



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

2
2020

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(499) 269-51-98

Адрес редакции:

**107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8-(495) 661-38-80.
E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru**

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций

Учредитель: **А.И. Савкин**

Индекс: **27841** ("Пресса России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: www.aov.ru

Главный редактор **А.И. САВКИН**

Заместитель главного редактора
Е.А. БОГОЛЮБОВА

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А.Ю., д-р техн. наук, **Алешин Н.П.**, д-р техн. наук, акад. РАН, **Братухин А.Г.**, д-р техн. наук, **Воронцов А.Л.**, д-р техн. наук, **Гусейнов А.Г.**, д-р техн. наук, **Дмитриев А.М.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Древаль А.Е.**, д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), **Кутин А.А.**, д-р техн. наук, **Омельченко И.Н.**, д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), **Кузин В.В.**, д-р техн. наук, **Попов Д.Н.**, д-р техн. наук, **Попов А.В.**, д-р техн. наук, **Рыбин В.В.**, д-р техн. наук, член-корр. РАН, **Трегубов Г.П.**, д-р техн. наук, **Сычев А.П.**, канд. физ.-мат. наук, **Скугаревская Н.В.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- Яковлев А. А., Шостенко С. В., Бориско С. Н., Поступаева С. Г. — Автоматизированное устройство подачи смазывающе-охлаждающего технологического средства в зону резания при обработке деталей концевыми фрезами 3
- Щелкунов Е. Б., Виноградов С. В., Щелкунова М. Е., Пронин А. И., Буравицын Д. А. — Систематизация механизмов параллельной структуры с возможностью реконфигурирования 9
- Козлов П. Н. — Три варианта записи критерия эквивалентности сложного напряженного состояния простому растяжению для конструкционных материалов 13
- Степанов А. В., Степанов Ю. А. — Компьютерный синтез полного многообразия структур плоских механизмов с заданным числом звеньев 19
- Плеханов Ф. И., Выхужанина Е. Ф. — Исследование напряженно-деформированного состояния промежуточного ролика планетарной передачи с малой разницей чисел зубьев колес 25
- Похабов Ю. П. — О необходимости запасов движущих моментов (сил) в подвижных узлах раскрывающихся конструкций 29
- Ковалев С. В., Лазарев С. И., Ковалева О. А., Коновалов Д. Н., Луа П. — Расчет конструкции электробаромембранного плоскокамерного аппарата и объема разделяемого раствора 34
- Бармин С. В., Никитин О. Ф. — Определение параметров механизма регулирования подачи объемного насоса с обеспечением постоянной мощности потока на выходе 41

- Yakovlev A. A., Shostenko S. V., Borisko S. N., Postupaeva S. G. — Automated device for feed of lubricating-cooling technological agent to the cutting zone at machining of parts by end mills
- Shchelkunov E. B., Vinogradov S. V., Shchelkunova M. E., Pronin A. I., Buravitsyn D. A. — Systematization of parallel structure mechanisms with the possibility of reconfiguration
- Kozlov P. N. — Three variants of record of criterion of equivalence of a complex stress state to a simple tension for structural materials
- Stepanov A. V., Stepanov Yu. A. — Computer synthesis of the full variety of structures of plane mechanisms with a given number of links
- Plekhanov F. I., Vychuzhanina E. F. — Research of the stress-strain state of an intermediate planetary gear roller with a small difference in the number of gear teeth
- Pokhabov Yu. P. — On the necessity for margins of driving moments (forces) in the moving units of the expanding structures
- Kovalev S. V., Lazarev S. I., Kovaleva O. A., Kononov D. N., Lua P. — Calculation of the design of the electric baromembrane flat-chamber apparatus an the volume of the solution to be separated
- Barmin S. V., Nikitin O. F. — Determination of the parameters of the volumetric pump feed control mechanism with constant output power

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

MANUFACTURING ENGINEERING

- Кычкин А. А., Кычкин А. К., Лебедев М. П., Татаринцева О. С., Зимин Д. Е. — Исследование физико-механических свойств базальтокомпозитов на основе эпоксиангидридного связующего, модифицированного силикатными наночастицами 47
- Генбач А. А., Бондарцев Д. Ю. — Исследование предельного термического состояния капиллярно-пористых элементов теплоэнергоустановок 52
- Белевский Л. С., Леванцевич М. А., Дема Р. Р., Дерябина Л. В., Усатая Т. В., Латыпов О. Р. — Способы модификации поверхностей гибким инструментом и их практическое применение. Часть 1. Пластическое деформирование поверхностного слоя с одновременным нанесением функциональных покрытий вращающимися проволочными щетками 58
- Богинский А. И., Чурсин А. А. — Цифровые модели для оптимизации производственно-технологических процессов 63
- Крыхтин Ю. И., Карлов В. И. — Разработка технологических основ изготовления, исследование и испытание новых фрикционных изделий сухого трения на основе железа для трансмиссий легких гусеничных машин 68

- Kychkin A. A., Kychkin A. K., Lebedev M. P., Tatarintseva O. S., Zimin D. E. — Research of the physical and mechanical properties of basalt composites based on epoxy anhydride binder modified with silicate nanoparticles
- Genbach A. A., Bondartsev D. Yu. — Research of the limiting thermal state of capillary-porous elements of thermal power plants
- Belevskiy L. S., Levantsevich M. A., Dema R. R., Deryabina L. V., Usataya T. V., Latypov O. R. — Methods of surface modification with a flexible tool and their practical application. Part 1. Plastic deformation of the surface layer with simultaneous application of functional coatings by rotating wire brushes
- Boginskiy A. I., Chursin A. A. — Digital models for optimizing of production technological processes
- Krykhtin Yu. I., Karlov V. I. — Development of technological foundations for the manufacture, research and testing of new friction products of dry friction based on iron for transmissions of light tracked vehicles

Обработка материалов без снятия стружки

Chipless processing of materials

- Кострюков А. А., Щедрин А. В., Бекаев А. А. — Математическая модель для прогнозирования сил волочения сплошных цилиндрических заготовок с модифицированным поверхностным слоем 74

- Kostryukov A. A., Shchedrin A. V., Bekaev A. A. — Mathematical model for predicting the drawing forces of solid cylindrical billets with a modified surface layer

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

ECONOMY AND ORGANIZATION OF PRODUCTION

- Глущенко В. В., Глущенко И. И. — Стратегическое управление рисками инновационной деятельности в машиностроении 80

- Glushchenko V. V., Glushchenko I. I. — Strategic risk management of innovation activities in mechanical engineering

Технический редактор Т. А. Шацкая
Корректор Н. В. Яшина

Сдано в набор 28.11.2019. Подписано в печать 18.01.2020.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

*Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.*

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.914.001.51

А. А. ЯКОВЛЕВ, д-р техн. наук, С. В. ШОСТЕНКО, канд. техн. наук, (Волгоградский ГТУ),
С. Н. БОРИСКО, канд. техн. наук (Астраханский ГУ), С. Г. ПОСТУПАЕВА (Волгоградский ГТУ),
e-mail: yaa_777@mail.ru

Автоматизированное устройство подачи смазывающе-охлаждающего технологического средства в зону резания при обработке деталей концевыми фрезами

Разработано автоматизированное устройство подачи смазывающе-охлаждающего технологического средства при обработке деталей концевыми фрезами. В устройстве реализован новый способ отдельного охлаждения и смазывания зоны резания распыленной жидкостью и ионизированным газом. Устройство повышает эффективность механической обработки и улучшает условия труда.

Ключевые слова: смазочно-охлаждающее технологическое средство, техническое решение, экспертная оценка, система управления, зона резания, устройство охлаждения.

An automated device for supplying a cutting lubricant for processing of parts by end mills is developed. The device implements a new method for separate cooling and lubrication of the cutting zone by atomized liquid and ionized gas. The device improves the effectiveness of machining and improves working conditions.

Keywords: lubricating-cooling technological agent, technical solution, expert assessment, control system, cutting zone, cooling device.

Применение эффективных смазочно-охлаждающих технологических средств (СОТС) обеспечивает повышение производительности труда при резании металлов. При этом данные средства могут ухудшать условия труда [1–4]. Для исключения негативного воздействия СОТС на окружающую среду используют ионизированный газ [5, 6]. Однако с помощью газа нельзя обеспечить отвод требуемого количества теплоты, выделяемой в процессе резания металла. Поэтому такой способ можно использовать только на окончательных чистовых операциях.

Был разработан новый способ подачи СОТС в зону резания, основанный на одновременной подаче ионизированного воздуха (для смазывания ювенильных поверхностей) и подачи распыленной

жидкости (для охлаждения заготовки и инструмента) [7], который существенно улучшает условия труда в результате уменьшения содержания в воздухе вредных примесей. Кроме того, данный способ обеспечивает охлаждение на операциях механической обработки деталей, при которых нельзя осуществить охлаждение падающей струей (обработка чугуновых деталей, точение и фрезерование стальных деталей твердосплавными инструментами, фрезерование концевыми фрезами по разметке и т. д.).

