10^{-7}	3.20×10^{-9}		

Таблица 4. Величины I_h материалов ПТФЭ и Valflon F115 в зависимости от *pv*, полученные при их изнашивании по схеме шайба по плоскости

Таблица 5. Величины коэффициентов *k*, определенные по (5) и использованием данных, приведенных в [21]

Нагрузка pv,	Величины <i>k</i> , рассчитанн	H = k / k	
МПа м/с	ПТФЭ, <i>k</i> ₁	Valflon F15, k_2	$m = \kappa_1 / \kappa_2$
0.045	0.009	0.005	1.8
0.100	0.002	0.001	2.0

Для ПТФЭ (табл. 4) величины I_h близки к величинам I_h , приведенным в табл. 1. Очевидно, что ПТФЭ, наполненный полиимидом, имеет более высокую износостойкость. Воспользуемся соотношением (5) для нахождения величин k_1 и k_2 для этого случая. Результаты расчетов (табл. 5) показывают, что и в рассматриваемом случае для дальнейших вычислений возможно принимать $H \approx 2$.

Подставив соответствующие величины коэффициента трения ПТФЭ и Valflon F115 из табл. 3 в (6), получим $D_1 \approx 21$. Сравнивая полученные величины D и D_1 , получаем, что $D \gg D_1$. Таким образом, можно сделать вывод, что литейный кокс является более эффективным наполнителем для ПТФЭ, чем мелкодисперсный полиимид. Это может быть связано с тем, что в материале Valflon F115 частицы наполнителя имеют достаточно крупный размер, сравнимый с гранулами ПТФЭ, и, по-видимому, при таком соотношении размеров имеющаяся в композите Valflon F115 пространственная структура имеет большую дефектность [10].

Выводы. 1. У модифицированных полимеров имеющих пространственную структуру, состоящую из ячеек полимера, отделенных каркасом из частиц наполнителя, экспериментальным путем зарегистрировано снижение величины коэффициента трения по сравнению с чистым полимером, что приводит к существенному повышению их износостойкости. 2. Предложен критерий триботехнической эффективности наполнения ПТФЭ. 3. Показана однотипность механизмов изнашивания ПТФЭ и композитов на его основе при различных нагрузках. 4. На основе анализа различных схем трения выбраны схемы трения, пригодные для исследования усталостных явлений при трении полимерных материалов.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
- 2. Scheirs J. Modern fluoropolymers. New York: Wiley, 1997.
- Khedkar J., Negulescu I., Meletis E.I. Sliding wear behavior of PTFE composites // Wear. 2002. V. 252. P. 361.

- 4. Sawyer W.G., Freudenberg K.D., Bhimaraj P., Schadler L.S. A study on the friction and wear behavior of PTFE filled with alumina nanoparticles // Wear. 2003. V. 254. P. 573.
- 5. Kowandy C., Richard C., Chen Y.M. Characterization of wear particles for comprehension of wear mechanisms case of PTFE against cast iron // Wear. 2008. V. 265. P. 1714.
- 6. *Blanchet T.A., Kennedy F.E.* Sliding wear mechanism of polytetrafluoroethylene (PTFE) and PTFE composites // Wear. 1992. V. 153. № 1. P. 229.
- 7. *Bahadur S*. The development of transfer layers and their role in polymer tribology // Wear. 2000. V. 245. № 1–2. P. 92.
- 8. Conte M., Igartua A. Study of PTFE composites tribological behavior // Wear. 2012. V. 296. P. 568.
- 9. *Liu P., Huang T., Lu R., Li T.* Tribologicalpropertiesofmodified carbonfabric/ polytetrafluoroethylene composites // Wear. 2012. V. 289. P. 17.
- 10. *Козырев Ю.П., Седакова Е.Б.* Влияние особенностей структуры композиционных материалов на основе политетрафторэтилена на снижение нагруженности матрицы // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2010. № 2. С. 40.
- 11. Friction and wear of polymer composites. Edited by *K. Friedrich*. Elsivier Science Publishers B.V. Amsterdam, 1986. 420 p.
- 12. Добычин Н.М., Морозов А.В., Никулин А.В., Сачек Б.Я., Анисимов А.В. Планирование эксперимента при исследовании триботехнических характеристик фенольных углепластиков // Вопросы материаловедения. 2009. № 1. С. 186.
- 13. *Rhee S.K.* Wear equation for polymers sliding against metal surfaces // Wear. 1970. V. 16. № 6. P. 431.
- 14. *Фадин Ю.А., Булатов В.П., Киреенко О.Ф.* Взаимосвязь износа и энергозатрат при трении металлов в отсутствии смазочого материала // Трение и износ. 2002. Т. 23. № 5. С. 566.
- 15. Bera B. Adhesional friction theory of micromechanical surface contact // IOSR Journal of engineering. 2013. V. 3. № 2. P. 38.
- 16. Васильев Ю.Р., Фуголь В.А. Математическая модель трения и изнашивания поликристаллических твердых тел // Вопросы материаловедения. 2009. № 1 (57). С. 194.
- 17. *Bera B.* Interrelation of friction-wear and mechanism of energy dissipation for MEMS application // International Journal of Computational Engineering Research (IJCER). 2016. V. 6. № 8. P. 14.
- 18. *Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С.* Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 528 с.
- 19. Седакова Е.Б., Козырев Ю.П. Тепловая нагруженность полимера в паре трения политетрафторэтилен-сталь // Трение и износ. 2017. Т. 38. № 5. С. 386.
- Shwartz S.J., Bahadur S. Studies on the tribological behavior and transfer film counterface bond strength for polyphenylene sulfide filled with nanoscale alumina particles // Wear. 2000. V. 237. P. 261.
- Mazza L., Trivella A., Grassi R., Malucelli G. A comparison of the relative friction and wear responses es of PTFE and a PTFE-based composite when tested using three different types of sliding wear machines // Tribology International. 2015. V. 90. P. 15.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 539.433

О ЧАСТОТНОЙ ЗАВИСИМОСТИ ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ СПЛАВА АМг-6

© 2021 г. А. К. Томилин^{1,*}, Ф. Ю. Кузнецов¹, И. С. Коноваленко¹, Н. В. Дружинин², В. А. Красновейкин², И. Ю. Смолин²

¹ Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Томск, Россия ² Институт физики прочности и материаловедения СО РАН, Томск, Россия *e-mail: aktomilin@tpu.ru

> Поступила в редакцию 12.10.2020 г. После доработки 06.02.2021 г. Принята к публикации 24.02.2021 г.

Оценка вибропрочности упругих металлических конструкций различного назначения проводится на основе математического моделирования. При этом возникает проблема адекватного определения коэффициента внутреннего трения металла, поскольку он существенно влияет на значения собственных частот затухающих колебаний и отражаются на условиях резонансов различных порядков. В настоящей статье коэффициент внутреннего трения алюминиевого сплава АМг-6 определен двумя методами: электромеханическим и лазерной виброметрии. Установлена зависимость коэффициента внутреннего трения от основной частоты колебаний в герцевом диапазоне при соблюдении условия изохронности. Результаты исследования позволяют уточнить гипотезу Фойгта применительно к сплаву АМг-6 в герцевом диапазоне.

Ключевые слова: сплав АМг-6, внутреннее трение, гипотеза Фойгта, вибропрочность **DOI:** 10.31857/S0235711921030159

Алюминиевый сплав АМг-6 широко используется в ракетно-космическом машиностроении. Сплав обладает высокими эксплуатационными характеристиками, в частности хорошей вибропрочностью и малой скоростью развития трещин усталости [1–3]. Из сплава АМг-6 изготавливаются так же крепежные элементы, с помощью которых различное навесное оборудование присоединяется к сегментам космических аппаратов. При этом обычно применяется консольное закрепление, к которому предъявляются определенные требования по вибропрочности. С целью исключения опасных резонансных явлений расчет консольно закрепленных элементов проводится по основному тону колебаний. В связи с этим возникает проблема адекватного математического моделирования затухающих колебаний. Их частота существенно зависит от внутреннего трения конструкционного материала. По этой причине разработка и обоснование экспериментальных методов исследования внутреннего трения металлов представляется актуальной научно-технической проблемой. Она исследуется комплексно и сводится к решению многих задач, одна из которых заключается в определении коэффициента внутреннего трения с целью его адекватного учета при математическом моделировании вибраций сложных конструкций.

Внутреннее трение часто играет самую важную роль в диссипации энергии вибраций. Во многих случаях оно превышает внешнее сопротивление. Именно такая ситуация обычно возникает при эксплуатации космической техники в отсутствие атмосферы. Существует несколько гипотез, отражающих природу внутреннего трения [4, 5]. Для металлов наиболее адекватной считается гипотеза Фойгта (Voight), согласно которой внутреннее трение представляется линейно вязким и частотно зависимым. Фактор затухания каждой отдельной моды главных колебаний определяется как произведение коэффициента внутреннего трения на квадрат соответствующей циклической частоты. Сам коэффициент внутреннего трения при этом считается частотно и амплитудно независимым. Однако, использование гипотезы Фойгта в таком виде часто приводит к существенному расхождению результатов численного моделирования вибрационных процессов с данными экспериментальных исследований [6, 7].

Амплитудная зависимость внутреннего трения металлов изучается с середины прошлого века. Известно, что в некоторых сплавах, прошедших специальную обработку (отжиг, закалка, старение), логарифмический декремент затухания, начиная с некоторых значений амплитуды деформаций, начинает быстро расти при дальнейшем увеличении амплитуды деформаций [8, 9]. Это можно объяснить на основе дислокационной теории, учитывающей точечные дефекты кристаллической решетки и приводящей к нелинейности упругих свойств материала [8]. Физические процессы, происходящие в металлах при динамическом нагружении, исследованы в публикациях [10–12]. Следовательно, в каждом конкретном экспериментальном исследовании необходимо проверять амплитудную зависимость внутреннего трения материала (в частности коэффициента внутреннего трения) и оценивать нелинейность его свойств. Это можно сделать путем проверки условия изохронности колебаний, т.е. выяснить зависит ли частота собственных колебаний от амплитуды.

Вычислить фактор затухания колебаний определенной моды для конкретного материала можно, в результате экспериментального определения логарифмического декремента затухания образца простой геометрической формы. В экспериментах обычно используются стержни или пластинки постоянного сечения, совершающие поперечные колебания при различных условиях закрепления, например, двухопорные, консольные или защемленные с двух концов. Известно несколько экспериментальных методов, которые используются на практике [13–15]. Часто применяются магнитострикционные датчики, которые фиксируют характеристики колебаний отдельных точек конструкции. Однако этого часто бывает недостаточно, чтобы сделать вывод о свойствах материала испытуемого образца. Присоединение датчиков к исследуемой конструкции изменяет ее инерционные и диссипативные свойства, что отражается на экспериментально определяемых значениях собственных частот. Приоритетной считается идея бесконтактной виброметрии. Одним из современных бесконтактных методов является лазерная виброметрия. Этот метод позволяет очень точно определять частоты и амплитуды колебаний образцов различной формы. Еще один простой метод виброметрии основан на регистрации токов, индуцированных в электропроводном стержне, который совершает поперечные колебания во внешнем магнитном поле [13]. В статье Ф.Ю. Кузнецова [14] такой электромеханический метод применен для частотного анализа собственных колебаний стержня в магнитном поле.

Цель настояшего исследования заключается в определении коэффициента внутреннего трения алюминиевого сплава АМг-6 и исследования его зависимости от частоты в герцевом диапазоне.

Частотный анализ поперечных колебаний консольного стержня с учетом внутреннего трения. Собственные поперечные колебания тонкого однородного призматического стержня, расположенного на оси *z*, в рамках теории Эйлера—Бернулли описываются дифференциальным уравнением в частных производных

$$EJ\left(\frac{\partial^4 u}{\partial z^4} + \beta^* \frac{\partial^5 u}{\partial z^4 \partial t}\right) + m_0 \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \beta \frac{\partial u}{\partial t}\right) = 0, \tag{1}$$

где u(z,t) – динамическая функция смещений в направлении оси Ox; EJ – изгибная жесткость стержня; β – коэффициент внешнего демпфирования, зависящий от
свойств окружающей среды; β^* — коэффициент внутреннего трения, зависящий от свойств материала стрежня; m_0 — погонная масса.

В уравнении (1) использована гипотеза пропорционального демпфирования. Сила внутреннего трения учтена в соответствие с гипотезой Фойгта

$$dF_c = EJ\beta^* \frac{\partial^5 u}{\partial z^4 \partial t} dz.$$

Коэффициент β* считается постоянным для данного сплава и частотно независимым.

В задачах с однородными граничными условиями уравнение в частных производных (1) при помощи процедуры Фурье с учетом ортогональности собственных амплитудных функций сводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений

$$\ddot{q}_r + \left(\beta + \beta^* p_r^2\right) \dot{q}_r + p_r^2 q_r = 0, \quad (r = 1, 2, ...),$$
(2)

где q_r — обобщенные координаты, в качестве которых приняты смещения точек максимального прогиба при каждой форме колебаний; p_r — собственные циклические частоты незатухающих колебаний.

Уравнения (2) являются независимыми между собой, следовательно, описывают главные поперечные колебания стержня. Из уравнений (2), можно определить факторы затухания главных колебаний

$$h_r = \frac{1}{2} (\beta + \beta^* p_r^2); \quad (r = 1, 2, ...).$$
(3)

Из выражений (3) видно, что факторы внутреннего трения являются частотно зависимыми. В наименьшей степени внутреннее трение проявляется при основной (самой низкой) частоте p_1 . Поэтому гашение колебаний основной моды требует самого длительного временного интервала. Если внешнее механическое сопротивление существенно меньше внутреннего трения, то формулы (3) записываются в приближенном виде

$$h_r \approx \frac{1}{2}\beta^* p_r^2, \quad (r = 1, 2, ...).$$
 (4)

Определив экспериментально логарифмические декременты затухания δ_1 основной моды при испытаниях нескольких образцов, можно вычислить факторы затухания h_1 при различных собственных частотах

$$h_1 = \delta_1 v_1 = \delta_1 \frac{p_1}{2\pi}.$$
(5)

Используя экспериментальные результаты, при помощи формулы (4) можно установить частотную зависимость коэффициента внутреннего трения испытуемого материала $\beta^*(p_1)$.

Собственные частоты незатухающих колебаний стержня при заданных граничных условиях можно вычислить, исходя из параметров стержня: длины l, погонной массы m_0 и изгибной жесткости *EJ*. Волновые числа α_r связаны с собственными частотами

 p_r соотношениями $\alpha_r^4 = \frac{p_r^2 m_0}{EJ}$, (r = 1, 2...). Момент инерции круглого поперечного се-

чения определяется по известной формуле $J = \frac{\pi d^4}{64}$.