Разработанный способ является перспективным, однако возникают сложности в его использовании при обработке деталей многолезвийным инструментом, например, при фрезеровании деталей. Для этого требуется специальное устройство отдельной подачи компонентов СОТС в зону резания.

В данной статье описана разработка автоматизированного устройства подачи двухкомпонентной СОТС при обработке деталей концевыми фрезами с системой автоматического управления (САУ) температурным режимом.

Для повышения эффективности поиска технических решений новых устройств в настоящее время широко используют методы поискового конструирования [8–13], основанные на создании моделей физического принципа действия (ФПД). Такие модели отражают процессы, протекающие в разрабатываемых устройствах, и позволяют с той или иной степенью обоснованности подойти к разработке новой конструкции путем выбора наиболее перспективного технического решения из множества возможных решений.

Разработка конструкции устройства подачи СОТС осуществлялась с применением инженерно-физического метода поискового конструирования, изложенного в работе [14]. Преимущество этого метода заключается в использовании новой модели

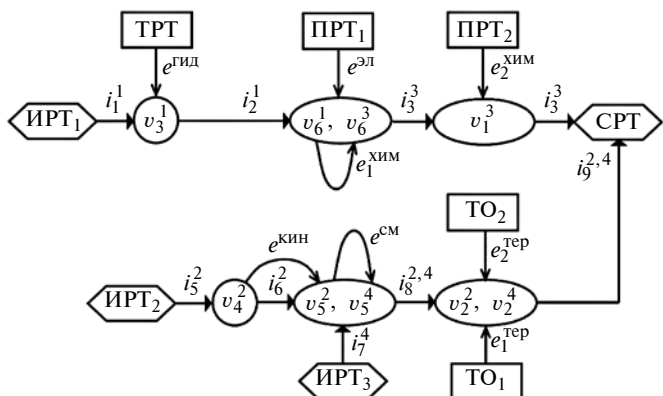


Рис. 1

ФПД, позволяющей выявить функции конструктивных элементов. Затем путем информационного поиска в научно-технических публикациях и специализированных базах данных формируют матрицу возможных технических решений для дальнейшей конструктивной проработки наиболее перспективных вариантов.

На первом этапе проектирования устройства была разработана модель ФПД (рис. 1) в виде графа, на котором отражаются основные физические процессы подачи СОТС в зону резания. Вершины графа обозначают места, где компоненты СОТС испытывают термодинамические воздействия. Каждому воздействию (механическому, термическому, химическому, гидродинамическому) на графе соответствуют дуги с остроконечными стрелками. Перемещения компонентов СОТС обозначают маршрутными дугами со стрелками.

На графе также показаны объекты окружения, с которыми взаимодействия компонентов СОТС имеют определенные функциональные назначения: изменение параметров (ПРТ), транспортирование (ТРТ), теплоотдача (ТО), а также указаны истоки компонентов СОТС (ИРТ) и стоки (СРТ).

Первый компонент СОТС — поток воздуха (i_1^1, i_2^1) поступает через ионизатор (v_6^1, v_6^3) в зону резания (v_1^3) и вступает во взаимодействие с ювенильными поверхностями обрабатываемой детали (ПРТ₂). Второй компонент — воздух из цеховой сети (i_5^2, i_6^2) смешивается с потоком воды (i_7^4) в камере эжектора (v_5^2, v_5^4) и направляется на поверхности обрабатываемой детали (ТО₁) и инструмента (ТО₂).

Подробнее обозначения и описания всех характерных точек, взаимодействий, компонентов СОТС и объектов окружения приведены в табл. 1.

Анализ элементов графа модели ФПД позволил определить состав элементарных функций, требу-

Элементы графа модели ФПД

Обозначение	Описание
<i>Характерные точки</i>	
v_1^3	Ионизированный воздух в зоне резания
v_2^2, v_2^4	Распыленная в воздухе жидкость на поверхности фрезы и детали
v_3^1	Воздух в нагнетателе
v_4^2	Воздух в сопле эжектора
v_5^2, v_5^4	Распыленная в воздухе жидкость в смесительной камере эжектора
v_6^1, v_6^3	Воздух в неионизированном и ионизированном состояниях в зоне коронного разряда ионизатора
<i>Объекты окружения</i>	
ИРТ ₁	Окружающая среда
ИРТ ₂	Цеховая пневмосеть
ИРТ ₃	Источник жидкой среды (бак, емкость)
СРТ	Окружающая среда
ТО ₁	Деталь
ТО ₂	Фреза
ТРТ	Электрический привод нагнетателя
ПРТ ₁	Электрический источник питания
ПРТ ₂	Ювенильные поверхности обрабатываемой детали
<i>Потоки рабочего тела</i>	
i_1^1	Поток воздуха в нагнетатель
i_2^1	Поток воздуха из нагнетателя в ионизатор
i_3^3	Поток ионизированного воздуха в зону резания
i_4^3	Поток ионизированного воздуха в окружающую среду
i_5^2	Поток воздуха из цеховой пневмосети в сопло эжектора
i_6^2	Поток воздуха из сопла в смесительную камеру эжектора
i_7^4	Поток жидкости в смесительную камеру эжектора
$i_8^{2,4}$	Поток распыленной в воздухе жидкости на поверхность фрезы и детали
$i_9^{2,4}$	Поток распыленной в воздухе жидкости в окружающую среду
<i>Взаимодействия рабочего тела</i>	
$e_1^{тер}$	Охлаждение детали
$e_2^{тер}$	Охлаждение фрезы
$e_1^{хим}$	Ионизация (озонирование) воздуха
$e_2^{хим}$	Окисление ювенильных поверхностей
$e_{гид}$	Нагнетание воздуха
$e_{кин}$	Передача кинетической энергии воздуха подсосываемой жидкости
$e_{см}$	Смешивание воздуха и жидкости (образование распыленной жидкости)
$e_{эл}$	Электрический (коронный) разряд

ющих конструктивной реализации. Часть функций связана с вершинами графа, другая — с его дугами. Подробное теоретическое обоснование и описание элементарных функций дано в работе [15]. Список и описание элементарных функций для проектируемого устройства охлаждения приведены в табл. 2.

Исходные данные для алгоритма формирования списков возможных технических решений представляют в виде структуры $\langle K, F, P, E \rangle$, где K — множество описаний конструктивных элементов, из которых формируются технические решения; F — множество наборов функций, выполняемых каждым конструктивным элементом и выявленных при

Таблица 2

Элементарные конструктивные функции

Обозначение элемента графа ФПД	Обозначение элементарной функции	Описание
v_3^1 , ТРТ	$f_3(e^{\text{гид}})$	Нагнетание воздуха в канал подачи ионизированного газа
v_6^1, v_6^3 , ПРТ ₁	$f_3(e^{\text{эл}})$	Формирование коронного разряда
v_2^2, v_2^4 , ТО ₁	$f_3(e_1^{\text{тер}})$	Отвод теплоты от детали
v_2^2, v_2^4 , ТО ₂	$f_3(e_2^{\text{тер}})$	Отвод теплоты от инструмента
v_4^2, v_5^2, v_5^4	$f_3(e^{\text{кин}})$	Сообщение кинетической энергии воздуха подсосываемой жидкости
v_5^2, v_5^4	$f_3(e^{\text{см}})$	Перемешивание воздуха с жидкостью (образование распыленной жидкости)
v_1^3	$f_3(e_2^{\text{хим}})$	Обеспечение контакта (взаимодействия) ионизированного газа с ювенильными поверхностями
$e^{\text{эл}}$	$f_3(e^{\text{эл}})$	Обеспечение электрического разряда между электродами в ионизаторе
i_3^3	$f_5(i_3^3)$	Подача ионизированного воздуха в зону резания направленным потоком
$i_8^{2,4}$	$f_5(i_8^{2,4})$	Подача распыленной жидкости на поверхность детали и инструмента
i_5^2	$f_5(i_5^2)$	Подвод воздуха к соплу эжектора из цеховой пневмосети
i_7^4	$f_5(i_7^4)$	Подвод жидкости в смесительную камеру эжектора
i_2^1	$f_5(i_2^1)$	Подача воздуха в ионизатор
v_6^1, v_6^3	$f_4(e_{01}^{\text{эл}})$	Изоляция электрического разряда в ионизаторе от станочного приспособления
v_6^1, v_6^3	$f_4(e_{02}^{\text{гид}})$	Защита ионизатора от утечки ионизированного воздуха
i_1^3	$f_4(e_{03}^{\text{гид}})$	Защита проводящего канала от утечки ионизированного воздуха

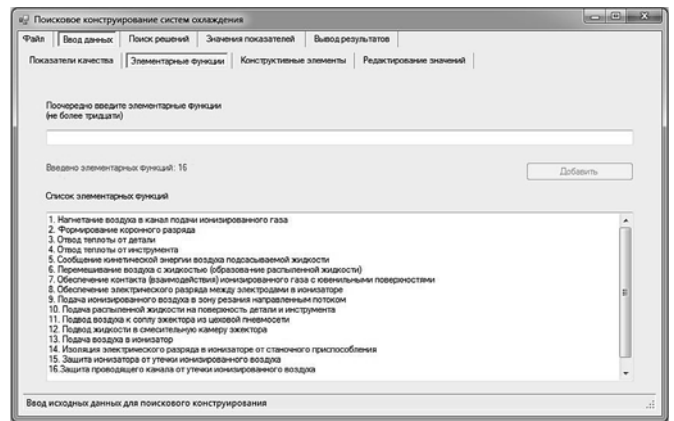


Рис. 2

анализе модели ФПД; P — множество показателей качества для оценки получаемых технических решений; E — множество наборов экспертных оценок конструктивных элементов по каждому показателю качества.

Техническое решение устройства представляет собой список конструктивных элементов, которые должны выполнять все функции, выявленные при анализе модели ФПД. Список формируется в оперативной памяти ЭВМ. В узлах списка хранятся указатели на описания конструктивных элементов. Узел списка элементов имеет структуру

$$N_{el} = \langle p_e, p_{se} \rangle,$$

где p_e — указатель на описание конструктивного элемента; p_{se} — указатель на следующий узел списка элементов.

Итоговый список технических решений представляется в виде множества узлов:

$$N_{td} = \langle E_{sum}, p_{se0}, p_{st} \rangle,$$

где E_{sum} — множество суммарных значений экспертных оценок конструктивных элементов по каждому показателю качества; p_{se0} — указатель на начало списка элементов, входящих в данное техническое решение; p_{st} — указатель на следующий узел списка технических решений.

Формирование списка возможных технических решений осуществляется по методике, описанной в работах [16, 17].

Была разработана программа, которая позволяет сформировать полный список возможных технических решений для заданной модели ФПД.

На рис. 2 показана экранная форма программы синтеза технических решений.

Метод, реализуемый в данной программе, позволил сформировать десятки тысяч вариантов технических решений, состоящих из совместимых конструктивных элементов. Выбор оптимального варианта осуществляли методом экспертных оценок [17], реализованного в данной программе.

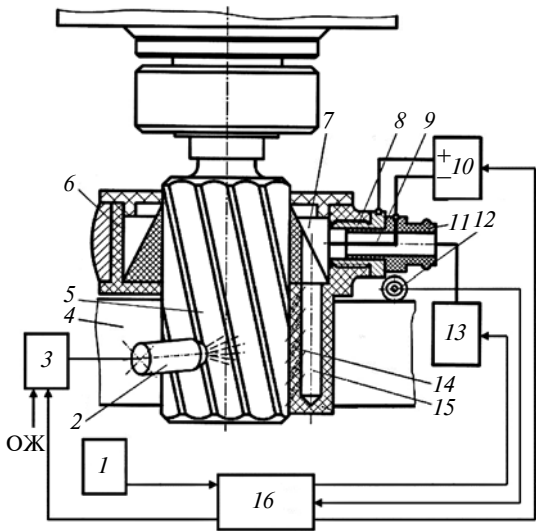


Рис. 3

Для выбора наиболее перспективных вариантов ввели экспертные оценки по следующим показателям качества:

техничко-эксплуатационным (эффективность смазывающего воздействия, эффективность охлаждающего воздействия, расход электроэнергии); надежности (вероятность безотказной работы, ресурс);

технологическим (трудоемкость изготовления, коэффициент стандартизации и унификации);

эргономическим (безопасность);

патентно-правовым (показатель патентной защиты, показатель патентной чистоты);

объемно-весовым (габаритные размеры, масса).

Частный показатель качества технического решения, состоящего из n конструктивных элементов, рассчитываем по формуле

$$w_i = \left(\frac{1}{l_i} \sum_{j=1}^n (m_j^{cp} t_j) \right)^{k_i};$$

где m_j^{cp} — средняя оценка по данному показателю качества j -го конструктивного элемента; t_j — число оценок, полученных j -ым элементом по i -у показателю качества; l_i — общее число оценок по i -у показателю качества; k_i — коэффициент весомости (значимости) i -го показателя качества.

Автоматизированное устройство подачи СОТС в зону резания фрезерного станка работает следующим образом [18].

Воздух поступает в корпус 6 (рис. 3) устройства охлаждения через штуцер 11 с ионизатором. Ионизатор выполнен в виде положительного цилиндрического 8 и отрицательного игольчатого 9 электродов, подключенных к блоку питания 10. Ионизированный воздух через внутреннюю кольцевую камеру 7, а также отверстия 14 и 15 поступает в зону резания.

Ионизированный воздух интенсифицирует процесс окисления ювенильных поверхностей, образующихся в процессе резания, что снижает коэффициент трения между поверхностями обрабатываемой детали 4 и инструментом 5, а следовательно, и тепловыделение. Охлаждающую жидкость (ОЖ), например воду, в распыленном состоянии подают через форсунку 2 на зубья фрезы 5, находящиеся вне зоны резания, и на поверхность обрабатываемой детали 4.

Расход охлаждающей жидкости регулируется управляемой задвижкой 3. Управление температурным режимом фрезерования осуществляется от системы микропроцессорного управления 16 (регулятора), к которой подключены блок 1 задания температуры, датчик 12 температуры, задвижка 3, блок 13 подачи воздуха и блок 10 питания.

Подробное расположение датчика температуры представлено на рис. 4. На кронштейне 3 закреплена лапа 4 с встроенным пружинным механизмом амортизации рычага 6, на конце которого выполнена втулка 8 с резьбовым отверстием для крепления датчика температуры 7. Торцев втулки 8 ограничивает продольные осевые перемещения ролика 21 снятия температуры. Ролик 9 свободно вращается на гильзе 10 датчика 7 температуры.

В системе автоматического управления температурным режимом применен косвенный метод измерения температуры зоны резания — по температуре нагревания детали при обработке. Для этого ролик 9 расположен как можно ближе к зоне обработки, а поверхность гильзы 10 смазывают термопередающим смазочным материалом, для улучшения передачи сигнала температуры от ролика 9 к датчику 7 температуры.

Работа системы управления. По сигналу устройства 16 управления (см. рис. 3) воздух подается от источника 13 через штуцер 11. От электрического источника 10 питания на электроды 8 и 9 ионизатора подается напряжение, в результате чего

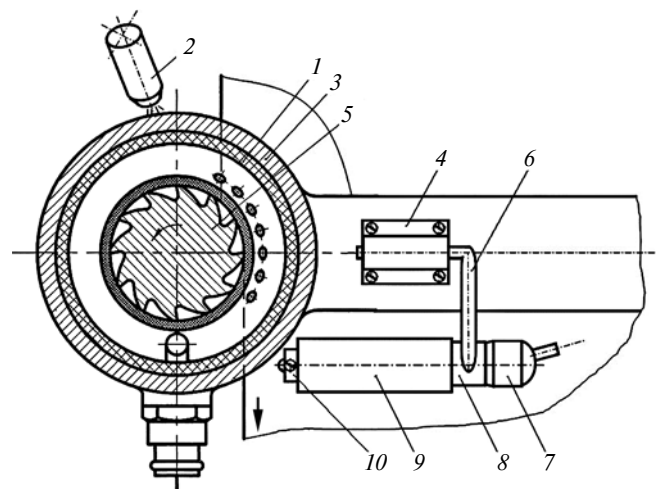


Рис. 4

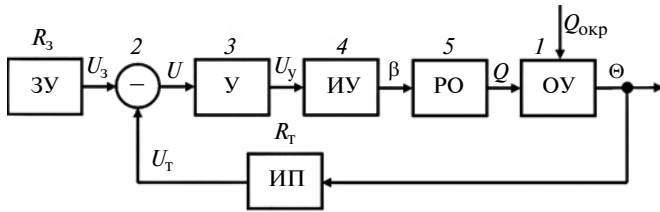


Рис. 5

между электродами возникает коронный разряд. В электрическом поле коронного разряда происходит ионизация потока воздуха. Основное охлаждение инструмента 5 (см. рис. 3) осуществляется распылением охлаждающей жидкости на открытые части инструмента и обрабатываемой детали с помощью форсунки 2. Расход жидкости регулируется задвижкой 3 по сигналу системы управления 1б.