Консольному стержню длиной *l* соответствуют граничные условия для амплитудных функций

$$X_r(0) = 0;$$
 $X'_r(0) = 0;$
 $X''_r(l) = 0;$ $X'''_r(l) = 0.$

Они приводят к уравнениям частот [4]

$$\cos(\lambda_r) = -\frac{1}{\operatorname{ch}(\lambda_r)}, \quad (r = 1, 2...), \tag{6}$$

где $\lambda_r = \alpha_r l$. Первые корни уравнений (6) имеют значения: $\lambda_1 = 1.87$; $\lambda_2 = 4.73$. Собственные циклические частоты незатухающих колебаний стержня определяются по формулам

$$p_r = \alpha_r^2 \sqrt{\frac{EJ}{m_0}}, \quad (r = 1, 2...).$$

Собственные незатухающие колебания стержня совершаются с набором частот $p_{r} = p_{r} (r - 1.2)$

$$\mathbf{v}_r = \frac{p_r}{2\pi}, (r = 1, 2...).$$

Для проверки изохронности затухающих колебаний необходимо экспериментально определить основную частоту \tilde{v}_1 при различных амплитудах вибросмещения или виброскорости и вычислить соответствующую циклическую частоту затухающих колебаний \tilde{p}_1 . В случае изохронности колебаний частота \tilde{p}_1 не зависит от амплитуды.

Экспериментальные методы. Модальные испытания стержневых образцов, совершающих собственные колебания, выполнялись двумя методами: электромеханическим и лазерной виброметрии. Электромеханический метод основан на теории, изложенной в монографии [13]. В статье [14] описана экспериментальная установка и приведены результаты экспериментов с алюминиевым и медным стержнями. В настоящей статье использована усовершенствованная экспериментальная установка (рис. 1). Испытуемый стержневой образец закреплен в массивном зажиме неподвижного стенда с помощью специальных вкладышей длиной 50 мм. Зажатый конец стержня электрически



Рис. 1. Схема экспериментальной установки электромеханического метода.

изолирован от зажима. Плоские неодимовые магниты с аксиальной намагниченностью закреплены на специальной подставке, обеспечивающей их неподвижность. Габариты магнитов: $10 \times 20 \times 60$ мм. Расстояние между магнитами 30 мм. Индукция магнитного поля между ними составляет примерно 1 Тл. Во всех экспериментах магниты расположены от губки зажима на расстоянии 275 мм.

Стержень отклоняется силой, приложенной к его свободному концу. При мгновенном снятии силы стержень совершает свободные колебания первой формы в плоскости, перпендикулярной линиям магнитного поля. Электрический сигнал, индуцируемый в стержне, регистрируется осциллографом Rigol DS1052E, соединенным со стержнем гибкими тонкими проводниками. Осциллограмма электрического напряжения соответствует изменению виброскорости образца при основной моде. Частота и амплитуда колебаний стержня определяется по осциллограмме с помощью маркерных курсоров. На рис. 2 представлена типичная осциллограмма, виброскорости в виде затухающей синусоиды. Измеряя и сравнивая частоты при различных амплитудах, убеждаемся в изохронности колебаний. Следовательно, амплитудная зависимость внутреннего трения не проявляется.

К достоинствам этого метода можно отнести несложную сборку экспериментальной установки, безконтактный метод измерений и достаточно высокую точность определения основной частоты и амплитуды колебаний. Длина испытуемого образца должна быть значительно больше его диаметра (тонкий стержень). Это условие необходимо, чтобы обеспечить достаточно большую амплитуду колебаний участка стержня, расположенного между магнитами. Данный метод рекомендуется применять для испытания образцов немагнитных металлов. Влияние магнитного поля на диссипацию энергрии колебаний оценено в работе [14]. Показано, что на частотах герцевого диапазона при индукции магнитного поля до 1 Тл им можно пренебречь по сравнению с внутренним трением.

Относительная ошибка в определении коэффициента внутреннего трения электромеханическим методом оценивается примерно в 7%. Эта оценка учитывает отказ от учета внешней диссипации в воздушной среде, несовершенства закрепления образца, а также неточности измерений.



Рис. 2. Осциллограмма, соответствующая виброскорости при электромеханическом методе.



Рис. 3. Схема эксперимента на лазерном виброметре.



Рис. 4. График вибросмещений контрольной точки образца.

С целью верификации полученных результатов произведены испытания нескольких образцов методом лазерной виброметрии на лазерном сканирующем виброметре PSV-3D-500. Схема эксперимента представлена на рис. 3. Образец зажимается в губках массивных тисков, закрепленных на жестком основании. На свободном конце стержня располагается пьезомолоток, выполняющий в испытаниях две функции. Первая — обеспечение единичного ударного импульса закрепленным на конце стальным шариком, обеспечивающим точечное подведение ударного импульса. Вторая обеспечение синхронизирующего импульса от пьезодатчика молотка для синхронизации сигнала, записываемого лазерным сканирующим виброметром.

Измерения проводились в нескольких контрольных точках на различных расстояниях от защемления. На рис. 4 представлена развертка вибросмещений одной из точек образца при свободных колебаниях. Амплитуда колебаний убывает по экспоненциальному закону. С помощью маркерных курсоров определяются амплитуды смещений, а также частоты при разных амплитудах.

Вывод об изохронности колебаний подтверждается при использовании метода лазерной виброметрии. Относительная ошибка при определении коэффициента внутреннего трения методом лазерной виброметрии составляет не более 3%.

Результаты экспериментов и их анализ. В экспериментах использовались образцы из сплава АМг-6, который состоит из алюминия почти на 94%. Все образцы имели практически одинаковые механические характеристики: модуль упругости $E = 7.1 \times 10^{10}$ Па и объемную плотность $\rho = 2640$ кг/м³. Эксперименты производились в воздушной среде при температуре 20°C.

Номер эксперимента	1	2	3	4	5	6	7
<i>l</i> , м	0.640	0.570	0.375	0.357	0.365	0.335	0.454
<i>d</i> , м	0.008	0.008	0.006	0.006	0.010	0.010	0.020
<i>т</i> 0, кг/м	0.132	0.132	0.074	0.074	0.200	0.200	0.828
$J_x \times 10^{-10}$, m ⁴	2.000	2.000	0.635	0.635	4.900	4.900	78.500
EJ_x , H/m ²	14.20	14.20	4.50	4.50	34.80	34.80	557.35
α ₁ , м ⁻¹	2.92	3.28	4.98	5.24	5.12	5.58	4.12
p_1, c^{-1}	88.4	111.5	193.4	214.0	345.8	410.7	440.0
v ₁ , Гц	14.0	17.7	30.8	34.4	55.0	65.4	70.0
$ ilde{p}_1$, c ⁻¹	77.8	96.1	160.9	178.6	259.5	349.9	389.0
$ ilde{ u}_1$, Гц	12.4	15.3	25.6	28.4	41.32	55.72	62.0
δ	0.0940	0.1150	0.0866	0.0790	0.0760	0.0760	0.0760
$h_{\rm l}, {\rm c}^{-1}$	1.31	2.05	2.66	2.72	4.18	4.97	5.32
$\beta^*{\times}10^{-5}~c$	33.5	32.9	14.2	11.8	7.0	5.9	5.5

Таблица 1. Результаты экспериментальных измерений и расчетов

Значения измеренных величин и результаты вычислений приведены в табл. 1.

По формуле (5) вычислены факторы затухания при различных частотах. График зависимости $h_l(p_l)$ представлен на рис. 5. Затем по формуле (4) определены коэффициенты β^* в каждом случае.

На рис. 6 в виде графика представлена зависимость коэффициента внутреннего трения сплава АМГ-6 от основной циклической частоты незатухающих колебаний.

Частотную зависимость $h_l(p_l)$ можно достаточно точно аппроксимировать линейной функцией

$$h_{\rm l} = 0.0125 p_{\rm l}.\tag{7}$$



Рис. 5. Зависимость фактора затухания h_1 сплава АМг-6 от циклической частоты p_1 .



Рис. 6. Зависимость коэффициента внутреннего трения β^* сплава АМГ-6 от циклической частоты p_1 .

Коэффициент внутреннего трения для основной моды сплава АМг-6 соответствует гиперболическому закону

$$\beta^*(p_1) = 0.025 p_1^{-1},\tag{8}$$

который предлагается использовать при математическом моделировании вибрационных процессов консольных конструкций из сплава АМг-6.

Заключение. Результаты исследования позволяют уточнить гипотезу Фойгта применительно к вибрационным процессам в конструкциях из сплава АМг-6. Сформулируем выводы: 1. Установлено, что фактор затухания низкочастотных колебаний испытуемых консольных образцов возрастает по линейному закону (7) в зависимости от циклической частоты p_1 . 2. Коэффициент внутреннего трения сплава АМг-6 убывает по гиперболическому закону (8) с возрастанием частоты собственных колебаний в герцевом диапазоне.

Результаты исследования позволяют существенно уточнить математические модели вибрационных процессов при проектировании консольных конструкций из алюминиевого сплава АМг-6.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа частично выполнена в рамках финансируемого государственного задания ИФПМ СО РАН, тема номер FWRW-2019-0035, и в рамках программы повышения конкурентоспособности ТПУ.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Фриляндер И.Н. Алюминиевые сплавы в летательных аппаратах в периоды 1970–2000 и 2001–2015 гг. // Технология легких сплавов. 2002. № 4. С. 12.
- 2. Глушак Б.Л., Игнатова О.Н., Пушков В.А., Новиков С.А., Гирин А.С., Синицын В.А. Динамическое деформирование алюминиевого сплава АМг-6 при нормальной и повышенной температурах // Прикладная механика и техническая физика. 2000. Т. 41. № 6. С. 139.

- 3. *Чувильдеев В.Н., Грязнов М.Ю., Копылов В.И., Сысоев А.Н., Овсянников Б.В., Флягин А.А.* Механические свойства микрокристаллического алюминиевого сплава АМг-6 // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2008. № 4. С. 35.
- 4. Blanter M.S., Golovin I.S., Neuhauser H., Sinning H.-R. Internal Friction in Metallic Materials. A Handbook. Springer. 2007. 539 p. https://doi.org/10.1007/978-3-540-68758-0
- 5. *Блантер М.С.* Что такое внутреннее трение // Соросовский образовательный журнал. 2004. Т. 8. № 1. С. 80.
- 6. *Безмозгий И.М., Софинский А.Н., Чернягин А.Г.* Отработка вибропрочности узлового модуля российского сегмента международной космической станции // Космическая техника и технологии. 2015. № 3 (10). С. 15.
- 7. Софинский А.Н. Система отработки вибропрочности: опыт применения и перспективы развития // Космическая техника и технологии. 2016. № 1 (12). С. 12.
- 8. *Сапожников К.В., Голяндин С.Н., Кустов С.Б.* Амплитудная зависимость внутреннего трения и дефекта модуля Юнга поликристаллического индия // Физика твердого тела. 2010. Т. 52. № 1. С. 43.
- 9. *Аржавитин В.М.* Амплитудная зависимость внутреннего трения в сплаве Pb-62% Sn // Журнал технической физики. 2004. Т. 74. № 6. С. 43.
- Zoghaib L., Mattei P.-O. Damping analysis of a free aluminum plate // Journal of Vibration and Control. 2015. V. 21. Is. 11. P. 2083. https://doi.org/10.1177/1077546313507098
- 11. Соковиков М.А., Симонов М.Ю., Билалов Д.А., Симонов Ю.Н., Наймарк О.Б. Локализация пластической деформации в сплаве АМг-6 при динамическом нагружении // Физическая мезомеханика. 2020. Т. 23. № 2. С. 45. https://doi.org/10.24411/1683-805X-2020-12005
- 12. *Hanisch T., Richter I., Li Q.* Диссипация энергии трения в контакте упругих тел под воздействием наложенных нормальных и касательных колебаний // Физическая мезомеханика. 2020. Т. 23. № 2. С. 67.

https://doi.org/10.24411/1683-805X-2020-12007

- Томилин А.К. Колебания электромеханических систем с распределенными параметрами. Изд-во ВКГТУ. Усть-Каменогорск, 2004. 286 с.
- 14. Кузнецов Ф.Ю. Электромагнитный способ частотного анализа поперечных колебаний стержня // Вестник Томского государственного университета. Математика и механика. 2020. № 66. С. 112.

https://doi.org/10.17223/19988621/66/9

15. Лаврович Н.И. Собственные частоты колебаний стержней // Омский научный вестник. 2000. С. 106.

= НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ =

УДК 681.78:621.373.826

СОЗДАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ДЛЯ НАСТРОЙКИ И ПРОВЕРКИ ЛАЗЕРНЫХ ДАЛЬНОМЕРОВ

© 2021 г. А. В. Колесник¹, Н. Ф. Кощавцев¹, Р. Ю. Сухоруков^{1,*}

¹ Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия *e-mail: ryusukhorukov@gmail.com

> Поступила в редакцию 04.09.2020 г. После доработки 22.01.2021 г. Принята к публикации 24.02.2021 г.

В статье представлены способ бестрассовой настройки и проверки лазерных дальномеров специального назначения, а также схема и конструкция разработанной для этих целей технологической установки. В установке для повышения точности реализован новый принцип задания дистанции и ее алгоритмической коррекции с использованием специального программного обеспечения. Даны технические характеристики установки.

Ключевые слова: лазерный дальномер, дистанция, световой импульс лазера, мощность лазера, длительность импульса

DOI: 10.31857/S023571192103007X

Актуальность и постановка задачи. Большинство современных дальномеров измеряют время, в течение которого сигнал от источника света проходит расстояние до объекта наблюдения и обратно после отражения. В производстве лазерных дальномеров необходимо проведение настройки и проверки точности измерений расстояния, чувствительность и помехозащищенность. Поэтому контроль параметров дальномеров осуществляют на специальной трассе, оснащенной мишенями. Технология контроля параметров дальномеров предъявляет особые условия при использовании специальных трасс: постоянства пропускания толщи атмосферы между дальномером и мишенью, обеспечения точных характеристик отражающей поверхности, отсутствия турбулентности в процессе измерений и выполнение других требований. В особых условиях проверка параметров дальномеров перед приемкой и сдачей заказчику включает выезд на специальную трассу, обеспечение погодных условий, организация испытаний требует серьезных материальных затрат и много времени. Однако при проверке параметров дальномера целесообразно иметь возможность осуществлять проверку точности измерений расстояния в любой точке на всем диапазоне измерений расстояний, а не только по установленным на трассе мишеням. Поэтому проблема создания такой установки бестрассовой проверки лазерных дальномеров, обеспечивающая высокую точность определения дальности и характеристики приемника дальномера, является актуальной. Контроль основных параметров лазерного дальномера (дальность действия, мощность излучения лазера, параллельность осей каналов дальномера) является важнейшей задачей, учитывая интенсивное развитие лазерной дальнометрии. Известные устройства для контроля лазерного дальномера [1-4] содержат входную и выходную оптические системы, связанные между собой волоконно-оптической линией задержки. Для этих устройств характерна большая потеря мощности сигнала (затухание) входной оптической системы, обеспечивающей имитацию прохождения сигнала при измерении больших расстояний. Кроме того, ряд перечисленных устройств можно использовать для настройки и контроля параметров только в лабораторных условиях для оценки точности измерения дальности и других характеристик дальномера [5, 6]. Вместе с тем, установка должна формировать импульсы той же длительности, что и проверяемый дальномер, обеспечивать мощность импульса, соответствующую импульсу отраженного от мишени на конкретную дальность, а также осуществлять задержки во времени прохождения сигнала от источника света, т.е. от лазера до мишени и после мишени до лазера. Так как время задержки дает сведения о дальности до цели, то точность времени задержки должна быть в пределах 6.7 нсек, т.е. при изменении расстояния ± 1 м.