При фрезеровании ролик 9 (см. рис. 4) плотно прижимается к детали и передает через гильзу 10 сигнал температуры к датчику 7, который является обратной связью автоматизированной системы управления температурным режимом; начальные установки задает оператор с помощью блока 1 задания температуры (см. рис. 3).

Анализ схемы конструктивной реализации САУ температурным режимом позволил сформировать функциональную схему, представленную на рис. 5.

В качестве задающего устройства в САУ использован ступенчатый источник напряжения, который задает температуру в зоне резания посредством сигнала (напряжения U_3). Функцию элемента сравнения выполняет электронный преобразователь 2, сравнивающий напряжение U_3 задаваемой температуры и напряжение от термопреобразователя R_T (датчик температуры). Преобразователь подает на выход разницу напряжений, которая и является ошибкой регулирования.

Электронный усилитель 3 постоянного тока повышает входное напряжение U , преобразуя его в напряжение U_y управления. Исполнительным устройством 4 служит задвижка-клапан с электрическим приводом, который включает в себя электродвигатель, редуктор и управляемый клапан с углом β открытия. Функцию рабочего органа 5 выполняет форсунка для подачи охлаждающей жидкости, которая, получив сигнал открытия клапана задвижки, формирует расход Q охлаждающей жидкости, обеспечивая заданную температуру Θ в зоне резания.

Объектом управления в САУ температурным режимом является зона резания, формируемая как система инструмент—деталь с регулируемой температурой Θ . Функцию измерительного преобразователя САУ выполняет датчик температуры с роликом для съема сигнала — термопреобразователь R_T .

Таким образом, САУ температурным режимом при фрезеровании является замкнутой однокон-

турной стабилизирующей системой с отрицательной обратной связью по температуре. Возмущающее воздействие в системе создает температура окружающей среды. Математическое описание элементов САУ как типовых устройств автоматики взято из работ [19, 20].

Полученная структурная схема САУ температурным режимом при фрезеровании представлена на рис. 6, в которой использованы следующие обозначения: k_3 — коэффициент передачи температуры от зоны резания; k_T и $k_{КТ}$ — коэффициенты передачи датчика температуры и канала передачи температуры от датчика к усилителю; k_y — коэффициент усиления; k_K — коэффициент передачи задвижки-клапана; k_Φ — передаточный коэффициент форсунки; T_3 — постоянная времени зоны резания.

Передаточную функцию разомкнутой САУ определяет выражение

$$W(p) = \frac{k_y k_K k_\Phi k_3 k_T k_{КТ}}{p(T_3 p + 1)} = \frac{K}{p(T_3 p + 1)}$$

Современные датчики температуры обладают малой инерционностью, их можно представить усилительным звеном. Предварительные расчеты САУ, выполненные на структурной модели (составленной на основании анализа технических характеристик типовых промышленных устройств — задвижки-клапана и датчика температуры), показали, что САУ температурным режимом при фрезеровании весьма устойчивая, так как имеет малый общий коэффициент K передачи. Однако переходный процесс в системе может достигать нескольких сотен секунд. Определяющим фактором быстроты действия САУ является инерционность общей цепочки «инструмент — деталь — ролик — датчик температуры», постоянную времени запаздывания которой необходимо сокращать. При моделировании динамики САУ звено передачи канала измерения температуры с коэффициентом k_T более корректно можно отобразить в виде инерционного звена с передаточной функцией

$$W(p) = \frac{k_T}{(T_K p + 1)},$$

где k_T — передаточный коэффициент форсунки; T_K — постоянная времени канала измерения.

Введение инерционного звена в обратную связь САУ изменит динамику системы, что требует вне-

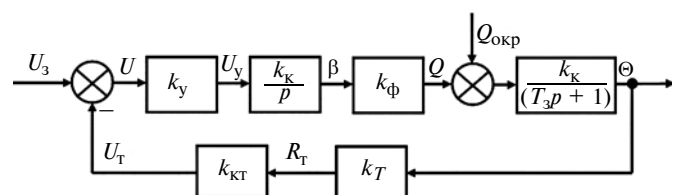


Рис. 6

сения коррективы в алгоритм пуска САУ. Постоянная T_3 времени объекта управления существенно меньше T_K , а температура в зоне резания при врезании фрезы повышается с высокой скоростью, что не будет отслеживаться медленным каналом измерения температуры. Подача охлаждающей жидкости в зону резания в начале цикла фрезерования должна осуществляться с учетом расчетного номинального объема выделения теплоты в установившемся режиме работы фрезы. После включения в работу канала измерения температуры САУ осуществляется регулирование подачи охлаждающей жидкости, что следует учитывать при программировании системы ЧПУ станка.

Для проверки работоспособности устройства была создана экспериментальная установка на универсально-фрезерном станке Weida FU-320. В качестве заготовки использовали толстолистовой прокат из стали СтЗсп толщиной 20 мм. Распыленную в потоке воздуха воду подавали через сопло на деталь и неработающие зубья фрезы. Другой воздушный поток через ионизатор подавали в кольцевую камеру и далее через систему отверстий — в зону резания. Расход воды через сопло составил $0,6 \div 0,7$ кг/ч. При непрерывном фрезеровании заготовки в течение 10 мин концевой фрезой диаметром 28 мм (5 зуб.) из быстрорежущей стали Р9МЗ в режиме черновой обработки средняя температура заготовки не превышала 45°C . Таким образом, проведенный эксперимент полностью подтвердил работоспособность и промышленную применимость разработанного устройства.

Для поиска данного технического решения использовали инженерно-физический метод поискового конструирования, который существенно облегчает выполнение начального этапа проектирования. Задача поиска вариантов сведена к детерминированной последовательности действий, что позволяет получить по сравнению с традиционным подходом значительно большее число вариантов технических решений и разработать новое устройство на уровне изобретения.

Анализ различных комбинаций конструктивных элементов методом экспертных оценок позволил выявить наиболее перспективный вариант с использованием стандартных концевых фрез, не требующих конструктивной доработки, а также типового промышленного датчика температуры и микропроцессорного устройства управления.

Предлагаемое автоматизированное устройство подачи СОТС в зону резания при обработке деталей концевыми фрезами позволяет значительно улучшить условия труда и повысить эффективность обработки по сравнению с подачей СОТС падающей струей, а также осуществлять обработку деталей на технологических операциях, при которых нельзя осуществить охлаждение падающей струей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Резников А. Н., Резников Л. А.** Тепловые процессы в технологических системах. М.: Машиностроение, 1990. 288 с.
2. **Худобин Л. В.** Техника применения СОТС в металлостроении: Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1977. 189 с.
3. **Новое** поколение силовых очистителей водных технологических жидкостей / Е. М. Бульжев, А. Ю. Богданов, Е. Н. Меньшов и др.; под общ. ред. Е. М. Бульжева. Ульяновск: УлГТУ, 2010. 419 с.
4. **Вороненко В. П., Соломенцев Ю. М., Схиртладзе А. Г.** Проектирование машиностроительного производства: учебник для вузов. М.: Дрофа, 2006. 380 с.
5. **Блюменштейн В. Ю., Клецов А. А.** Проектирование технологической оснастки. СПб.: Лань, 2014. 224 с.
6. **Смазочно-охлаждающие** жидкости при резании металлов и техника их применения / Под ред. М. И. Клушина. М.: Машгиз, 1961. 292 с.
7. **Пат. 2367556 Рос. Федерации:** МПК В 23 Q 11/10. Способ подачи смазочно-охлаждающих технологических средств.
8. **Норенков И. П.** Основы автоматизированного проектирования. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. 430 с.
9. **Yotaro Hatamura.** Decision-Making in Engineering Design. London: Springer-Verlag London Limited, 2006. 275 p.
10. **Евгеньев Г. Б.** Интеллектуальные системы проектирования. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012. 420 с.
11. **Воинов Б. С.** Информационные технологии и системы: монография. Кн. 1. Методология синтеза новых решений. Н/Новгород: ННГУ им. Н. И. Лобачевского, 2001. 404 с.
12. **Papageorgiou E., Hakki Eres M., Scanlan J.** Value modelling for multi-stakeholder and multi-objective optimization in engineering design // Journal of Engineering Design. 2016. Vol. 27. Is. 10. P. 697–724. DOI: 10.1080/09544828.2016.1214693.
13. **Nam G., Park J., Kim S.** Conceptual design of passive containment cooling system for APR-1400 using multipod heat pipe // Nuclear Technology. 2015. Vol. 189. № 3. P. 278–293.
14. **Яковлев А. А.** Разработка множеств технических решений установок для преобразования энергии: монография. М.: Машиностроение-1, 2007. 128 с.
15. **Яковлев А. А.** Разработка матрицы технических решений преобразователей энергии и алгоритм формирования списков функционально-совместимых конструктивных элементов // Справочник. Инженерный журнал. 2007. № 10. С. 34–39.
16. **Яковлев А. А., Яковлева Е. В.** Автоматизация синтеза и выбора технических решений преобразователей энергии // Информационные технологии. 2010. № 11. С. 71–78.
17. **Поисковое** конструирование систем охлаждения на основе инженерно-физического подхода / А. А. Яковлев, В. А. Камаев, В. С. Сорокин, С. Н. Мишустина // Информационные технологии. 2016. Т. 2. № 11. С. 819–826.
18. **Пат. на полез. мод. 154326 Рос. Федерации:** МПК В23Q11/10. Устройство для подачи смазочно-охлаждающего технологического средства.
19. **Ким Д. П.** Теория автоматического управления. Т. 1. Линейные системы. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. 312 с.
20. **Савин М. М., Елсуков В. С., Пятина О. Н.** Теория автоматического управления: учеб. пособие / Под ред. В. И. Лачина. Ростов н/Д: Феникс, 2007. 469 с.

Е. Б. ЩЕЛКУНОВ, канд. техн. наук (Комсомольский-на-Амуре ГУ)
 С. В. ВИНОГРАДОВ, канд. техн. наук (Амурский гуманитарно-педагогический ГУ), М. Е. ЩЕЛКУНОВА, канд. техн. наук,
 А. И. ПРОНИН, канд. техн. наук, Д. А. БУРАВИЦЫН
 (Комсомольский-на-Амуре ГУ), e-mail: sergwin72@rambler.ru

Систематизация механизмов параллельной структуры с возможностью реконфигурирования

Систематизированы теоретически возможные компоновочные схемы механизмов параллельной структуры (МПС) с возможностью реконфигурирования с учетом расположения направляющих на основании. Получены формулы для компоновочных параметров каждого типа компоновки. Выполненная систематизация позволяет разработать индивидуальные шаблоны вычислений для формализации проектирования МПС с реконфигурированием.

Ключевые слова: механизм параллельной структуры, расчет, направляющая, компоновка, реконфигурирование.

Theoretically possible layout schemes of parallel structure mechanisms (PSM) are systematized with the possibility of reconfiguration, taking into account the location of the guide tracks on the base. Formulas for the layout parameters of each layout type are obtained. The performed systematization allows us to develop individual calculation templates for formalizing the design of PSM with reconfiguration.

Keywords: parallel structure mechanism, calculation, guide track, layout, reconfiguration.

Пространственные механизмы параллельной структуры (МПС) с различным числом степеней свободы широко используют в современном технологическом оборудовании (металлообрабатывающие станки, роботы). Данные механизмы состоят из неподвижного звена (основания) и подвижной платформы — рабочего органа, соединенной с основанием несколькими (от 2 до 6) кинематическими цепями [1].

Применением МПС достигается высокая точность позиционирования и маневренность исполнительных органов станка — шпиндельной бабки или стола. Однако данные станки имеют недостаток — меньший размер рабочего пространства по сравнению со станками с традиционной последовательной кинематикой.

Совершенствование данных механизмов связано с созданием МПС с возможностью реконфигурирования [2, 3], т. е. изменения компоновочных параметров

механизма для увеличения размеров его рабочего пространства путем увеличения степеней подвижности.

Примером реконфигурируемого станка со штангами постоянной длины является решение на базе механизма триглайд, показанное на рис. 1 [2].

Реконфигурирование механизмов со штангами постоянной длины осуществляется изменением угла наклона направляющих, а соответственно и направления движения кареток.

Направляющие станка могут изменять положение и располагаться вертикально с опорой на колонны (рис. 1, а), наклонно (рис. 1, б) и горизонтально с опорой на радиальные переключатели несущего каркаса (рис. 1, в).

Примером реконфигурируемого механизма со штангами переменной длины является станок-гексапод (рис. 2) [2].

Заготовку устанавливают на столе станка 2. Подача рабочего органа 4, установленного на подвижной платформе 3, осуществляется одновременным изменением длин штанг 5. Реконфигурация выполняется смещением шарниров 6 приводных штанг по направляющим 7 на неподвижной платформе 1. Смещение шарниров по направляющим изменяет радиус основания и, соответственно, изменяются формы размеры рабочего пространства.

Проектирование МПС включает в себя определение углов размещения шарниров на основании и подвижной платформе, длин приводных штанг и других геометрических параметров МПС, определяющих его компоновку. При проектировании МПС с возможностью реконфигурирования кроме перечисленных операций необходимо определение длин направляющих и углов размещения на основании расстояний между направляющими.

В работе [4] представлена программа, позволяющая частично автоматизировать проектирование МПС. Для упрощения расче-

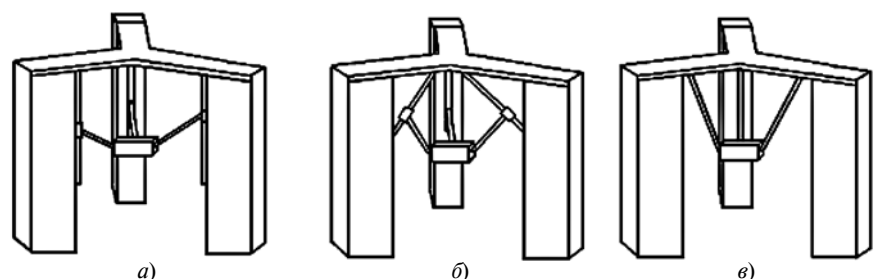


Рис. 1. Модель станка на базе механизма триглайд с возможностью реконфигурирования: а — вертикальное положение направляющих; б — расположение под углом; в — горизонтальное положение направляющих

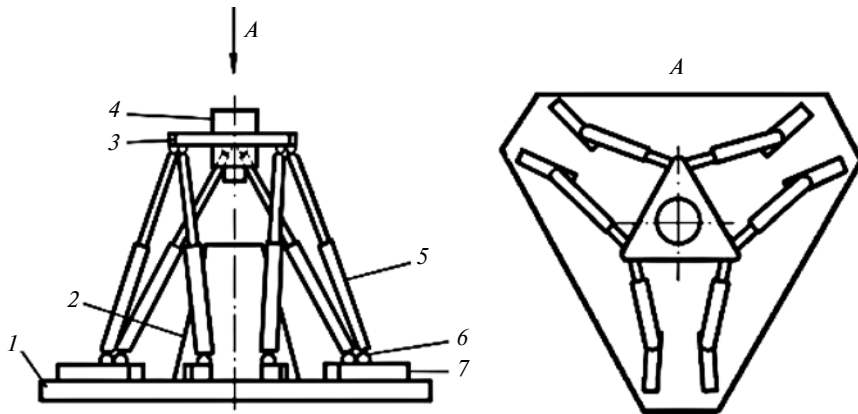


Рис. 2. Станок-гексапод с управляемой формой рабочего пространства:
 1 — неподвижная платформа; 2 — стол; 3 — подвижная платформа; 4 — рабочий орган;
 5 — штанга; 6 — шарнир; 7 — направляющая

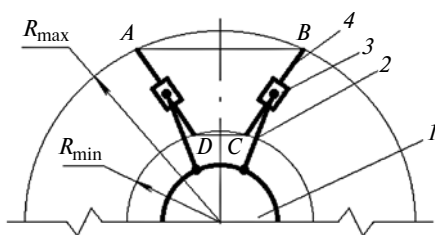


Рис. 3. Схема расположения направляющих на основании:
 1 — подвижная платформа; 2 — приводная штанга; 3 — каретка; 4 — направляющая

тов геометрических параметров МПС в работах [5, 6] предложено все многообразие компоновочных решений МПС разделить на группы по общим геометрическим признакам. В качестве классификационного признака было выбрано расположение приводных штанг на основании и подвижной платформе.

Для каждой группы разработан индивидуальный набор расчетных формул — шаблон вычислений, позволяющий максимально сократить число вычислений при проектировании.

В данной работе представлены систематизация МПС типа гексапод с возможностью реконфигурирования и формулы для вычисления компоновочных параметров каждой компоновки.

Рассмотрим МПС с возможностью реконфигурирования на базе МПС с шестью приводными штангами переменной длины (рис. 3).

Приводные штанги 2 шарнирно связывают подвижную платформу 1 с каретками 3. Каретки могут перемещаться по направляющим 4, которые являются основанием механизма. Радиус основания принимает значения от R_{\min} до R_{\max} .

Пара направляющих 4 и отрезки, соединяющие концы направляющих, образуют четырехугольник $ABCD$, который может принимать форму прямоугольника при параллельном размещении направляющих или трапеции, если направляющие расположены под углом друг к другу.