Методика выбора лазера установки и расчета параметров формирующих импульсов. С целью определения параметров лазера установки (силы излучения, мощности импульсов и его длительность) для формирования импульсов, соответствующих импульсам отраженных от мишени, проведен анализ существующих подходов [3, 6, 8] и разработана специальная методика расчета. При разработке методики использованы основные положения теории оптики. Мощность импульсов, приходящих от установки на вход лазерного дальномера равна мощности лазерного импульса, отраженного от мишени.

Распределение силы излучения лазерного пучка описывается функцией

$$I(\alpha,\gamma) = I_0 e^{a\alpha^2} \cdot e^{-b\gamma^2},\tag{1}$$

где α , γ – углы относительно центра пучка; a, b – постоянные коэффициенты; I_0 – сила излучения в максимуме.

Обычно распределение силы излучения лазерного пучка можно представить круглосимметричной функцией

$$I(\alpha) = I_0 e^{-\gamma \alpha^2}.$$
 (2)

Мощность излучаемого лазера связана с распределением силы излучения соотно-шением

$$P = \int_{2\pi} I(\alpha) d\omega, \tag{3}$$

где ω – телесный угол. Или

$$P = \pi I_0 \alpha_0^2, \tag{4}$$

где α_0 – половина угла расходимости лазера.

В пределах угла расходимости лазера сосредоточено не менее 0.865 энергии лазера, поэтому сила излучения лазера с учетом этого коэффициента будет определена соотношением

$$I_0 = 0.865 \frac{P}{\pi \alpha_0^2}.$$
 (5)

Мощность лазера определяется энергией в импульсе и длительностью импульсов.

Если лазер находится за оптической системой, то угол расхождения пучка на выходе α_{ont} будет определяться оптикой. Лазерный пучок будет создавать пятно на мишени площадью

$$A = \alpha_{\text{опт}} \underline{\mathcal{I}}, \tag{6}$$

где Д – расстояние от лазера до мишени.

При размере пятна от лазера на мишени меньше размера мишени, освещенность на входном зрачке будет определяться соотношением

$$E_{\rm BX3p} = \frac{0.865}{4} P \frac{\tau_a^2}{\Pi^2} \beta,$$
 (7)

где τ_a – пропускание атмосферы на длине трассы от лазера до мишени; β – коэффициент яркости мишени.

При диффузном отражении поверхности мишени коэффициент яркости совпадает с коэффициентом отражения (ρ), т.е. β = ρ.

При размере пятна от лазера больше размера мишени освещенность на входном зрачке будет определяться из соотношения

$$E_{\rm BX3p} = \frac{0.865}{\pi\alpha_0^2} P \frac{\tau_\alpha^2}{\Lambda^4} A_{\rm M} \beta, \tag{8}$$

где А_м – площадь поверхности мишени, обращенная к лазеру.

Результаты расчета и структурная схема установки. В результате расчетов для лазерного дальномера на длину волны 1.064 ± 0.004 мкм получены длительность импульса (τ) равной 15 нс, расходимость по уровню $0.865\alpha_0$ составляет 1.5 угловой минуты при энергии в импульсе равной 20×10^{-3} Дж, освещенность (*E*) на входном зрачке при дальности до мишени 9000 м равна 2.75×10^{-9} Вт/см², а при дальности до мишени 150 м – 2.64×10^{-4} Вт/см². При этом пропускание атмосферы соответствует метрологической дальности видимости 10 км.

Таким образом, результаты расчетов подтверждают, что установка должна разрабатываться на лазерах $\lambda = 1.064$ мкм при длительности импульса $\tau = 15$ нс и обеспечении освещенности входного зрачка в пределах от 2.64×10^{-4} BT/cm² до 2.75×10^{-9} BT/cm².

Установка работает следующим образом [7]. Для определения расстояния до объекта запускается дальномер. Световой импульс через объектив выходного канала дальномера 13 проходит в ослабитель 14 и по волоконно-оптическому жгуту 15 попадает на схему формирования стартового импульса 16. Стартовый импульс попадает в электронный блок 10 (ЭБ) и задерживается на время, которое световой импульс проходит от дальномера до объекта, по которому измеряется дальность, и возвращается обратно в приемный канал дальномера. Последний задержанный электрический импульс попадает на лазер установки 6, который генерирует световой импульс требуемых параметров по амплитуде и длительности. Этот импульс попадает в оптический объектив формирования лазерного луча 7, где калибруется по амплитуде до величины импульса, отраженного от объекта и передается в фокальную плоскость объектива переноса установки 8. После этого импульс направляется во входной объектив приемного канала дальномера 11, и дальномер срабатывает, указывая заданную дистанцию. Качество перенесенного изображения должно быть адекватно пятну рассеивания входного объектива приемного канала дальномера. Таким образом можно проверить работу дальномера на всех дистанциях. Световые импульсы лазера ЛД-1064 6 на длине волны $\lambda =$ = 1.064 мкм формируются в блоке оптико-механическом (БОМ) (рис. 2) и подаются на контролируемое изделие. В БОМ размещена система формирования прицельной марки, состоящая из сетки светодиодной 17 и куб-призмы 12. Сетка светодиодная (марка), представляет собой центральную светящуюся точку и три взаимоперпендикулярных светящихся луча. Объектив входной 11 через объектив дальномера формирует в фокальной плоскости (плоскости диафрагмы) увеличенное изображение прицельной сетки. Излучатель прицельной сетки питается через DC/DC преобразователь от источника питания 220/12 В 4, размещенный в блоке питания (БП). Питание лазера ЛД-1064 осуществляется от БЭ, который, в свою очередь, питается от ноутбука 3.



- 1 Блок оптико-механический (БОМ), 2 блок питания (БП), 3 ноутбук,
- 4 блок питания 220/128, 5 фильтр сетевой, 6 лазерный диод,
- 7- объектив формирования лазерного пучка, 8- объектив переноса,
- 9 диск калиброванных диафрагм, 10 блок электронный,
- 11-объектив входной, 12-куб-призма, 13-светорассеивающее окно,
- 14 ослабитель, 15 волоконно-оптический жгут,
- 16 плата форомирования стартого имупльса, 17 сетка светодиодная,
- 18 преобразователь 12/58, 19 светодиод сигнальный, 20 кабель USB,
- 21 светодиоды контроля блока электронного

Рис. 1. Структурная схема установки.

Напряжение на ноутбук подается через сетевой фильтр от сети переменного тока 220 В, 50 Гц.

Ноутбук *3* формирует сигналы управления, которые в электронном блоке преобразуются в запускающие импульсы лазера ЛД-1064, задержанные по отношению к стартовому импульсу на время прохода светового сигнала лазерного излучателя дальномера до объекта наблюдения и обратно.

При необходимости определить чувствительность приемного канала следует на предельной величине дистанции диапазона дальномера определить импульс, при котором срабатывает дальномер и импульс, на который дальномер не срабатывает. При незначительном отличии этих двух импульсов чувствительность определяется по импульсу, на котором срабатывает дальномер. При определении помехозащищенности вырабатывается не один импульс, а, в зависимости от программы, либо ни одного импульса, либо целая серия импульсов, в которой присутствует лишь один, соответствующий требуемой дистанции, а оператор должен выбрать правильный ответ. Точность измерения расстояния определяется точностью задержки импульса и составляет величину ± 1 м (6.7 нс).

Конструктивно установка выполнена в виде двух блоков БОМ и БП, связанных кабелями между собой и ноутбуком. БОМ размещается на столе, выверяется по высоте и



Рис. 2. Блок оптико-механический (БОМ).



Рис. 3. Общий вид установки.

стыкуется с входным окном лазерного дальномера. На рис. 3 представлен общий вид установки и даны основные технические характеристики.

Способ задания дистанции и ее алгоритмическая коррекция с использованием специального программного обеспечения, а также конструкция установки защищена патентом на изобретение № 2541677 опубл. 2015.02.20 (приоритет от 2013.04.26), внедрены (табл. 1) на отечественных предприятиях.

Наименование характеристик	Значения
Задаваемая дальность	120—10000 м
Точность задаваемой дальности	±1 м
Рабочая длина волны излучения	1064 нм; 1540 нм
Длительность импульса излучения	15 ± 5 Hc; 50 ± 5 Hc
Время непрерывной работы, час, не более	8
Мощность, потребляемая от сети 220 В/50 Гц	50 Bt

Таблица 1. Основные технические характеристики установки

Выводы. 1. Предложена методика выбора лазера установки и расчета параметров формирующих импульсов, на основе которой разработана схема, конструкция и специальное программное обеспечение установки для настройки и проверки лазерных дальномеров. 2. Создана и запатентована [7] технологическая установка для настройки и проверки лазерных дальномеров, обеспечивающая дискретность задаваемой дистанции 1 м, погрешность измерения которой составляет ± 1 м, максимальное значение дистанции практически не ограничено. Возможность осуществления проверки точности измерения расстояний в любой точке на всем диапазоне.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Федченко Г.И., Щеглов С.И. Устройство для контроля лазерного дальномера. РФ Патент 2648017, 2018.
- 2. Щеглов С.И., Федченко Г.И. Устройство имитации дальности. РФ Патент 2683604, 2019.
- Kuvaldin E.V., Ershov A.G., Zakharenkov V.F., Polyakov V.M., Arhipova L.N. Testing unit for laser rangefinder // Sixth International Symposium on Precision Engineering Measurements and Instrumentation, edited by Jiubin Tan, Xianfang Wen, Proc. of SPIE, 2010. V. 7544. P. 754457 https://doi.org/10.1117/12.885857
- 4. *Bates K.S., Cochran G.P.* System and Method for Using an Optical Isolator in Laser Testing, US Патент 20110127411 A1, 2013.
- Нужин А.В., Ильинский А.В., Полякова И.П., Горемыкин Ю.А., Евсикова Л.Г., Баздров И.И., Смирнов С.А., Чижов С.А., Кувалдин Э.В. Универсальная установка для проверки лазерного дальномера. РФ Патент 2678259, 2019.
- 6. *Нужин А.В., Ильинский А.В., Полякова И.П., Горемыкин Ю.А., Евсикова Л.Г., Баздров И.И., Смирнов С.А.* Универсальный стенд для бестрассовой проверки импульсных лазерных дальномеров // Оптический журнал, 2019. Т. 86. № 6. С. 71.
- 7. Кощавцев Н.Ф., Колесник А.В., Турунтаев И.В., Шустов Н.М. Установка для бестрассовой проверки лазерного дальномера. РФ Патент 2541677, 2015.
- 8. Johnson M.D., Dwight E. Andrews Calibration system and method for imaging flash LIDAR systems, USA Патент 8368876 b1, 2013

= НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ В МАШИНОСТРОЕНИИ =

УДК 66-2

ВЛИЯНИЕ ГАЗОВОЙ СРЕДЫ НА ПРОЦЕСС РАЗРУШЕНИЯ ЗАМКОВ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН НАЗЕМНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

© 2021 г. С. А. Наприенко^{1,*}, Е. В. Филонова¹, Е. Б. Чабина¹, Д. С. Горлов¹

¹ Всероссийский институт авиационных материалов, Москва, Россия

*e-mail: s.naprienko@gmail.com

Поступила в редакцию 14.08.2020 г. После доработки 12.02.2021 г. Принята к публикации 24.02.2021 г.

Детали горячей части наземных газотурбинных установок в процессе эксплуатации испытывают воздействие агрессивной газовой среды, которая отрицательно влияет на долговечность узлов и агрегатов. При анализе эксплуатационных разрушений замков рабочих лопаток из сплава ЖС32-ВИ после работы в составе наземных газотурбинных установок получили, что трещины развиваются в местах активного протекания сульфидно-оксидной коррозии. Показано, что наличие серебра приводит к ускорению коррозионного процесса на замках лопаток. Предложено использование технологических барьерных слоев на основе TiN для защиты поверхностей замков от сульфидно-оксидной коррозии.

Ключевые слова: газотурбинные установки, сульфидно-оксидная коррозия, ЖС32, рабочие лопатки

DOI: 10.31857/S0235711921030123

Детали из жаропрочных никелевых сплавов широко применяются в конструкциях газотурбинных двигателей, а также в изготовленных на их основе наземных газотурбинных установок (ГТУ) [1, 2]. В процессе эксплуатации детали горячей части ГТУ помимо температурно-силового нагружения испытывают воздействие агрессивной газовой среды, содержащей двуокись углерода, сернистые соединения и водяной пар. В связи с этим изучение влияния коррозионно-активных сред на процесс разрушения деталей из никелевых сплавов является актуальной задачей для обеспечения ресурса деталей ГТУ. Исследование склонности материалов к развитию коррозионных процессов можно проводить как в лабораторных условиях [3], так и при анализе эксплуатационных разрушений. Развитие коррозионных повреждений лопаток и дисков ГТУ из никелевых сплавов зависит от структурных особенностей материалов и может ускоряться в присутствии химических элементов, которые являются катализаторами процесса. Коррозионные повреждения служат концентраторами напряжений, от которых впоследствии может развиваться хрупкое разрушение при эксплуатации [4].

Материалы и методы. Исследование проведено на разрушенных в процессе эксплуатации рабочих лопатках турбины высокого давления (ТВД) из жаропрочного никелевого сплава ЖС32-ВИ (время до разрушения порядка 30000 и 10000 часов) и контактной с замками лопаток поверхности межпазовых выступов диска из сплава ЭИ698.



Рис. 1. Поверхность замка лопатки ТВД из сплава ЖС32-ВИ после эксплуатации: (а) — общий вид замка; (б), (в) — трещина во впадине третьего зуба; (г) — торец замка лопатки.

Фрактографические и микроструктурные исследования выполнены методом растровой электронной микроскопии, а также электронно-зондового микроанализа (ЭЗМА) на электронном микроскопе Zeiss EVO MA10 с приставкой для микроанализа INCA Energy.

Исследование микроструктуры и определение локального элементного состава материала лопатки и диска проведены на микрошлифах, изготовленных в сечениях поперек профиля зубьев.

Результаты исследований. В процессе эксплуатации ГТУ при наработке порядка 30000 часов наблюдаются разрушения замков рабочих лопаток ТВД из сплава ЖС32-ВИ. По результатам исследования во впадине третьего зуба обнаружены трещины, а также множественные скопления образований куполообразной формы разных диаметров, доходящих до 150 мкм (рис. 1а, б, в). Во впадинах первого и второго зубьев наблюдаются аналогичные образования округлой формы, но значительно меньшего размера.

Аналогичные рассеянные округлые образования наблюдаются и на торцах лопаток по всей поверхности, но с преимущественным скоплением вдоль дендритных осей, тем самым выявляя их направление на поверхности (рис. 1г).

Результаты исследования микроструктуры с применением ЭЗМА показали, что микроструктура, химический и фазовый состав материала в зоне, не затронутой коррозионным поражением, соответствует сплаву ЖС32-ВИ (рис. 2a, б, участок *6*; табл. 1). В γ/γ матрице наблюдаются карбиды типа МС на основе тантала, ниобия, вольфрама различной морфологии.

Поверхность замка лопатки покрыта сплошной пленкой, состоящей практически полностью из оксида никеля (рис. 2a, участок *1*; табл. 1). В местах образования наростов оксидный слой имеет большую толщину и внутри него располагаются слои сульфида никеля (рис. 2a, участок *2*; табл. 1).