Расположение направляющих на основании может подчинять-

ся законам симметрии вращения, зеркальной симметрии или быть асимметричным.

Наибольшее распространение в металлообрабатывающих станках получили компоновки, в которых расположение направляющих на основании подчиняется закону симметрии вращения. Во множестве схем МПС, в которых выполняется условие симметрии вращения, были выделены четыре частных случая.

1. Схема с равномерным размещением направляющих. Направляющие на основании расположены равномерно с угловым шагом $360/n$, где n — число направляющих.

На рис. 4, а представлено равномерное расположение шести направляющих на основании механизма, а на рис. 4, б показаны компоновочные параметры механизма с равномерным размещением шести направляющих: $\varphi_{1H} \div \varphi_{6H}$ — углы размещения направляющих на основании; их значения соответственно 0; 60; 120; 180; 240; 300.

Длину направляющих определяли по формуле

$$L_H = R_{\max} - R_{\min}.$$

2. Схема с попарно-параллельным размещением направляющих на основании. Направляющие на

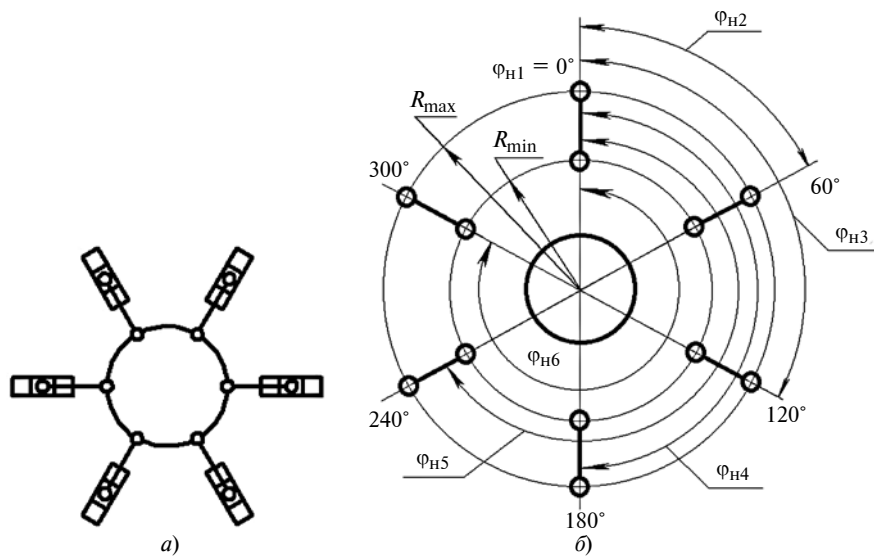


Рис. 4. Схема (а) и компоновочные параметры механизма с равномерным размещением шести направляющих (б)

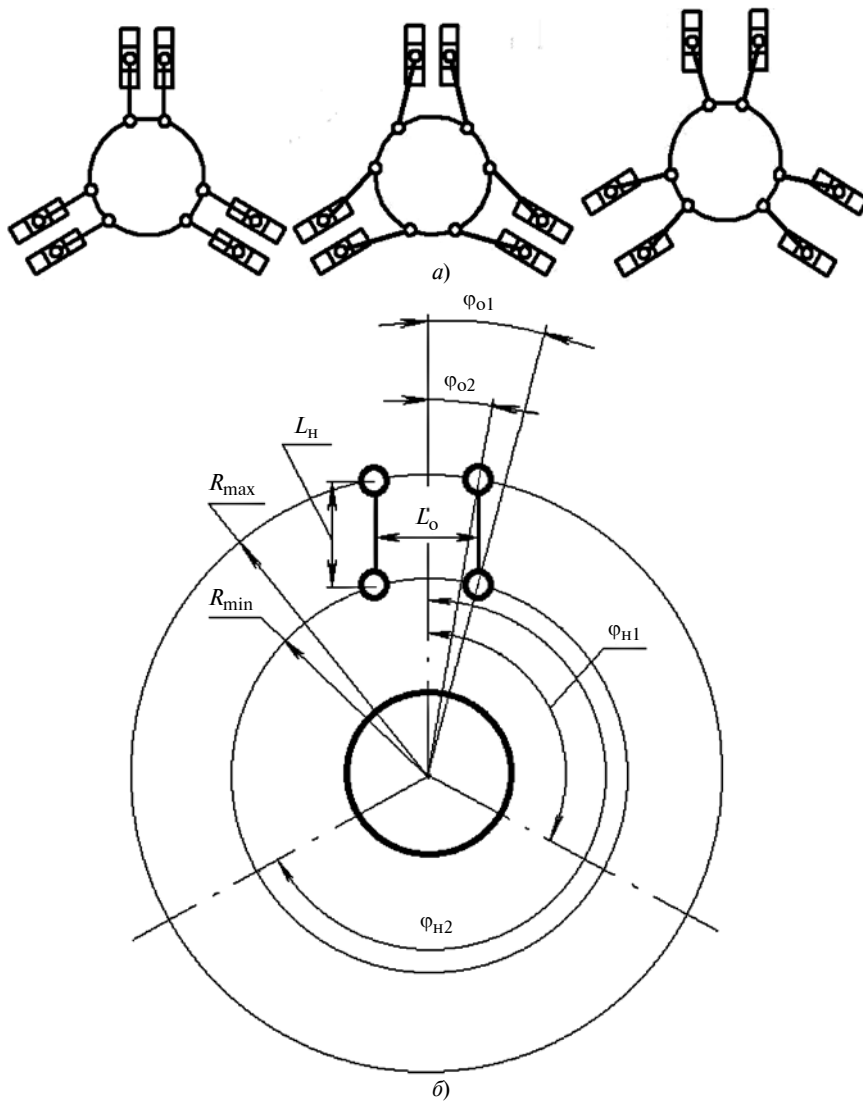


Рис. 5. Варианты схем (а) и компоновочные параметры реконфигурируемых МПС с попарно-параллельным размещением направляющих (б)

основании сгруппированы в пары. Направляющие, составляющие пару, расположены параллельно. Пары направляющих расположены на основании с угловым шагом $360^\circ/(2n)$, где $n = 4$ и 6 — число направляющих.

На рис. 5, а представлены попарно-параллельные расположения шести направляющих на основании механизма при разном размещении шарниров на подвижной платформе, а на рис. 5, б показаны компоновочные параметры механизма с попарно-параллельным размещением шести направляющих: R_{\min} — минимальный радиус основания; R_{\max} — максимальный радиус основания; L_o — расстояния между

шарнирами на основании; φ_{o1} и φ_{o2} — углы размещения шарнира на основании соответственно при минимальном и максимальном радиусе основания; L_n — длина направляющей; φ_{n1} , φ_{n2} — углы размещения второй и третьей пар направляющих на основании.

Взаимосвязь геометрических параметров механизма с попарно-параллельным размещением направляющих определяют выражения:

$$L_o = L = \text{const};$$

$$L_o = 2R_{\min}\sin\varphi_{o1} = 2R_{\max}\sin\varphi_{o2};$$

$$L_n = R_{\min}\cos\varphi_{o1} = R_{\max}\cos\varphi_{o2}.$$

3. Схема с попарно-сходящимся размещением направляющих. Направляющие, составляющие

пару, образуют геометрическую фигуру в форме трапеции с основанием, направленным к центру схемы. Пары направляющих расположены на основании с угловым шагом $360^\circ/(2n)$, где $n = 4$ и 6 .

На рис. 6, а представлены попарно-сходящиеся расположения шести направляющих на основании механизма при разном размещении шарниров на подвижной платформе, а на рис. 6, б показаны компоновочные параметры механизма с попарно-сходящимся размещением шести направляющих.

Взаимосвязь геометрических параметров в механизме с попарно-сходящимся размещением приводных штанг определяют формулы:

$$L_{o1} = 2R_{\min}\sin\varphi_{o1};$$

$$L_{o2} = 2R_{\max}\sin\varphi_{o2};$$

$$L_n = \frac{1}{2}(L_{o1} - L_{o2})/\sin\left(\frac{1}{2}\gamma\right) =$$

$$= \frac{R_{\min}\sin(\varphi_{o1}) - R_{\max}\sin(\varphi_{o2})}{\cos\left(\frac{1}{2}\gamma\right)}.$$

4. Схема с попарно-расходящимся размещением направляющих. Направляющие, составляющие пару, образуют трапецию с основанием, направленным от центра схемы. Пары направляющих расположены на основании с угловым шагом $360^\circ/(2n)$, где $n = 4$ и 6 .

На рис. 7, а представлены попарно-расходящиеся расположения шести направляющих на основании механизма при разном размещении шарниров на подвижной платформе, а на рис. 7, б приведены компоновочные параметры механизма с попарно-расходящимся размещением шести направляющих: L_{o1} и L_{o2} — расстояния между шарнирами на основании соответственно при минимальном и максимальном радиусе основания; γ — угол между направляющими.

Взаимосвязь геометрических параметров в механизме с попарно-расходящимся размещением

направляющих определяют формулы:

$$L_{o1} = 2R_{\min}\sin\varphi_{o1};$$

$$L_{o2} = 2R_{\max}\sin\varphi_{o2};$$

$$L_n = \frac{1}{2}(L_{o1} - L_{o2})/\cos\left(\frac{1}{2}(-\gamma)\right) = \frac{R_{\max}\sin(\varphi_{o2}) - R_{\min}\sin(\varphi_{o1})}{\cos\left(\frac{1}{2}(-\gamma)\right)}.$$

Представленные формулы являются основами для индивидуальных шаблонов вычисления компоновочных параметров, включающих исходные данные, ограничения, которые определяют тип компоновки и процедуру расчета, для которого достаточно задания минимального числа исходных данных. Например, для компоновки с попарно-сходя-

щимся размещением направляющих достаточны следующие исходные данные:

$$R_{\min}, R_{\max}, \gamma, \varphi_{o1}, \varphi_{o2};$$

$$R_{\min}, R_{\max}, \gamma, L_{o1}, L_{o2}.$$

Таким образом, систематизированы теоретически возможные компоновочные схемы механизмов параллельной структуры с возможностью реконфигурирования, учитывающие характер расположения направляющих, на основании которых можно разработать индивидуальные шаблоны вычислений для формализации процесса проектирования МПС с возможностью реконфигурирования. Представлены формулы для определения параметров каждой компоновки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Пашенко В. Н. Построение рабочей зоны шестистепенного манипулятора параллельной структуры на базе кривошипно-шатунного механизма // Интернет-журнал. Науковедение. 2016. Т. 8. № 3 (34). С. 135.
2. Кузнецов Ю. Н., Дмитриев Д. А., Диневич Г. Е. Компоновки станков с механизмами параллельной структуры / Под ред. Ю. Н. Кузнецова. Херсон: ПП Вишемирский В. С., 2010. 471 с.
3. Механизмы параллельной структуры в металлорежущих станках / Е. Б. Щелкунов, С. В. Виноградов, М. Е. Щелкунова, Е. В. Самар // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре ГТУ. Науки о природе и технике. 2012. № 4. С. 52–61.
4. Автоматизация проектирования механизмов параллельной структуры со штангами переменной длины / Е. Б. Щелкунов, С. В. Виноградов, М. Е. Щелкунова, Д. Г. Посажеников // Технология машиностроения. 2015. № 11. С. 51–55.
5. Применение шаблонов вычислений при проектировании механизмов параллельной структуры / Е. Б. Щелкунов, С. В. Виноградов, А. И. Пронин, М. Е. Щелкунова // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. № 9. С. 427–431.
6. Формализация расчетов при определении компоновочных параметров механизмов параллельной структуры / Е. Б. Щелкунов, С. В. Виноградов, М. Е. Щелкунова, А. И. Пронин // Вестник машиностроения. 2018. № 5. С. 30–35.

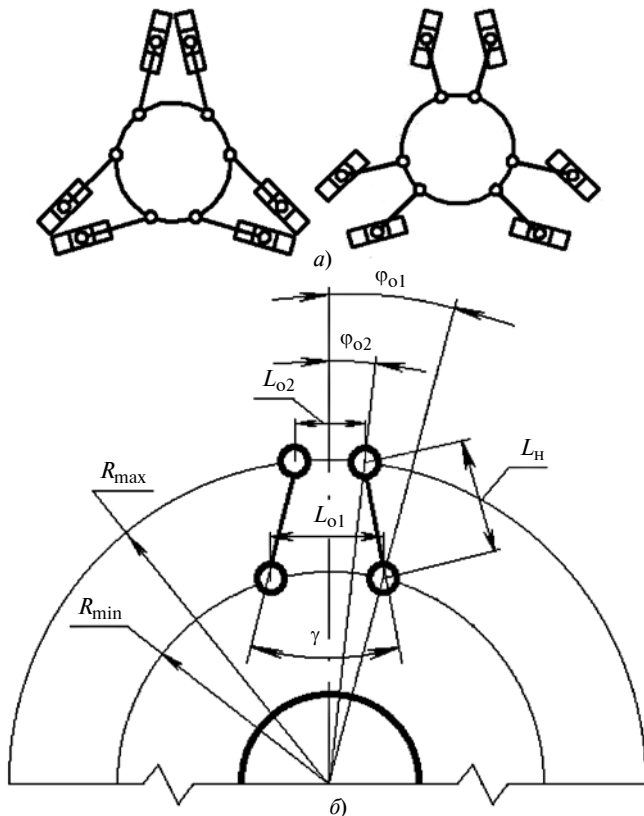


Рис. 6. Варианты схем (а) и компоновочные параметры реконфигурируемых МПС с попарно-сходящимся размещением направляющих (б)

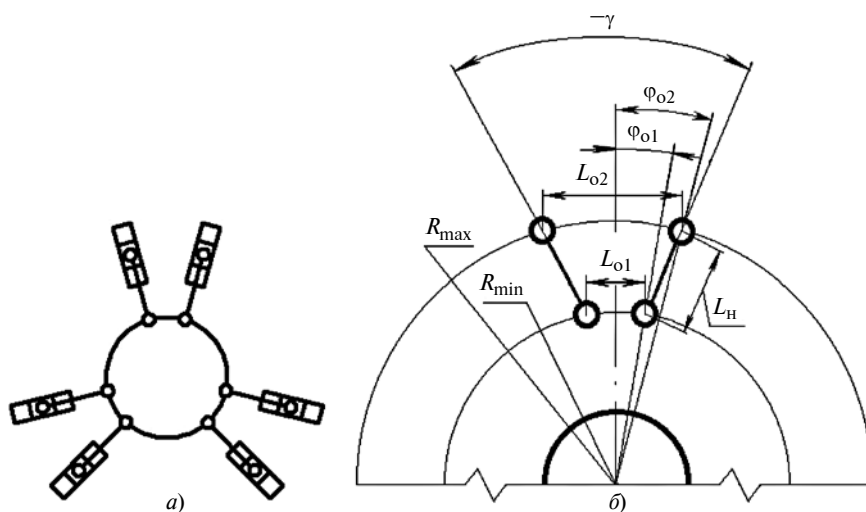


Рис. 7. Схема (а) и компоновочные параметры реконфигурируемых МПС с попарно-расходящимся размещением направляющих (б)

Три варианта записи критерия эквивалентности сложного напряженного состояния простому растяжению для конструкционных материалов

На основе единой концепции базового критерия эквивалентности рассмотрены некоторые варианты составления формул для оценки возможности перехода материала в предельное (критическое) состояние, когда материал находится в статически сложном напряженном состоянии.

Ключевые слова: материал, сложное напряженное состояние, критерий эквивалентности, предельное состояние, предельная поверхность, выпуклость, вогнутость, гидростатическая ось.

On the basis of a single concept of a basic equivalence criterion, several options are considered for formulating expressions to assess the possibility of a material transitioning to a limiting (critical) state when the material is in a statically complex stress state.

Keywords: material, complex stress state, equivalence criterion, limit state, limit surface, convexity, concavity, hydrostatic axis.

Концепция критерия эквивалентности [1] позволяет выбирать для точки напряженного материала несколько сочетаний площадок сдвига и разрыва (сжатия), чтобы на основании единообразного анализа значимых для данных площадок напряжений установить возможность наступления в материале предельного состояния, а также отразить в записи критерия эквивалентности известные характерные особенности наступления предельного состояния материала.

В работе [2], посвященной изучению механики многоциклового усталости конструкционных материалов, отмечалось, что начальные усталостные трещины при растяжении—сжатии, изгибе и кручении, как правило, возникают в плоскости максимальных касательных напряжений с дальнейшим переходом в плоскость максимальных нормальных напряжений.

Двойственность природы разрушения подтверждает ряд экспериментов, которые показывают, что в одних случаях трещина образуется по плоскостям максимальных касательных напряжений, а в других — по плоскостям максимальных нормальных напряжений [3].

В работе [4] сделан общий вывод о том, что начальные поверхности текучести располагаются, как правило, между поверхностями Мизеса и Треска ближе к поверхности Мизеса и во многих случаях

описываются условием Мизеса с точностью разброса экспериментальных данных.

Истинные кривые упрочнения подавляющего большинства материалов — гладкие, т. е. не имеют ярко выраженного участка текучести. Результаты проверок вполне могут зависеть от того, какому условию пластичности отдают предпочтение экспериментаторы, которые показали, что во многих случаях условие пластичности Треска—Сен-Вена превосходит по точности условие пластичности Губера—Мизеса [5].