Рис. 2. Микроструктура вблизи поверхности замка лопатки ТВД из сплава ЖС32-ВИ после эксплуатации 30000 часов (цифрами указаны участки определения локального элементного состава (табл. 1)): (а), (б) – микроструктура замка во впадине третьего зуба вблизи поверхности разрушения (стрелками показаны междендритные области); (в)–(е) – карты распределения никеля, алюминия, кислорода и тантала на участке, представленном на (б).

Под слоем оксида и сульфида никеля расположены сильно обедненные никелем (в 5–7 раз) и обогащенные оксидами алюминия, хрома, тантала и вольфрама области (рис. 2a, участки 3, 4; рис. 26, участок 5; табл. 1). В этих областях образуются трещины. Участки, от которых развиваются трещины, в основном располагаются в междендритных областях вдоль карбидной фазы (рис. 2, отмечены стрелками).

			12									
No	Содержание элементов, % масс											
142	Ni	Al	Cr	Co	Nb	Мо	Ta	W	Re	S	масс	
1	69.6	0.2	1.3	2.1	н/о	0.7	н/о	0.4	н/о	1.0	80.6*	
2	69.2	н/о	н/о	н/о	н/о	н/о	н/о	н/о	н/о	30.7	99.9	
3	8.8	12.5	7.9	6.1	3.9	2.2	8.6	15.6	4.9	1.4	78.0*	
4	12.6	13.1	7.8	5.5	2.1	1.3	7.1	16.8	3.9	2.6	78.4*	
5	5.0	17.4	7.9	5.8	2.7	1.6	8.3	17.1	2.5	3.3	76.7*	
6	59.1	6.7	4.5	8.9	1.0	0.9	2.6	7.3	2.8	н/о	98.8	

Таблица 1. Результаты определения локального элементного состава участков замка лопатки ТВД из сплава ЖС32-ВИ (рис. 2)

* По данным качественного анализа присутствует кислород.



Рис. 3. Поверхность замка лопатки ТВД из сплава ЖС32-ВИ после эксплуатации около 10000 часов: (а) – общий вид замка; (б) – трещина во впадине третьего зуба; (в) – продукты окисления на поверхности замка; (г) – место перехода поверхности лопатки (сверху) в поверхность излома (снизу); (д), (е) – результаты качественного ЭЗМА на участках *1* и *2*.

Результаты исследования разрушений замков рабочих лопаток из сплава ЖС32-ВИ, проработавших менее 10000 часов, показали, что они носят схожий характер с лопатками, разрушенными после наработки 30000 часов.

Поверхности замков имеют темно-серый цвет (рис. 3a). Во впадине третьего зуба наблюдаются трещины (рис. 3a, б). На поверхности замка наблюдается большое количество отложений продуктов окисления (рис. 3б, в). При вскрытии эксплуатационной трещины методом качественного ЭЗМА выявлено, что на поверхности изломов и на поверхности замков вблизи излома помимо легирующих элементов сплава наблюдаются Аg, S, O (рис. 3г, д, е).

Исследования микроструктуры, проведенные на микрошлифах, показали, что поверхностный слой на замках представляет собой смесь оксидов, в основном наблюдается оксид никеля (рис. 4; табл. 2).

На отдельных участках под слоем оксида никеля наблюдается слой, содержащий серебро (рис. 4а). Соединения на основе серебра наблюдаются не только на поверхно-



Рис. 4. Микроструктура вблизи поверхности замка лопатки ТВД из сплава ЖС32-ВИ после эксплуатации 10000 часов (цифрами указаны участки определения локального элементного состава (табл. 2)): (а) – микроструктура замка в месте, где наблюдаются участки, содержащие серебро; (б)–(г) – микроструктура замка во впадине третьего зуба вблизи места разрушения.

сти и в окисленных слоях, но и в материале сплава под окисленным слоем (рис. 46, в; табл. 2).

Под оксидным слоем имеется измененный слой материала, состоящий из обедненной легирующими элементами основы сплава с включениями мелких частиц сульфида никеля. Между оксидным и измененным слоями присутствует переходный слой, представляющий собой частицы сплава, обедненного легкоокисляющимися легирующими элементами (Al, Cr, Ti), окруженные частицами оксидов и сульфидов. Также в этих местах происходит образование трещин (рис. 46–г).

Участки, в которых более интенсивно протекают коррозионные процессы и развиваются трещины, располагаются в междендритных областях (рис. 4в, г).

		(1	/								
Содержание элементов, % масс.											Σ%
Ni	Al	Cr	Co	Nb	Мо	Ta	W	Re	S	Ag	масс.
66.9	н/о	1.8	4.2	н/о	н/о	н/о	н/о	н/о	н/о	н/о	73.1*
17.6	н/о	н/о	1.0	н/о	н/о	н/о	8.7	н/о	3.4	68.9	99.6
16.6	12.2	12.8	7.5	2.2	1.7	7.3	11.5	5.8	н/о	н/о	77.6*
	Ni 66.9 17.6 16.6	Ni Al 66.9 H/o 17.6 H/o 16.6 12.2	Ni Al Cr 66.9 H/o 1.8 17.6 H/o H/o 16.6 12.2 12.8	Ni Al Cr Code 66.9 H/o 1.8 4.2 17.6 H/o H/o 1.0 16.6 12.2 12.8 7.5	Ni Al Cr Codepxahue 66.9 H/o 1.8 4.2 H/o 17.6 H/o H/o 1.0 H/o 16.6 12.2 12.8 7.5 2.2	Ni Al Cr Codepжание элемен Ni Al Cr Co Nb Mo 66.9 H/o 1.8 4.2 H/o H/o 17.6 H/o H/o 1.0 H/o H/o 16.6 12.2 12.8 7.5 2.2 1.7	Содержание элементов, % Ni Al Cr Co Nb Mo Ta 66.9 н/о 1.8 4.2 н/о н/о н/о 17.6 н/о н/о 1.0 н/о н/о н/о 16.6 12.2 12.8 7.5 2.2 1.7 7.3	Содержание элементов, % масс. Ni Al Cr Co Nb Mo Ta W 66.9 н/о 1.8 4.2 н/о н/о н/о н/о 17.6 н/о н/о 1.0 н/о н/о н/о 8.7 16.6 12.2 12.8 7.5 2.2 1.7 7.3 11.5	Содержание элементов, % масс. Ni Al Cr Co Nb Mo Ta W Re 66.9 н/о 1.8 4.2 н/о н/о н/о н/о н/о н/о н/о н/о н/о 10 н/о н/о н/о 8.7 н/о 16.6 12.2 12.8 7.5 2.2 1.7 7.3 11.5 5.8	Содержание элементов, % масс. Ni Al Cr Co Nb Mo Ta W Re S 66.9 н/о 1.8 4.2 н/о н/о н/о н/о н/о н/о н/о н/о 10 н/о н/о н/о 8.7 н/о 3.4 16.6 12.2 12.8 7.5 2.2 1.7 7.3 11.5 5.8 н/о	Содержание элементов, % масс. Ni Al Cr Co Nb Mo Ta W Re S Ag 66.9 H/o 1.8 4.2 H/o H/o </td

Таблица 2. Результаты определения локального элементного состава участков замка лопатки ТВД из сплава ЖС32-ВИ (рис. 4)

*По данным качественного анализа присутствует кислород.



Рис. 5. Поверхность и микроструктура межпазового выступа-диска из сплава ЭИ698 после эксплуатации (цифрами указаны участки определения локального элементного состава (табл. 3)): (а) – поверхность межпазового выступа; (б) – микроструктура у поверхности вдали от мест контакта с лопаткой; (в)–(г) – микроструктура у поверхности вблизи от мест контакта с лопаткой.

Помимо исследования лопаток были проведены исследования поверхности и микроструктуры материала диска из сплава ЭИ698 вблизи поверхности на межпазовом выступе, расположенном между лопатками.

Поверхность межпазового выступа окислена до темно-серого цвета. На рабочих гранях межпазового выступа в местах контакта с замками лопаток наблюдаются участки светло-коричневого цвета (рис. 5а).

На поверхности диска наблюдается тонкий (≈ 2 мкм) слой оксида никеля с хромом (рис. 56, точка *I*; табл. 3). Сплав под поверхностным слоем оксидов обеднен алюминием и хромом (рис. 56, точка *3*; табл. 3).

В местах поверхности, где происходил контакт диска с лопатками, наблюдаются зоны коррозионного поражения (рис. 5в, г; табл. 3), в которых имеется сложный оксидный слой (внешний – участок 4 и внутренний – участок 5) общей толщиной ≈10 мкм. В состав оксидов входят практически все элементы, содержащиеся в сплаве. Во внутреннем оксидном слое также обнаружены серебро и сера. В зоне коррозионного поражения обнаружены частицы серебра, содержащие никель и хром (точка 6). Под слоем оксидов наблюдаются сульфиды на основе никеля и хрома (точка 7).

В отдельных зонах коррозионного поражения частиц на основе серебра не наблюдается, но сера и серебро содержатся в составе оксидного слоя. Под оксидным слоем в материале обнаружены сульфиды на основе никеля и хрома, что свидетельствует о протекании коррозионных процессов.

No	Содержание элементов, % масс										
1 12	Al	S	Ti	Cr	Fe	Co	Ni	Nb	Мо	Ag	масс
1	н/о	н/о	н/о	2.1	н/о	н/о	73.3	н/о	н/о	н/о	75.6*
2	2.2	н/о	2.7	15.1	н/о	н/о	74.6	2.5	2.9	н/о	100
3	1.7	н/о	2.4	11.2	н/о	н/о	79.0	2.4	3.1	н/о	99.8
4	н/о	н/о	н/о	0.7	н/о	н/о	74.6	н/о	н/о	н/о	75.3*
5	3.0	0.9	7.7	27.8	0.8	1.9	23.8	3.2	1.0	3.2	73.3
6	н/о	н/о	н/о	1.8	н/о	н/о	12.4	н/о	н/о	86.1	100.3
7	н/о	18.9	4.3	19.0	н/о	н/о	57.9	н/о	н/о	н/о	100.1

Таблица 3. Результаты определения локального элементного анализа участков межпазового выступа-диска из сплава ЭИ698 (рис. 5)

* По данным качественного анализа присутствует кислород.

Анализ полученных результатов. Результаты выполненных исследований разрушенных лопаток показывают, что причиной эксплуатационных разрушений замков рабочих лопаток ТВД наземных ГТУ является развитие коррозионных процессов на поверхности жаропрочного сплава в зоне замка. Наибольшее развитие коррозионных процессов происходит в междендритных областях материала замков. Это связано с повышенным содержанием алюминия и наличием карбидной фазы в междендритных областях [5, 6], что, как известно, понижает сопротивление к сульфидно-оксидной коррозии жаропрочных никелевых сплавов, которая возникает при температурах выше 600°С [7–13]. Повышенное содержание алюминия в междендритных областях отливок из жаропрочного никелевого сплава обусловлено его ликвацией в процессе направленной кристаллизации.

Серебро легко вступает в соединение с серой с образованием Ag_2S и начинает взаимодействовать с сернистыми соединениями даже без нагрева [14, 15]. При сборке ГТУ в отдельных узлах используется серебрение в качестве антифреттингового покрытия (например, при посадке титанового диска на вал). Вероятно, серебро могло попасть на поверхность лопаток из жаропрочного никелевого сплава в результате сбоя в ходе процесса сборки ГТУ.

Образовавшийся на поверхности лопаток слой сульфида серебра в ходе эксплуатации при рабочих температурах значительно более высоких, чем 600° С, находится в постоянном контакте с материалом лопатки, в результате чего протекают коррозионные процессы уже в жаропрочном сплаве с образованием сульфидов. Это наглядно представлено при исследовании поверхности межпазового выступа на диске. В местах, где отсутствовал контакт с серебром, наблюдается тонкий окисленный слой толщиной ~2 мкм. В местах, где было взаимодействие с серебром, наблюдается сульфидно-оксидная коррозионные процессы интенсифицируются.

В связи с тем, что образование трещин на замках рабочих лопаток турбины высокого давления из сплава ЖС32-ВИ от коррозионных повреждений обнаружены впервые, исследование возможности защиты поверхности замков рабочих лопаток ТВД от воздействия сульфидно-оксидной коррозии является актуальной задачей.

В мировой практике покрытия для защиты поверхностей замков рабочих лопаток турбины ГТУ до настоящего времени широко не применялись. Работы, связанные с нанесением защитных покрытий на поверхности замков в основном связаны с технологическими операциями при стадиях нанесения жаростойких и коррозионностойких покрытий (алитирование, хромирование и др.). Известны способы защиты участков поверхности изделий, на которых не допускается присутствие диффузионных покрытий, формируемых на рабочих поверхностях этих изделий в процессе их химико-термической обработки, путем нанесения на эти участки технологического покрытия, при этом остальные поверхности изделия защищаются специальным устройством, представляющим собой систему экранов [16].

Способ нанесения технологического покрытия из нитрида титана (TiN) выгодно отличается от известных способов местной защиты поверхностей обрабатываемых изделий своей надежностью и защитной способностью, высокой сплошностью и адгезионной прочностью покрытия TiN с подложкой и в то же время своей инертностью по отношению к рабочей газовой среде, создаваемой при химико-термической обработке изделий; высокой технологичностью нанесения покрытия TiN.

Высокая защитная способность покрытия TiN, используемая по способу, предложенному в патенте [17], обеспечивается тонким сплошным слоем такого покрытия (в среднем 5–7 мкм), кристаллическая решетка которого является мощным диффузионным барьером для насыщающих элементов (Al, Cr и др.), формирующих жаростойкое диффузионное покрытие на рабочих поверхностях лопаток.

В качестве альтернативы барьерному слою из TiN возможно рассмотреть технологические покрытия, формируемые при помощи плазмохимической реакции при распылении материалов (Ti, Cr).

Выводы. 1. Очагами зарождения эксплуатационных трещин в замках рабочих лопаток турбины ГТУ из сплава ЖС32-ВИ являются коррозионные повреждения поверхности замков, образовавшиеся в результате сульфидно-оксидной коррозии и расположенные в междендритных областях. 2. Попадание серебра на поверхность замков рабочих лопаток ускоряет процесс сульфидно-оксидной коррозии. 3. Необходимо разработать способ защиты поверхностей замков от сульфидно-оксидной коррозии, в основе которого возможно применение технологических барьерных слоев.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена при поддержке Минобрнауки РФ в рамках Соглашения о предоставлении субсидии № 14.595.21.0002, с использованием оборудования ЦКП "Климатические испытания ФГУП "ВИАМ"".

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Каблов Е.Н., Светлов И.Л., Петрушин Н.В. Никелевые жаропрочные сплавы для литья лопаток с направленной и монокристаллической структурой. Часть I // Материаловедение. 1997. № 4. С. 32.
- 2. Петрушин Н.В., Оспенникова О.Г., Светлов И.Л. Монокристаллические жаропрочные никелевые сплавы для турбинных лопаток перспективных ГТД // Авиационные материалы и технологии. 2017. № S. C. 72. https://doi.org/10-2071-9140-2017-0-S-72-103.
- 3. *Медведев И.М., Никитин Я.Ю., Пузанов А.И., Лаптев А.Б.* Методы испытаний жаропрочных сплавов на стойкость к сульфидно-оксидной коррозии (обзор) // Труды ВИАМ: электрон. науч.-технич. журн. 2018. № 11. С. 93. http://www.viam-works.ru. https://doi.org/2307-6046-2018-0-11-93-100
- 4. *Наприенко С.А., Орлов М.Р.* Разрушение монокристаллических лопаток турбины наземных ГТУ // Труды ВИАМ: электрон. науч.-технич. журн. 2016. № 2. С. 03. http://www.viam-works.ru. https://doi.org/2307-6046-2016-0-2-3-3.
- 5. Толорайя В.Н., Каблов Е.Н., Чабина Е.Б. Влияние режимов роста на структуру и ликвационную неоднородность монокристаллов никелевого жаропрочного сплав ЖС36 // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2005. № S. C. 203.

- 6. Толорайя В.Н., Каблов Е.Н., Орехов Н.Г., Остроухова Г.А. Структура и ростовые дефекты монокристаллов никелевых жаропрочных сплавов // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2005. № S. C. 190.
- 7. Петрушин Н.В., Светлов И.Л. Физико-химические и структурные характеристики жаропрочных никелевых сплавов // Металлы. 2001. № 2. С. 63.
- Данилов Д.В., Шмотин Ю.Н., Логунов А.В., Лещенко И.А. Разработка жаропрочного никелевого суперсплава стойкого к высокотемпературной солевой коррозии // Сб. трудов X Международной конференции по гидроавиации "Гидроавиасалон-2014". 2014. С. 207.
- 9. Каблов Е.Н., Петрушин Н.В., Морозова Г.И. Физико-химические факторы жаропрочности никелевых сплавов, содержащих рений // сб. Литейные жаропрочные сплавы "Эффект С.Т. Кишкина". М.: Наука. 2006. 116 с.
- 10. Никитин В.И. Коррозия и защита лопаток турбин // М.: Машиностроение. 1987. 272 с.
- 11. Косьмин А.А., Будиновский С.А., Матвеев П.В., Смирнов А.А. Исследование жаропрочного сплава ЖС36 с различными типами ионно-плазменных защитных покрытий на стойкость к сульфидно-оксидной коррозии в области температур 850–900°С // Труды ВИАМ: электрон. науч.-технич. журн. 2015. № 12. С. 05. http://www.viam-works.ru. https://doi.org/2307-6046-2015-0-12-5-5
- 12. Будиновский С.А., Мубояджян С.А., Косьмин А.А. Ионно-плазменные покрытия для защиты лопаток промышленных турбин от сульфидно-оксидной коррозии // Наука и техника в газовой промышленности. 2010. № 3 (43). С. 61.
- 13. Смирнов А.А., Будиновский С.А. Повышение жаростойкости конденсационно-диффузионных покрытий для лопаток турбин из сплава ЖС32 // Авиационные материалы и технологии. 2016. № 2. С. 3. https://doi.org/2071-9140-2016-0-2-3-10.
- 14. Малышев В.М., Румянцев Д.В. Серебро. 2-е изд. М.: Металлургия, 1987. 320 с.
- 15. Пятницкий И.В., Сухан В.В. Аналитическая химия серебра. М.: Наука, 1975. 264 с.
- Елисеев Ю.С., Душкин А.М., Шкретов Ю.П., Абраимов Н.В., Гришин Г.С., Терехин А.М. Способ защиты участков поверхности детали. РФ Патент 2232205, 2002.
- Елисеев Ю.С., Мулякаев Л.М., Шпажников И.А., Мурышкин С.А., Никитин В.Г. Способ обработки изделий из жаропрочных сплавов. РФ Патент 2464350, 2012.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА. <u>–</u> ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ

УДК 629.3.014

ОПЫТ ОБКАТКИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ И РЕДУКТОРА БУРОВОЙ УСТАНОВКИ С ПОРОШКОМ НАНОСТРУКТУРНОГО БЕМИТА

© 2021 г. А. В. Федотов^{1,*}, А. А. Гвоздев², А. В. Дунаев¹, Н. Н. Сергеев³, О. В. Бармина⁴

¹ Федеральный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Россия

² Ивановская государственная сельскохозяйственная академия имени Д.К. Беляева, Иваново, Россия

³ Рязанское отделение Федерального агроинженерного центра ВИМ, Рязань, Россия

⁴ Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия *e-mail: fedotov48@list.ru

> Поступила в редакцию 09.11.2020 г. После доработки 21.01.2021 г. Принята к публикации 24.02.2021 г.

Исследованы добавки к смазочным маслам на основе наноструктурного бемита для обкатки дизеля Д-243 и редуктора буровой установки. Показано, что ввод в моторное масло М-10Г₂к порошка бемита и поверхностно активного вещества до двух раз ускоряет и повышает качество приработки дизеля, обеспечивая быстрое достижение паспортных значений мощности и расхода топлива. Композиция, содержащая порошки каолина, талька, бемита и поверхностно активного вещества сокращает продолжительность обкатки редуктора буровой установки в 2.5 раза. Проведен анализ процессов, происходящих при обкатке двигателя и редуктора с разработанными добавками. Предположено, что эффективность обкатки зависит не только от физико-химических свойств компонентов добавки, но и от соотношения размера частиц компонентов и шероховатости поверхности притираемых деталей.

Ключевые слова: обкатка, приработка, бемит, каолин, тальк, поверхностно активное вещество, шероховатость, износ

DOI: 10.31857/S0235711921030032

Постановка проблемы. Завершающей операцией в капитальном ремонте агрегатов сложных по конструкции технических объектов является обкатка, которая позволяет проверить их исправность и качество ремонта агрегатов. Происходящая при обкатке приработка обеспечивает притирку сопряжений трения, подготовку их к восприятию эксплуатационных нагрузок, предотвращает повышенное изнашивание в эксплуатации, увеличивает послеремонтный срок службы агрегатов.

Одними из сложных и ответственных агрегатов, кроме ДВС, являются агрегаты трансмиссии: ведущие мосты, коробки передач, промышленные редукторы. В соответствии с нормативно-технической документацией заводы и ремонтные предприятия обязаны подвергать эти агрегаты обкатке с приработкой и приемо-сдаточным испытаниям. Однако обычно приработку проводят только при обкатке за 0.5–1.5 ч, в результате чего основная часть приработки переносится на начальную эксплуатацию. Вынужденная работа узлов и агрегатов на эксплуатационных нагрузках с не полностью приработанными деталями может приводить к их повышенному износу, возможно образование схватывания и задира поверхностей, а в итоге – снижение межремонтного ресурса.

По этой теме во многих странах проведены разнообразные исследования режимов обкатки и испытаний, процессов, происходящих на поверхностях трения при разных этапах приработки, способов управления этими процессами, а особенно много иссле-

дований по применяемым приработочным, притирочным материалам, а также по приработочным маслам [1–4]. Основная масса исследований проведена для обкатки ДВС, а для остальных узлов и агрегатов таких исследований меньше [5, 6]. Но во всех исследованиях ставилась задача интенсификации механических, физических и химических процессов на поверхностях трения с минимумом приработочного износа.

Для ускорения процесса приработки применяют специальные обкаточные масла или вводят в товарные масла различные по механизму действия триботехнические составы (добавки). По нашему мнению, для обкатки двигателей и узлов трансмиссии можно применять наноструктурный оксигидроксид алюминия (бемит). Подобно каолину, который применяется для обкатки, бемит, являясь мягким абразивом (твердость по шкале Мооса около 3.5), может быть перспективным материалом.

Цель исследований — оценка эффективности применения наноструктурного бемита и других веществ для обкатки двигателей и агрегатов трансмиссии.

Материалы и методы исследования. В работе использовали порошок наноструктурного бемита, полученный методом гидротермального синтеза из промышленных порошков алюминия марки АД-4 [7]. Отличительной особенностью бемита, полученного таким методом, является высокая степень его однородности, стабильность состава и структуры разных партий. Использованный порошок имеет следующие характеристики: 1) твердость по минералогической шкале 3.5; 2) потери при прокаливании 15%; 3) плотность, кажущаяся 3.07 г/см³; 4) размер кристаллов 70 нм; 5) удельная поверхность 70 м²/г.

Для приготовления трибосостава для обкатки двигателя порошок бемита растирали в олеиновой кислоте, перемешивали с минеральным маслом, суспензию обрабатывали ультразвуком и вводили в картер дизеля Д-243, содержащий 15 л моторного масла М-10 Γ_2 к, из расчета содержания порошка бемита и поверхностно активного вещества (ПАВ) в картерном масле по 0.76 мас.%.

Обкатку дизеля без/с трибосоставом проводили одинаково по стандартной технологии на модернизированном обкаточно-тормозном стенде КИ-3540-ГОСНИТИ. К каждой обкатке дизель собирали с новыми деталями цилиндропоршневой группы, новыми втулками верхней головки и вкладышами шатуна.

Шероховатость поверхностей вкладышей подшипников дизеля и поршневых колец проверяли до и после приработки профилометром "Surtronic-3P" фирмы "Тейлор– Гобсон" (Англия). Износ сопряжений двигателя на различных стадиях приработки оценивали по массовой доле механических примесей в моторном масле, пробы которого по 300 г брали через 3 мин после начала холодной приработки, после холодной приработки, после горячей приработки и после испытания на износостойкость. Система сбора информации позволяла регистрировать во времени компрессию, характер изменения частоты вращения вала двигателя, момент на валу, давление масла в системе смазки, температуру масла и воды, расход картерных газов и топлива.

Для приготовления трибосостава для приработки сопряжений трения редуктора буровой установки, устанавливаемой на шасси автомобиля ГАЗ, дополнительно к наноструктурному бемиту использовали каолин Просяновского месторождения по ТУ 421-533-2001, тальк Шабровского месторождения марки ТМК-28 и олеат меди (готовили смешиванием олеиновой кислоты и хлорокиси меди). Компоненты сушили, готовили смесь, которую измельчали два часа в шаровой мельнице. Далее порошок перемешивали в смесителе Вернера с минеральным дизельным отработанным маслом, принятым как базовое масло (БМ), и обрабатывали ультразвуком при частоте 35 кГц в течение 20–25 мин до образования гомогенной суспензии добавки. По стандартной технологии обкатки в редуктор заливали 10 л трансмиссионного масла ТМ-3.

Редуктор с трибосоставом перед обкаткой вводили в картер редуктора с 10 л минирального дизельного отработанного масла из расчета содержания каолина, талька, бемита и ПАВ в приработочном масле редуктора в пределах, мас.%: 0.3–0.6; 0.2–0.4; 0.1–0.3, 0.06–0.08 соответственно, после чего производили обкатку редуктора по стандартной технологии.



Рис. 1. Динамика компрессии при приработке дизеля [8]: 1 – с добавкой бемита; 2 – без добавки бемита.

Привод обкатываемого редуктора буровой установки осуществляли асинхронным электродвигателем мощностью 7.5 кВт с частотой вращения 750 мин⁻¹. Во всех случаях окончание приработки определяли по снижению шума зубчатых передач и качеству сформированного контакта зубьев осмотром при вскрытии боковых крышек редуктора.

Для сравнительных исследований испытывали несколько новых составов: реметаллизант "Ресурс" (PM) и геомодификатор трения "Форсан" (ГМТ), рекомендуемых производителями и для обкатки агрегатов.

Лабораторные испытания перечисленных составов проводили на машине трения 2070 СМТ-1 по схеме "ролик—самоустанавливающаяся колодка". Их материалы, соответственно, сталь 40Х и сталь 45 с твердостью 50—55 НRC, шлифованные до $R_a = 0.32-0.63$ мкм. Режим испытаний: частота вращения ролика 400 мин⁻¹, в первые пятнадцать минут испытаний нагружение возрастало ступенчато с интервалом по пять минут: 1000 H, 1250 H, 1500 H с ростом момента трения; во вторые пятнадцать минут нагрузка оставалась постоянной 1500 H и шла стабилизация момента трения. Нижняя часть ролика на 1/3 была погружена в смазочную композицию. В ходе испытаний велась запись момента трения и измерялась температура масла. Продолжительность испытания каждого состава составляла 30 мин (адаптировано к техническим требованиям на обкатку агрегатов трансмиссии) с трехкратной повторностью опытов.

Результаты исследований и обсуждение. Испытания дизеля Д-243 показали, что добавка бемита способствовала ускорению приработки сопряжений "гильза—кольцо" (рис. 1) [8]. Так компрессия стабилизировалась через тридцать минут при 3.0 МПа, а без добавки — только на 80-й минуте.

Через шестьдесят минут приработки износ первого компрессионного кольца с использованием бемита был меньше в два раза, расход картерных газов меньше в 1.6 раза, а температура масла ниже на $15-20^{\circ}$ С. Максимальная эффективная мощность дизеля, приработанного в течение 90 мин на масле с бемитом, составила 52.5 кВт, удельный расход топлива — 257 г/л.с.ч., что близко к показателям дизеля после 50-100 ч работы. А при обкатке на товарном масле в течение тех же 90 мин наибольшая эффективная мощность была около 45 кВт, а расход топлива около 270 г/л.с.ч. После 120 мин работы дизеля износ первого компрессионного кольца оказался меньше в 2.5 раза, расход картерных газов на 12.7%, а масла на 27%.

При этом шероховатость шатунных и коренных вкладышей в приработке с бемитом, из-за их мягкости, увеличилась, а поршневых колец – уменьшилась (рис. 2). Обе шероховатости после приработки без добавки больше чем с добавкой: у шатунных



Рис. 2. Изменение шероховатости поверхностей деталей при разных приемах приработки: *I* – до приработки; *2* – после приработки без добавки; *3* – после приработки с добавкой бемита.

вкладышей с типовой приработки — 1.87 мкм, а с добавкой — 1.35 мкм (т.е. в 1.38 раза меньше), у поршневых колец, соответственно 0.84 и 0.51 мкм (т.е. в 1.7 раза меньше).

Изменение шероховатости при приработке шатунных вкладышей и поршневых колец происходит по-разному, т.к. приработка не просто обеспечивает уменьшение шероховатости, но и обеспечивает в конкретных сопряжениях ее оптимальное значение [7, 8]. Происходит переформирование поверхностей и изменение их физико-механических свойств до равновесных значений. Ее достижение приводит к снижению скорости изнашивания, коэффициента трения и тепловыделения.

В целом ввод бемита в моторное масло дизеля Д-243 уменьшил время его полной приработки, повысил износостойкость сопряжений на 22%, уменьшил приработочный износ на 5.8%, износ первого компрессионного кольца в 2.5 раза, расход картерных газов на 12.7%.

Следует отметить, что для официальных рекомендаций по применению наноструктурного бемита AlO(OH) производства ГОСНИТИ для обкатки тракторных, особенно импортных, дизелей в ремонтном производстве все же требуются дополнительные сравнительные испытания с существующими обкаточными материалами.

Принимая во внимание положения трибологии, роль бемита в трибосреде со стандартными смазками можно свести к следующему: 1) абразивное изнашивание и подшлифовка зон повышенной шероховатости сопряжений трения, повышение чистоты поверхностей, снижение механической составляющей коэффициента трения; 2) очистка поверхностей трения от наслоений, оксидных пленок и дефектных структур, что обеспечивает доступ веществ трибосреды к ювенильным поверхностям металлов и ускоряет образование антифрикционных покрытий; 3) некоторая последующая адсорбция на поверхностях частиц бемита смолистых веществ, что создает частицы, разделяющие детали ("третьи тела" в трибопаре), уменьшающие коэффициент трения.

Разработанная добавка кроме мягкого абразивного трения осуществляет адсорбционное снижение прочности и пластифицирование трущихся поверхностей воздействием ПАВ (эффект академика П.А. Ребиндера).

Результаты испытаний показали, что применение наноструктурного бемита в обкаточном составе для приработки двигателей повышает нагрузочную способность пары трения на 16–17%, снижает коэффициент трения на 10–30%, а теплонапряженность

Смазочный состав	Момент трения, в начале/в конце М _{тр. нач} /М _{тр. кон}	Скорость изменения момента трения, Н см/мин	Температура в конце опыта, °С	Площадь приработан- ной поверхности, %
БМ	230/215	1.00	74.5	30-35
БМ+РМ	195/175	1.33	72.8	40-45
БМ+ГМТ	225/190	2.33	64.2	65-70
БМ+ЭК	245/195	3.33	61.4	75-80

Таблица 1. Показатели процесса приработки исследуемых образцов

Примечание. БМ – базовое масло марки ТМ-3; РМ – реметаллизант марки "Ресурс"; ГМТ – геомодификатор трения; ЭК – экспериментальный состав.

узлов трения на 6–15%. Разработаны и рекомендации по обкатке ДВС с использованием наноструктурного бемита.

Притирочная добавка на основе наноструктурного бемита хорошо зарекомендовала себя в условиях приработки деталей ДВС с твердостью 52–56 HRC и 10–11 классом чистоты. Зубья зубчатых колес в трансмиссиях (стали типа 18ХГТ) и подшипники качения (стали типа ШХ-15) имеют твердость 179–207 МПа или 61–63 HRC при классе чистоты 7-8 с шероховатостью R_z 3.2–6.0 мкм. Нанодисперсность частиц бемита (размер кристаллов менее 100 нм, агрегатов менее 1 мкм) приводит к их вдавливанию в глубокие впадины шероховатостей грубых поверхностей зубьев зубчатых колес и, видимо, поэтому абразивность порошка бемита в агрегатах трансмиссий оказалась слабой. Кроме того, в условиях трения и повышенной температуры в точках контакта бемит может разлагаться с выделением воды и образованием безводных форм оксидов алюминия. При этом происходит самоизмельчение исходных кристаллов и агрегатов, что еще больше уменьшает их размер [9]. Температура, соответствующая образованию частиц минимального размера, составляет около 500°С.

Исходя из этого для приработки агрегатов трансмиссии была разработана добавка, содержащая наноструктурный бемит, ПАВ, тальк и каолин. В ходе предварительных исследований была найдена область оптимальных количеств ингредиентов комплексной добавки, при этом функциями отклика в испытаниях служили: скорость снижения (стабилизации) момента трения, температуры, площадь приработанной поверхности (доля в геометрической площади контакта) в равных условиях испытаний по нагрузке, скорости скольжения и времени испытаний.

Результаты испытания экспериментального состава в сравнении с результатами испытаний известных притирочных составов показали ускорение приработки, снижение температуры смазки, увеличение площади приработанной поверхности деталей (табл. 1).

Производственные испытания разработанной приработочной добавки провели на редукторе мобильной буровой установки. Его конструктивной особенностью является наличие высокотвердых зубчатых колес, опорных подшипников, отсутствие цветных металлов и мягких сплавов. Введение в композицию повышенного количества (до 2-х раз в сравнении с добавкой для обкатки ДВС) абразивов умеренной твердости (каолин, тальк, бемит) и ПАВ, обладающего дезагрегирующими свойствами, повышающего седиментационную устойчивость композиции и обеспечивающего эффект П.А. Ребиндера привело к ускорению приработки.

Получено сокращение длительности обкатки редуктора в 2.5 раза по сравнению с обкаткой на штатном трансмиссионном масле ТМ-3. Добавка позволяет эффективно приработать детали, сформировать полное пятно контакта в зацеплении зубьев зубчатых колес, шлицевых валов и подшипников. А после слива обкаточного масла и заправки штатного заметно снизился шум, нагрев корпуса, что предполагает повышенный ресурс редуктора.

Положительный эффект добавок каолина и талька видимо обусловлен также соответствующими для приработки зубчатых колес их физико-механическими свойства и

размерами частиц (единицы мкм), сопоставимыми с размерами неровностей поверхностей деталей редуктора. Они термически более стабильны и не разлагаются при температурах 400–500°С, как бемит с образованием более мелких частиц. Частицы талька и каолина истирают микронеровности трущихся поверхностей, увеличивая площадь опорной поверхности контакта, снижая удельные нагрузки и препятствуя тем самым появлению задиров. Попадая между трущимися деталями, нивелируя поверхности, они могут адсорбировать смолистые и окисленные продукты среды. Каолин с более крупными частицами активно участвует в абразивной притирке поверхностей зубьев зубчатых колес, открывает ювенильные их поверхности и способствует более активному действию ПАВ по эффекту академика П.А. Ребиндера. Тальк, как пластичный, дисперсный порошок, служит промежуточным материалом между частицами каолина и вместе с бемитом способствует более равномерному распределению частиц каолина в притирочной композиции и в приработочном масле.

Заключение. Ввод в масла бемита до 2-х раз ускоряет и повышает качество приработки ДВС, обеспечивает быстрое достижение паспортных значений мощности и расхода топлива. Разработанная приработочная композиция для обкатки редукторов, содержащая каолин, тальк, бемит и ПАВ обеспечивает сокращение длительности их обкатки в 2.5 раза. Эффективность приработки зависит не только от физикомеханических свойств компонентов добавки, но и от соотношения размера частиц компонентов и шероховатости поверхности прирабатываемых деталей.

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки РФ (Соглашение о предоставлении субсидии № 14.613.21.0004 от 22.08.2014 г. Уникальный идентификатор проекта RFMEFI61314X0004).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

У авторов нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. Долгополов К.Н., Потеха В.Л., Любимов Д.Н. Трибология геомодифицированных смазочных материалов: Монография. Гродно: ГГАУ. 2013. 430 с.
- Дунаев А.В., Лялякин В.П., Соловьев Р.Ю. Технологические рекомендации по повышению ресурса агрегатов тракторов ремонтно-восстановительными добавками к смазочным маслам. М.: ФГБНУ "Росинформагротех", 2013. 96 с.
- 3. Лазарев С.Ю. О концептуальных вопросах исследований в области трибологии природных минеральных материалов // М.: Труды ГОСНИТИ, 2016. Т. 124. Ч. 2. С. 47.
- Лялякин В.П., Соловьев Р.Ю., Ольховацкий А.К., Гительман Д.А. Повышение послеремонтной безотказности отремонтированных ДВС и трансмиссий применением наноматериалов // М.: Труды ГОСНИТИ, 2013. Т. 113. С. 90.
- 5. Белый И.Ф., Меркулов А.Ф., Белый В.И., Голубев И.Г. Эффективное использование антифрикционных добавок к трансмиссионным и моторным маслам. М.: ФГНУ "Росинформагротех", 2011. 52 с.
- 6. *Чечет В.А.* Избирательный способ ремонта агрегатов машин // М.: Труды ГОСНИТИ, 2011. Т. 107. Ч. 2. С. 3.
- 7. Берш А.В., Иванов Ю.Л., Мазалов Ю.А., Глухов А.В., Трубачев О.А. Способ получения гидроксидов или оксидов алюминия и водорода. Патент 2278077. 2006.
- 8. Мазалов Ю.А., Соловьев Р.Ю., Сергеев Н.Н., Федотов А.В., Дунаев А.В., Витязь П.А., Судник Л.В. Исследование триботехнических свойств наноструктурного бемита // Трение и износ, 2015. Т. 36. № 6. С. 627.
- Bersh A.V., Mazalov D.Yu., Solov'ev R.Yu., Sudnik L.V., Fedotov A.V. Nanostructured Disaggregated Aluminum Hydroxide and Oxide Powders // Refractories and Industrial Ceramics. 2016. V. 57. P. 364.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА. ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ

УДК 691.175.5.8

АБРАЗИВОСТОЙКОСТЬ КОМПОЗИТОВ НА ЭПОКСИДНОЙ ОСНОВЕ С НАПОЛНИТЕЛЯМИ ИЗ СОСТАВЛЯЮЩИХ ШЛАМА ОТ ЗАТОЧКИ МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

© 2021 г. А. М. Михальченков¹, И. В. Козарез¹, С. А. Феськов¹, И. Н. Кравченко^{2,*}, Ю. А. Кузнецов³, А. Д. Быкова⁴

¹ Брянский государственный аграрный университет, Брянская обл., Выгоничский р-н, с. Кокино, Россия

² Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия
 ³ Орловский государственный аграрный университет им. Н.В. Парахина, Орел, Россия
 ⁴ Институт проблем машиноведения РАН, Санкт Петербург, Россия
 *e-mail: kravchenko-in71@yandex.ru

Поступила в редакцию 07.12.2020 г. После доработки 21.01.2021 г. Принята к публикации 24.02.2021 г.

Изменение абразивостойкости при испытании композитов с эпоксидной матрицей, наполненных составляющими шлама от заточки режущего инструмента, имеет одинаковый характер для всех составов и отражает процесс самоорганизации изнашивания. Максимальную стойкость к абразивному изнашиванию имеет композит с наполнителем из абразивных частиц заточных кругов.

Ключевые слова: абразивная износостойкость, композиционные материалы, эпоксидная матрица, дисперсные наполнители, металлорежущий инструмент, заточка, шлам **DOI:** 10.31857/S023571192103010X

В исследованиях [1, 2] показана возможность применения в качестве антиабразивных покрытий дисперсных композитов с эпоксидной матрицей. Увеличение стойкости к абразивному изнашиванию в этом случае достигается введением в клееполимерную основу дисперсной абразивостойкой компоненты, состоящей из фракций природного песка [3]. Определенные возможности в этом плане заложены в эпоксидных композитах с наполнителями из составляющих шлама от заточки металлообрабатывающего инструмента. Примером могут служить исследования, в которых получены положительные результаты при применении шлифовальных металлоабразивных отходов подшипникового производства в качестве компонентов порошковых материалов для формирования покрытий повышенной износостойкости, которые могут быть альтернативой монолитной износостойкой керамике [4–9]. В качестве антиабразивных керамических материалов или покрытий на их основе могут выступать материалы, включающие керамическую основу с высоким содержанием компонентов слоистой структуры, к таким материалам также можно отнести армированные материалы [10–12].

Необходимо отметить, что полимерные композиты с наполнителями из абразивных компонентов, природного или искусственного происхождения, имеют широкие перспективы при использовании их в машиностроении и других отраслях промышленности как износостойких материалов для предупреждения, торможения и устранения износов рабочих поверхностей [13]. Кроме этого они могут выполнять функции покрытий, способствующих повышению ресурса деталей. Весьма важно и то, что нанесение покрытий из таких материалов проходит в жидкой фазе и позволяет устранять дефекты любой формы на поверхности с различной геометрией [14]. Однако малочисленность информации о сопротивляемости изнашиванию композитов на основе эпоксидной смолы с наполнителями из компонентов шлама от заточки режущего инструмента при перемещении в незакрепленном абразиве не дает оснований в полной мере оценить их значимость как противоабразивных покрытий.

Поэтому необходимо провести серию экспериментов, направленных на выявление абразивостойкости (*c*) эпоксидных композитов с наполнителями из составляющих шлама от заточки металлорежущего инструмента.

Материалы и методика исследований. В качестве матрицы композита использовался клеевой, самотвердеющий состав со следующими компонентами: эпоксидная смола ЭД-20 (100 частей) и полиэтиленполиамин (отвердитель, 7 частей) [15]. Испытывались композиционные материалы с матрицей из вышеуказанного эпоксидного состава и наполнителями из: шлама отходов заточного производства; магнитно-отсепарированных частиц твердых сплавов и быстрорежущих сталей; абразивных составляющих заточных кругов. Изучаемые композиты представляли собой совокупность компонентов из эпоксидного клеевого состава – 30 мас.ч. и дисперсно-армирующих наполнителей – 70 мас.ч. [16].

Абразивной средой служил состав из кварцевого песка с размерами частиц около 0.20 мм (70%) и 30% гранитной крошки с размерами фракций 9.2 мм. Выбор подобного состава базировался на том, что большинство разрабатываемых грунтов имеют гравиевидные включения. Наличие гранитной крошки в абразивной массе будет способствовать ускорению времени испытаний.

Эксперименты проводились на установке, разработанной в Брянском ГАУ, которая позволяет проводить изучение нескольких составов одновременно при соблюдении идентичности испытаний для всех изучаемых материалов в любой момент времени, что особенно важно при исследовании веществ одной природы, но разных составов [17]. Перемещение образцам задается вращением шпинделя фрезерного станка со скоростью n = 800 мин⁻¹ [18]. При этом контроль износа осуществлялся известным методом "лунок".

Устройство (рис. 1а) работает следующим образом. Опытные образцы 1 устанавливаются на оправку 2, имеющую упор 3 и фиксируются зажимной гайкой 4. Испытуемые образцы устанавливаются через определенные промежутки с помощью промежуточных втулок 5 меньшего диаметра. В емкости 6, установленной на столе станка 7, находится абразив 8. Исследуемые материалы погружаются в абразив на такую глубину, чтобы промежуточные втулки 5 его не касались и приводятся во вращение с одновременным перемещением абразива, находящимся в емкости, в продольном направлении.

Для исключения повторного перемещения образцов по тому же следу, и для обеспечения перемешивания истирающей массы, емкость с абразивом периодически смещается в поперечном направлении.

Всего испытывалось шесть образцов с наполнителями из составляющих шлама заточного производства ($\Im + \amalg$), магнитно-отсепарированных частиц материалов инструментов, изготовленных из быстрорежущих сталей и твердых сплавов ($\Im + T$ в) и абразивных составляющих заточных кругов ($\Im + A$) (где $\Im -$ эпоксидная матрица). Лабораторные испытания в реальном времени показаны на рис. 16.

Диаметры наружный и внутренний и ширина контактирующей поверхности образцов — 80 мм, 22 мм, 20 мм соответственно; длина, ширина и глубина емкости 700 мм, 450 мм, 90 мм соответственно.



Рис. 1. Схема проведения испытаний: (а) – схема установки; (б) – натурная установка (съемка в период проведения испытаний).



Рис. 2. Изменение износостойкости во времени испытаний: (a) $-(\Im + A)$; (б) $-(\Im + T_B)$; (в) $-(\Im + III)$ (цифрами в окружностях показаны характерные участки).

Результаты экспериментов. Экспериментами установлено, что характер изменения стойкости к абразивному изнашиванию композитов с эпоксидной основой наполненных составляющими шлама от заточки режущего инструмента одинаков для всех составов (рис. 2), независимо от природы наполнителя. На графиках прослеживаются два типичных, ярко выраженных участка (обозначены цифрами, расположенными внутри окружности). Это обусловлено явлением самоорганизации процесса износа [19].

Первый участок характеризует процесс адаптации (приработки) материала к абразивной среде. Второй — изнашивание при фактически полной совместимости абразивной среды и поверхности испытуемого композита. В реальных условиях, применительно к конкретным изделиям принято считать *с* величиной постоянной и явление самоорганизации изнашивания в большинстве случаев не рассматривается. Однако в последнее время на этот фактор стали обращать серьезное внимание т.к. в условиях интенсивного абразивного изнашивания нередко имеют место случаи, когда значение износа в момент приработки бывает столь велико, что изделия снимаются с дальнейшей эксплуатации вследствие невозможности выполнения ими заданных функций.

Стабилизация процесса изнашивания для композита, наполненного частицами абразива от частиц заточного круга, сопровождается ростом износостойкости в период приработки (рис. 2a). При наличии в эпоксидной матрице дисперсных наполнителей в виде фракций от заточки инструментов (рис. 2б) и шлама (рис. 2в) имеет место снижение стойкости к абразивному изнашиванию на первом участке с последующим выходом на постоянное значение *с*.

Разница в протекании процессов самоорганизации изнашивания для изучаемых композитов кроется в том, что степень оседания минеральных частиц наполнителя, состоящего из фракций заточного круга (в данном случае карборунда) выше аналогичного показателя для металлических компонентов. В связи с этим, количество фракций наполнителя из абразивостойких составляющих в поверхностных слоях несколько меньше чем количество металлических частиц и частиц шлама, что и приводит к более высокой *с* композитов с этими наполнителями в период адаптации процесса износа (рис. 26, в, область 1).

Рассмотрим причины повышенной износостойкости для композита с наполнителем из абразивных частиц заточных кругов в установившемся режиме испытаний (рис. 2а). В процессе заточки инструмента, в силу высокой теплостойкости абразивных фракций при удалении из круга при заточке, они не претерпевают существенных изменений своих свойств, прежде всего твердости [20]. Это подтверждается использованием кругов с карборундовыми фракциями (SiC) теплостойкость, которых составляет около 1800°С. При этом мгновенная контактная температура при заточке не превышает 1200°С. Микротвердость частиц SiC достигает до 2600 МПа (9 единиц по Моосу или 1300 HRC). Кроме этого, сравнительно высокие адгезионные свойства абразивных частиц к различного рода связующим вызывают существенные затруднения при их удалении с поверхности при проведении испытаний на изнашивание. Указанные факторы обеспечивают достаточно высокую износостойкость материалов, составляющую порядка 17.5 мин/мм (рис. 2а).

В свою очередь, не высокая c при установившемся режиме испытаний композитов с наполнителями из металлических частиц от заточки инструментов (рис. 2б) объясняется потерей ими механических свойств, прежде всего твердости, вследствие влияния высоких контактных температур, которая способствует выгоранию легирующих элементов и пережогу железоуглеродистых составляющих. Данное обстоятельство подтверждается тем, что теплостойкость твердых сплавов находится в пределах 800— 850° С, а быстрорежущих сталей около 600° С, тогда как мгновенная контактная температура при заточке, как уже отмечалось, составляет около 1200° С. Немаловажное значение имеет и относительно не высокая адгезионная способность этого материала.

Испытания композита с наполнителем из шлама показало некоторое повышение стойкости к абразивному изнашиванию по сравнению с износостойкостью материала, наполненного металлическими частицами от заточки инструментов, что связано с присутствием в наполнителе частиц составляющих заточных кругов.

Для большей наглядности итоговые данные по абразивной износостойкости композитов на эпоксидной основе с наполнителями из составляющих шлама от заточки металлорежущего инструмента представлены на рис. 3.

Наибольшая износостойкость присуща композитам дисперснонаполненным частицами отходов от абразивных кругов после проведения работ по заточке инструмен-



Рис. 3. Влияние компонентов шлама на величину абразивной износостойкости.

та из быстрорежущей стали и твердых сплавов, которая составляет 17.5 мин/мм. Наименьшей стойкостью к абразивному изнашиванию (7.5 мин/мм) обладают композиционные материалы, у которых в качестве наполнителей используются металлические фракции от заточки инструментов.

Выводы. 1. Характер изменения стойкости к абразивному изнашиванию во времени испытаний (*T*) композитов с эпоксидной основой, наполненных составляющими шлама от заточки режущего инструмента одинаков для всех составов, независимо от природы наполнителя, и имеет два типичных участка, отражающих процесс самоорганизации износа. 2. Максимальная износостойкость (17.5 мин/мм) присуща композиту с наполнителем из абразивных частиц заточных кругов вследствие высокой теплостойкости и твердости карборунда. 3. Не высокая стойкость к абразивному изнашиванию (7.5 мин/мм) у композитов с наполнителями из металлических частиц от заточки инструментов связана с потерей твердости из-за выгорания легирующих элементов и пережога металлический фракций. 4. Присутствие в композите наполнителя из шлама и металлических частиц в некоторой степени проводит к увеличению абразивостой-кости (11.5 мин/мм) из-за присутствия в наполнителе фракций компонентов заточных кругов.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. *Филин Ю.И*. Эпоксидный композит для повышения ресурса термоупрочненных лемехов // Сельский механизатор. 2017. № 5. С. 36.
- 2. *Mostovoi A.S., Kurbatova E.A.* Controlling the properties of epoxy composites filled with brick dust // Russian Journal of Applied Chemistry. 2017. V. 90. № 2. P. 267.
- 3. *Mikhalchenkov A.M., Torikov V.E., Filin Y.I.* The influence of the concentration of components of an epoxy–sandy composite on its abrasive-wear resistance // Polymer Science. Series D. 2018. V. 11. № 1. P. 47.
- 4. *Latypov R.A., Latypova G.R., Ageev E.V., Altukhov A.Y., Ageeva E.V.* Properties of the coatings fabricated by plasma-jet hard-facing by dispersed mechanical engineering wastes // Russian metallurgy (Metally). 2018. V. 2018. № 6. P. 573.
- 5. Latypov R.A., Ageev E.V., Altukhov A.Y., Ageeva E.V. Effect of temperature on the porosity of the additive products made of the dispersed wastes of cobalt–chromium alloys // Russian metallurgy (Metally). 2019. V. 2019. № 12. P. 1300.

- Perevisiov S.N., Markov M.A., Motailo E.S., Vikhman S.V., Titov D.D. Physical and mechanical properties of composite materials in the MoSi₂-SiC-TiB₂ system // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. V. 848–012067. P. 1.
- 7. Perevisiov S.N., Lysenkov A.S., Titov D.D., Omkovich M.V., Nesmelov D.D., Markov M.A. Materials based on boron carbide obtained by reaction sintering // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. V. 525. № 1. Iss. 1. P. 012074.
- 8. Perevislov S.N., Lysenkov A.S., Titov D.D., Kim K.A., Tomkovich M.V., Nesmelov D.D., Markov M.A. Liquid-sintered SiC based materials with additive low oxide oxides // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. V. 525. № 1. Iss. 1. P. 012073.
- Марков М.А. Комбинированные технологии получения функциональных покрытий для изделий авиационной и морской техники. Актуальные проблемы прочности. Монография / Под редакцией В.В. Рубаника. Молодечно. 2020. С. 34.
- 10. Frolova M.G., Lysenkov A.S., Titov D.D., Istomina E.I., Perevisiov S.N. Properties of composites SiC/SiCf obtained by hot pressing of SHS of silicon carbide powder // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. IOP Publishing, 2020. V. 848. № 1. P. 012113.
- 11. Perevislov S.N., Afanas'eva L.E., Baklanov N.I. Mechanical properties of sic-fiber-reinforced reaction-bonded silicon carbide // Inorganic materials. 2020. V. 56. № 4. P. 425.
- 12. Frolova M.G., Kargin Y.F., Lysenkov A.S., Perevislov S.N., Titov D.D. et al. SiC-Fiber Reinforced Silicon Carbide-Based Ceramic Composite // Inorganic Materials. 2020. V. 56. № 9. P. 987.
- 13. Михальченков А.М., Гуцан А.А., Феськов С.А., Козарез М.В., Дьяченко А.В. Износостойкий плужный лемех. РФ Патент 2695867, 2019.
- 14. Бирюлина Я.Ю. Устранение сквозных износов лап культиваторов "моррис" клееполимерными композитами // Труды ГОСНИТИ. 2015. Т. 119. С. 264.
- 15. *Mikhalchenkov A.M., Kozarez I.V., Tyureva A.A., Kuzmin V.N.* Procedure for comparative accelerated testing of materials for resistance to abrasive wear as they move in a loose abrasive environment // Polymer Science. Series D. 2018. V. 11. № 1. P. 110.
- 16. *Mikhalchenkov A.M., Mikhalchenkova M.A., Feskov S.A., Kononenko A.S.* Effect of concentration and dispersion of filler fractions on adhesive strength and abrasion resistance of an epoxy and sand composite // MATEC Web of Conferences. 298. P. 1.
- 17. Михальченков А.М., Ториков В.Е., Дьяченко А.В., Анищенко А.В. Методика определения абразивной износостойкости материалов с различными свойствами. Все материалы. Энциклопедический справочник. 2018. № 4. С. 40.
- Михальченков А.М., Бирюлина Я.Ю., Михальченкова М.А. Интенсивность изнашивания покрытия из шламо-эпоксидной абразивостойкой композиции от скорости его перемещения // Материаловедение. 2016. № 8. С. 36.
- 19. Zelinskyi V.V., Borisova E.A. About the quantum-mechanical nature of wear on magnetized cutting and deforming tools. Proceedings of 2015 International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems, MEACS. 2015. P. 7414978.
- 20. Зубарев Ю.М., Юрьев В.Г. Абразивные инструменты. Разработка операций шлифования. Санкт-Петербург: Лань, 2018. 360 с.

УДК 51-7+62-192:621

ОПТИМИЗАЦИОННЫЕ ЗАДАЧИ ФОРМИРОВАНИЯ СМЕСИ ФУНКЦИЙ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАРАБОТОК ДО ОТКАЗА ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

© 2021 г. В. И. Вайнштейн^{1,*}, И. И. Вайнштейн^{1,**}

¹ Сибирский федеральный университет, Красноярск, Россия *e-mail: vit037@mail.ru **e-mail: vvaynshtyayn@sfu-kras.ru

> Поступила в редакцию 24.06.2020 г. После доработки 17.02.2021 г. Принята к публикации 24.02.2021 г.

Плотности распределений известных в теории надежности законов распределения случайных наработок, например, экспоненциальное, Вейбулла–Гнеденко, Эрланга, нормальное, Максвелла и многих других не более чем одномодальные и не более чем двухпараметрические. В статье рассмотрены постановки задач определения "доли" каждой функции распределения в смеси (функции распределения заданы) при которых случайная величина, задаваемая этой смесью распределений, имеет наименьшую дисперсию при ограничениях на математическое ожидание, или наибольшее математическое ожидание при ограничениях на дисперсию. Задачи по форме являются известными задачами Марковица о формировании пакета ценных бумаг в предположении, что величина среднего значения имеет смысл "дохода", дисперсия – "риска". Приводятся решения задаваемом математическом ожидании.

Ключевые слова: наработка элемента до отказа, функция распределения, смесь функций распределения, задача Марковица

DOI: 10.31857/S0235711921030160

Постановка задачи. Характеристики надежности работы технических систем существенно зависят от случайных наработок до отказов ее элементов, которые определяются функциями распределения. Известные, характерные для теории надежности законы распределения не более чем двухпараметрические, и не более чем одномодальные. Смесь распределений, будучи многопараметрической, позволяет получать бимодальные (двухвершинные) и полимодальные плотности, что расширяет сферу применения этих законов в решении прикладных и теоретических задач теории надежности технических систем [1–3].

Интенсивность отказов смеси экспоненциальных распределений имеет период приработки, и с увеличением продолжительности работы интенсивность становится практически постоянной. Это существенно отличает смесь экспоненциальных распределений от одного экспоненциального распределения, у которого интенсивность отказов постоянна, а период приработки, характерный в начальный период работы многих технических систем, отсутствует [1, 2].

Смесь распределений моделирует следующую ситуацию. Пусть элементы одного типа изготавливаются на *n* различных предприятиях, причем доля элементов *i*-го предприятия (*i* = 1, 2, ..., *n*) в общей совокупности равняется λ_i ($\sum_{i=1}^n \lambda_i = 1, \lambda_i \ge 0$). Если $F_i(t)$ – функция распределения элемента, изготовленного на *i* -м предприятии, то функция распределения случайно выбранного из общего объема элемента $F(t) = \sum_{i=1}^n \lambda_i F_i(t)$ [4].

Таким образом, имеется возможность с помощью численных значений долей λ_i управлять функцией распределения наработки элемента до отказа, и тем самым формировать смесь для получения нужных характеристик надежности работы элементов при эксплуатации.

Запишем функцию распределения смеси (дискретной) n функций распределения $F_I(t)$

$$F(t) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i F_i(t), \quad \sum_{i=1}^{n} \lambda_i = 1, \quad \lambda_i \ge 0$$

Пусть у функций распределения $F_i(t)$, образующих смесь, зафиксированы входящие в них параметры. Тогда функция распределения $F(t) = \sum_{i=1}^n \lambda_i F_i(t)$ зависит от *n* параметров $\lambda_1, \lambda_2, ..., \lambda_n$.

Это дает возможность рассматривать новые оптимизационные задачи в теории надежности технических систем и ее приложении, например, в стратегиях эксплуатации.

В статье предлагается интерпретировать среднюю наработку элемента до отказа при его эксплуатации как "доход", а соответствующую при этом дисперсию как "риск". При этом естественны задачи минимизации "риска" при требовании на "доход", или максимизации "дохода" при требовании на "риск".

Пусть X_i — случайные величины, задаваемые функциями распределения $F_i(t)$, X — случайная величина, задаваемая функцией распределения F(t).

Для математического ожидания и дисперсии имеем

$$E(X) = \int_{0}^{\infty} x \left(\sum_{i=1}^{n} \lambda_{i} dF_{i}(x) \right) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_{i} E(X_{i}) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_{i} m_{i}, \quad m_{i} = E(X_{i}),$$

$$D(X) = \int_{0}^{\infty} x^{2} \left(\sum_{i=1}^{n} \lambda_{i} dF_{i}(x) \right) - E^{2}(X) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_{i} E(X_{i}^{2}) - E^{2}(X) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_{i} c_{i} - E^{2}(X)$$

$$c_{i} = \int_{0}^{\infty} x^{2} dF_{i}(x) = D(X_{i}) + E^{2}(X_{i}) = \sigma_{i}^{2} + m_{i}^{2}, \quad \sigma_{i} = \sqrt{D(X_{i})}.$$

Сформулируем задачу формирования смеси. Требуется определить числа λ_i (доли каждой функции распределения в смеси), чтобы случайная величина X, обдаваемая полученной смесью, имела требуемое математическое ожидание $E(X) = m_0$, и при этом имела наименьшую дисперсию

$$D(X) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i c_i - E^2(X) \to \min,$$
(1)

при условии

$$E(X) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i m_i = m_0,$$
 (2)

$$\sum_{i=1}^{n} \lambda_i = 1, \quad \lambda_i \ge 0.$$
(3)

Числа $m_0, m_i = E(X_i), D(X_i)$ задаются.
Эта задача по формулировке является аналогом известной задачи Марковица о формировании пакета ценных бумаг (портфель Марковица минимального риска). В рассматриваемом случае среднее значение имеет смысл "дохода", дисперсия – "риск" [5–7].

Другой задачей, связанной со смесью распределений, является задача расщепления смеси. По выборке ищутся значения параметров λ_i , их количество, а также значения параметров, входящих в функции распределения $F_i(t)$. Разработаны алгоритмы и программы решения таких задач [1, 2, 8–14].

Решение задачи (1), (2), (3). Учитывая (2), условие (1) перепишем в виде

$$D(X) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i c_i - m_0^2 \to \min.$$
 (4)

Задачи (4), (2), (3) являются задачами линейного программирования [15, 16]. При нахождении $\lambda_1, \lambda_2, ..., \lambda_n$ условие (4) можно переписать в виде

$$L(\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n) = \sum_{i=1}^n \lambda_i c_i \to \min.$$
 (5)

Рассмотрим задачу для смеси двух функций распределения (n = 2)

$$\lambda_1 c_1 + \lambda_2 c_2 \to \min,$$
 (6)

$$\lambda_1 m_1 + \lambda_2 m_2 = m_0,$$

$$\lambda_1 + \lambda_2 = 1, \quad \lambda_1 \ge 0, \quad \lambda_2 \ge 0.$$
⁽⁷⁾

В этом случая λ_1 , λ_2 определяются из системы (6), (7)

$$\lambda_1 = \frac{m_2 - m_0}{m_2 - m_1}, \quad \lambda_2 = \frac{m_0 - m_1}{m_2 - m_1}, \quad m_2 \neq m_1.$$
 (8)

Доли λ_1 , λ_2 положительны при $m_1 < m_0 < m_2$ или $m_2 < m_0 < m_1$.

Дисперсия для этого случая

$$D = \lambda_1 c_1 + \lambda_2 c_2 - m_0^2 = \frac{c_1 (m_2 - m_0) + c_2 (m_0 - m_1)}{m_2 - m_1} - m_0^2$$

При $m_2 = m_1$ необходимо $m_0 = m_2 = m_1$. Тогда $\lambda_1 + \lambda_2 = 1$, $D = (c_1 - c_2)\lambda_1 + c_2 - m_0^2$. Если $c_1 > c_2$, min $D_1 = c_2 - m_0^2$ при $\lambda_1 = 0$, $\lambda_2 = 1$. Если $c_1 < c_2$, min $D_1 = c_1 - m_0^2$ при $\lambda_1 = 1$, $\lambda_2 = 0$.

Рассмотрим смесь двух экспоненциальных распределений

$$F(t) = \lambda_1 (1 - e^{-\alpha_1 t}) + \lambda_2 (1 - e^{-\alpha_2 t}),$$

$$m_i = E(X_i) = \frac{1}{\alpha_i}, \quad E(X_i^2) = \frac{2}{\alpha_i^2}, \quad (i = 1, 2), \quad m_0 = \frac{1}{\alpha_0}.$$

В соответствии с (8)

$$\lambda_1 = \frac{(\alpha_0 - \alpha_2)\alpha_1}{(\alpha_1 - \alpha_2)\alpha_0}, \quad \lambda_2 = \frac{(\alpha_1 - \alpha_0)\alpha_2}{(\alpha_1 - \alpha_2)\alpha_0}, \quad \alpha_2 < \alpha_0 < \alpha_1 \quad \text{или} \quad \alpha_1 < \alpha_0 < \alpha_2.$$

Рассмотрим задачу для смеси трех функций распределения

$$\lambda_1 c_1 + \lambda_2 c_2 + \lambda_3 c_3 \to \min, \tag{9}$$

$$\lambda_1 m_1 + \lambda_2 m_2 + \lambda_3 m_3 = m_0, \tag{10}$$

$$\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 = 1, \quad \lambda_1 \ge 0, \quad \lambda_2 \ge 0, \quad \lambda_3 \ge 0.$$
(11)

Из уравнений (10), (11) выражаем λ_1 , λ_2 через λ_3 и подставляем в (9)

$$\lambda_{1} = \frac{m_{2} - m_{0}}{m_{2} - m_{1}} - \lambda_{3} \frac{m_{2} - m_{3}}{m_{2} - m_{1}}, \quad \lambda_{2} = \frac{m_{0} - m_{1}}{m_{2} - m_{1}} - \lambda_{3} \frac{m_{3} - m_{1}}{m_{2} - m_{1}}, \quad m_{2} \neq m_{1},$$

$$L(\lambda_{1}, \lambda_{2}, \lambda_{3}) = \lambda_{1}c_{1} + \lambda_{2}c_{2} + \lambda_{3}c_{3} = A\lambda_{3} + B, \qquad (12)$$

$$A = \frac{c_3(m_2 - m_1) - c_1(m_2 - m_3) - c_2(m_3 - m_1)}{m_2 - m_1}, \quad B = \frac{c_1(m_2 - m_0) + c_2(m_0 - m_1)}{m_2 - m_1}.$$

Положим $m_1 < m_2 < m_3$. Удовлетворяя в (12) условию 0 < $\lambda_1 < 1, 0 < \lambda_2 < 1,$ получаем

$$\frac{m_0 - m_2}{m_3 - m_2} \le \lambda_3 \le \frac{m_0 - m_1}{m_3 - m_1}.$$
(13)

Полученное неравенство выполняется при $m_0 \le m_3$.

Относительно аргумента λ_3 функция $L(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = A\lambda_3 + B$ линейная. Минимальное значение она принимает на одном из концов отрезка $\left[\frac{m_0 - m_2}{m_3 - m_2}, \frac{m_0 - m_1}{m_3 - m_1}\right]$.

Пусть $m_2 < m_0 \le m_3$. В случае A > 0 минимальное значение на левом конце указанного отрезка $\left(\lambda_3 = \frac{m_0 - m_2}{m_3 - m_2}\right)$, при A < 0 на правом $\left(\lambda_3 = \frac{m_0 - m_1}{m_3 - m_1}\right)$. Затем по формулам (12) определяем λ_1, λ_2 , после чего дисперсию

$$D(X) = \lambda_1 c_1 + \lambda_2 c_2 + \lambda_3 c_3 - m_0^2.$$

Если A > 0, $\lambda_1 = 0$, $\lambda_2 = \frac{m_3 - m_0}{m_3 - m_2}$, $\lambda_3 = \frac{m_0 - m_2}{m_3 - m_2}$, если A < 0, $\lambda_1 = \frac{m_3 - m_0}{m_3 - m_1}$, $\lambda_2 = 0$, $\lambda_3 = \frac{m_0 - m_1}{m_3 - m_1}$.

Пусть $m_0 \le m_2$. Тогда из (13) $0 \le \lambda_3 \le \frac{m_0 - m_1}{m_3 - m_1}$. В случае A > 0 минимум при $\lambda_3 = 0$,

$$\lambda_1 = \frac{m_2 - m_0}{m_2 - m_1}, \, \lambda_2 = \frac{m_0 - m_1}{m_2 - m_1}.$$

В случае A < 0 минимум при $\lambda_3 = \frac{m_0 - m_1}{m_3 - m_1}, \lambda_1 = \frac{m_3 - m_0}{m_3 - m_1}, \lambda_2 = 0.$

Пусть $m_1 = m_2 \neq m_3$. Из (10), (11)

$$\lambda_3 = \frac{m_0 - m_1}{m_3 - m_1}, \quad \lambda_1 + \lambda_2 = \frac{m_3 - m_0}{m_3 - m_1}, \quad \left(\lambda_2 = \frac{m_3 - m_0}{m_3 - m_1} - \lambda_1\right).$$

Условие $0 \le \lambda_2 \le 1$ выполняется при $0 \le \lambda_1 \le \frac{m_3 - m_0}{m_3 - m_1}$. Далее

$$L(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3) = c_1 \lambda_1 + c_2 \lambda_2 + c_3 \lambda_3 = (c_1 - c_2)\lambda_1 + c_2 \frac{m_3 - m_0}{m_3 - m_1} + c_3 \frac{m_0 - m_1}{m_3 - m_1},$$

$$0 \le \lambda_1 \le \frac{m_3 - m_0}{m_3 - m_1}.$$

Если $c_1 > c_2$, то $\lambda_1 = 0$, $\lambda_2 = \frac{m_3 - m_0}{m_3 - m_1}$, $\lambda_3 = \frac{m_0 - m_1}{m_3 - m_1}$, если $c_1 > c_2$, то $\lambda_1 = \frac{m_3 - m_0}{m_3 - m_1}$, $\lambda_2 = 0$, $\lambda_2 = \frac{m_0 - m_1}{m_1}$

$$m_3 - m_1 = m_3 - m_1$$

При $m_1 = m_2 = m_3$ из (10), (11) следует $m_0 = m_1$. Пусть, например, $c_1 = \min(c_1, c_2, c_3)$. В этом случае $\lambda_1 = 1$, $\lambda_2 = 0$, $\lambda_3 = 0$, $D(X) = c_1 - m_1^2 = D(X_1)$ – решение задачи.

При n > 3 решение задачи можно найти, используя известный симплекс-метод решения задач линейного программирования [15, 16].

Задачу формирования смеси, наряду с постановкой (1)–(3), возможно рассматривать и в других постановках:

$$D(X) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i c_i - E^2(X) \to \min,$$
(14)

при условии

$$E(X) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i m_i \ge m_0, \quad \sum_{i=1}^{n} \lambda_i = 1, \quad \lambda_i \ge 0,$$
(15)

или

$$E(X) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i m_i \to \max,$$
(16)

$$D(X) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i c_i - E^2(X) = d_0, \quad \sum_{i=1}^{n} \lambda_i = 1, \quad \lambda_i \ge 0,$$
(17)

или

$$E(X) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i m_i \to \max,$$
(18)

$$D(X) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i c_i - E^2(X) \le d_0, \quad \sum_{i=1}^{n} \lambda_i = 1, \quad \lambda_i \ge 0.$$
(19)

В задачах (16)–(17), (18)–(19) ищется максимум математического ожидания при задаваемых ограничениях на дисперсию, т.е. при задаваемом "риске" требуется максимальный "доход". Эти задачи вместе с задачей (14)–(15) являются задачами квадратичного программирования.

Рассмотрим задачу (14)—(15) при n = 2.

Учитывая $\lambda_2 = 1 - \lambda_1$, требуется найти наименьшее значение квадратного трехчлена

$$D(\lambda_1) = -(m_1 - m_2)^2 \lambda_1^2 + (c_1 - c_2 - 2m_2(m_1 - m_2))\lambda_1 + c_2 - m_2^2,$$

при условии $(m_1 - m_2)\lambda_1 + m_2 \ge m_0, 0 \le \lambda_1 \le 1.$

При заданных значениях m_0, m_1, m_2, c_1, c_2 ее решение не вызывает трудности.

Заключение. Важнейшие характеристики работы элементов технических систем или всей системы имеют случайный характер. Например, время работы элементов до отказа, количество отказов на заданном промежутке времени, эксплуатационная сто-имость с учетом аварийных и профилактических восстановлений.

В статье предлагается рассматривать среднее значение времени работы элементов до отказа как "доход", а дисперсию как "риск". Это приводит к оптимизационным задачам "доход"—"риск". Случай функции распределения наработок элементов до отказа, как смесь распределений, приводит эти задачи по форме к известным задачам Марковица по формированию пакета ценных бумаг.

В задаче формирования смеси для получения, задаваемого "дохода" (среднего значения времени работы элемента до отказа) при наименьшем "риске" (дисперсии), в случае смесей двух и трех распределений, решение получено в явном виде. В случае смеси *n* функций решение выписывается, используя известные методы решения задач линейного программирования. Полученные явные формулы решения задачи в случае смесей экспоненциальных распределений дают возможность эффективно решать задачи оптимального формирования смеси для элементов технических систем, у которых имеется небольшой период переработочных отказов и длительный период нормальной работы с почти постоянной интенсивностью отказов.

Таким образом, предлагаемый в статье подход рассматривать среднее значение характеристик работы элементов технических систем, имеющих случайный характер, как "доход", а дисперсию как "риск", позволяет рассматривать новые оптимизационные задачи в теории надежности технических систем. Задачи могут формулироваться как задачи линейного, нелинейного и динамического программирования, для которых разработаны эффективные методы решения.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. *Vaynshteyn I.I., Fedotova I.M., Tsibul'skiy G.M., Vaynshteyn Y.V.* Renewal process and operation strategies in the theory of reliability of technical systems under prefailure lives distributed as a mixture of two exponential distributions // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2017. V. 46. № 2. P. 84.
- 2. Вайнштейн И.И. Процессы и стратегии восстановления с изменяющимися функциями распределения в теории надежности. Красноярск: СФУ, 2016. 189 с.
- 3. *Fedotova I.M., Vaynshtein V.I., Tsibul'skii G.M., Vaynshtein Y.V.* Renewal function under prefailure lives distributed as a mixture of *n* exponential distributions: obtaining the parameters of mixtures using the method of moments // J. of Machinery Manufacture and Reliability. 2019. V. 48. № 3. P. 275.
- Байхельт Ф., Франкен П. Надежность и техническое обслуживание. Математический подход: пер. с англ. М.: Радио и связь, 1988. 392 с.
- 5. Markowits Harry M. Portfolio Selection // J. of Finance. 1952. V. 7. № 1. P. 71.
- 6. Касимов Ю.Ф. Основы теории оптимального портфеля ценных бумаг. М.: Филинъ, 1998. 144 с.
- 7. *Бабешко Л.О.* Математическое моделирование финансовой деятельности. М.: Кио-Рус, 2013. 212 с.
- Айвазян С.А., Бухштабер В.М., Енюков И.С., Мешалкин Л.Д. Прикладная статистика. Классификация и снижение размерности / под ред. С.А. Айвазян / М.: Финансы и статистика, 1989. 607 с.
- 9. Батракова Д.А., Королев В.Ю. Вероятностно-статистический анализ хаотических потоков в телекоммуникационных сетях с помощью скользящего разделения смесей // Системы и средства передачи информации: сб. научных трудов. М.: ИПИРАН. 2006. С. 183.
- 10. Батракова Д.А., Королев В.Ю., Шоргин С.Я. Новый способ вероятностно-статистического анализа информационных потоков в телекоммуникационных сетях // Информатика и ее применение. 2007. С. 40.
- 11. *Королев В.Ю*. ЕМ-алгоритм, его модификации и их применение к задаче разделения смесей вероятностных распределений: Теоретический обзор. М.: ИПИ РАН, 2007. 94 с.
- 12. Токмачев М.С., Смирнов С.В. Программная реализация исследования смесей вероятностных распределений // Вестник Новгородского государственного университета. 2012. № 68. С. 85.
- 13. *Королев В.Ю., Назаров А.Л.* Разделение смесей вероятностных распределений при помощи сеточных методов моментов и максимального правдоподобия // Автоматика и телемеханика. 2010. № 3. С. 98.
- 14. *Горошко А.В., Ройзман В.П.* Представление и обработка статистических данных, не подчиняющихся унимодальным законам распределения // Машиностроение и инженерное образование, 2013. № 3. С. 60.
- 15. Васильев Ф.П., Иваницкий А.Ю. Линейное программирование. М.: Факториал, 1998. 176 с.
- 16. Вентцель Е.С. Исследование операций: задачи, принципы, методология. М.: Наука, 1988. 208 с.