Исследователи Н. Н. Давиденков и И. А. Одинг неоднократно отмечали, что мнение о неточности теории наибольших касательных напряжений в данном случае основано на недоразумении, связанном с неправильным определением предела текучести [6].

Процессы деформирования и разрушения пластичных материалов, склонных к локализации пластических деформаций, хорошо описывает теория максимальных касательных напряжений [7].

Для большинства конструкционных материалов условие наступления текучести лучше согласуется с теорией Губера—Мизеса, а условие разрушения — с теорией Кулона—Треска. Действительная поверхность текучести и разрушения материалов занимает промежуточное положение между поверхностями, построенными по указанным теориям [8].

Теория прочности Мора и теория прочности Губера — Мизеса дают возможность с достаточной для технических расчетов точностью определять напряжения, соответствующие первым пластическим деформациям только при малых градиентах распределения напряжений по объему материала [9].

В работе [10] указано, что при резких градиентах напряжений ни один из существующих критериев прочности не подтверждается экспериментально.

Таким образом, в дополнение к известной формуле критерия эквивалентности [1] можно легко составить еще три приемлемых для практического применения варианта его записи для оценки способности материала одновременно сопротивляться сдвигу и разьединению (сжатию) частей при сложном напряженном состоянии, обусловленном воздействием на материал системы активных и реактивных нагрузок.

Первый очень простой вариант записи напряжения σ_3 можно получить, если площадку разрыва

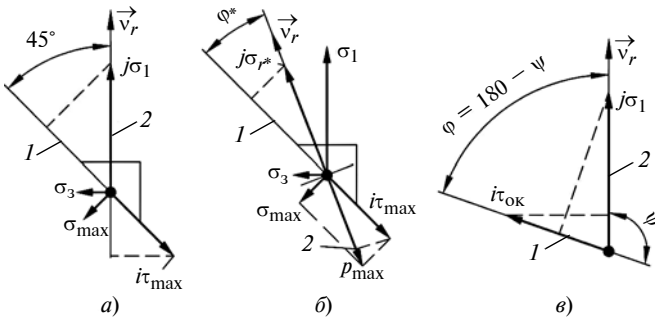


Рис. 1. Схемы напряженного состояния точки материала для получения первого (а), второго (б) и третьего (в) варианта записи критерия эквивалентности

(в терминах работы [2]) определить нормалью \vec{v}_r , совпадающей с линией действия максимального главного напряжения σ_1 в опасной точке, а площадкой сдвига принять плоскость максимальных касательных напряжений, для которой касательное напряжение τ_{\max} и нормальное напряжение σ_{\max} определяются формулами [11, 12]:

$$\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2;$$

$$\sigma_{\max} = (\sigma_1 + \sigma_3)/2,$$

где σ_3 — минимальное главное напряжение в опасной точке материала.

Данный выбор площадок разрыва и сдвига со значимыми для них напряжениями σ_1 и τ_{\max} определяет постоянный угол между σ_1 и линией действия τ_{\max} (рис. 1, а), равный 45° . Тогда в соответствии с общей концепцией критерия эквивалентности [1] напряжение σ_3 для опасной точки напряженного материала будет определяться формулой (сумма проекций на линиях 1 и 2):

$$\sigma_3 = \tau_{\max}(iq + ik/\sqrt{2}) + \sigma_1(jq/\sqrt{2} + jk) = \sigma_p, \quad (1)$$

где σ_p — предельное напряжение, определяемое испытанием материала при простом (одноосном) растяжении, в результате которого у материала возникло предельное состояние в виде заметных пластических деформаций или разрушения.

Произведения iq , ik , jq и jk (величины i и j устанавливают масштабное соответствие между касательным τ_{\max} и максимальным главным σ_1 напряжениями при их проекционном суммировании; величины q и k устанавливают масштабное соответствие между проекциями 1 и 2 при их среднеарифметическом суммировании) можно определить по данным табл. 1. При этом необходимо при вычислениях ранжировать главные напряжения по условию $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$. В табл. 1 $\chi = \sigma_p/\sigma_{сж}$ — показатель механических свойств материала, т. е. отношение предельного напряжения σ_p при простом растяжении к предельному напряжению $\sigma_{сж}$ при простом сжатии.

Очевидно, что критерий (1) совпадает (после преобразований с учетом данных табл. 1) с извест-

ным критерием предельного состояния по теории Мора (возникновение предельного состояния материала на площадках, проходящих через направление главного напряжения σ_2), если огибающая двух предельных окружностей Мора (соответствующих осевому растяжению и осевому сжатию) является прямой линией. При этом в частном случае при $\chi = 1$ критерий (1) совпадает с известной теорией максимальных касательных напряжений (или третьей теорией предельного состояния материала в локальной области, или гипотезами Кулона и Треска, или условиями пластичности Сен-Венана или Треска—Сен-Венана) [12].

Второй вариант записи критерия эквивалентности [1] возможен при совпадении нормали \vec{v}_r площадки разрыва с линией действия полного напряжения p_{\max} на площадке максимального касательного напряжения. В этом случае нормаль будет определяться формулой [13]

$$\vec{v}_r = (\sigma_1/\sigma_{\Sigma^*})\vec{i} + 0 \cdot \vec{j} + (\sigma_3/\sigma_{\Sigma^*})\vec{k},$$

где \vec{i} , \vec{j} и \vec{k} — единичные векторы (орты) вдоль глав-

ных напряжений σ_1 , σ_2 и σ_3 ; $\sigma_{\Sigma^*} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2}$.

Для площадки разрыва с этой нормалью \vec{v}_r нормальное напряжение σ_{r^*} определяет формула [13]

$$\sigma_{r^*} = \sigma_1(\sigma_1/\sigma_{\Sigma^*})^2 + \sigma_3(\sigma_3/\sigma_{\Sigma^*})^2 = (\sigma_1^3 + \sigma_3^3)/\sigma_{\Sigma^*}^2.$$

Полное напряжение на площадке сдвига p_{\max} определяет формула

$$p_{\max} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + \tau_{\max}^2} = \sigma_{\Sigma^*}/\sqrt{2}.$$

Тогда косинус угла φ_* между τ_{\max} и σ_{r^*} составит (рис. 1, б):

$$\cos\varphi_* = \tau_{\max}/p_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/\sqrt{2}/\sigma_{\Sigma^*}.$$

В итоге второй вариант записи критерия эквивалентности соответствует известному критерию [1]:

$$\sigma_p = \sigma_3 = q(i\tau_{\max} + j\sigma_{r^*}\cos\varphi_*) + k(i\tau_{\max}\cos\varphi_* + j\sigma_{r^*})$$

или

$$\sigma_3 = (\tau_{\max})iq + (\tau_{\max}\cos\varphi_*)ik + (\sigma_{r^*}\cos\varphi_*)jq + (\sigma_{r^*})jk = \sigma_p. \quad (2)$$

Для критерия (2) произведения масштабных величин iq , ik , jq и jk можно определить на основании

Таблица 1

Опыт	σ_1/σ_p	σ_3/σ_p	Произведения масштабных величин
Линейное растяжение	1	0	$iq + ik/\sqrt{2} = 2\chi$
Линейное сжатие	0	$-1/\chi$	$jq/\sqrt{2} + jk = 1 - \chi$
Примечание. $\chi = \sigma_p/\sigma_{сж}$.			

Таблица 2

Опыт	σ_1/σ_p	σ_2/σ_p	σ_3/σ_p	Произведения масштабных величин
Линейное растяжение	1	0		$iq = \frac{\sqrt{2}(1+\chi) - 1/\kappa}{\sqrt{2} - 1}$
Линейное сжатие	0		$-1/\chi$	$ik = 1/\kappa - iq$
Кручение	κ	0	$-\kappa$	$jq = \frac{1-\chi}{\sqrt{2}} - \frac{\sqrt{2}}{\sigma_{3p}}$
Объёмное растяжение		δ_{3p}		$jk = 1/\delta_{3p}$
Примечание : $\kappa = \tau_{кр}/\sigma_p$; $\delta_{3p} = \sigma_0/\sigma_p$.				

данных табл. 2 с учетом ранжирования главных напряжений по условию $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$. В табл. 2 использованы обозначения: $\kappa = \tau_{кр}/\sigma_p$ — показатель механических свойств материала, т. е. отношение предельного напряжения $\tau_{кр}$ при кручении (чистый сдвиг при $\sigma_1 = +\tau_{кр}$; $\sigma_2 = 0$; $\sigma_3 = -\tau_{кр}$) к предельному напряжению σ_p при простом растяжении; $\delta_{3p} = \sigma_0/\sigma_p$ — отношение предельных напряжений σ_0 при объемном равномерном растяжении ($\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = +\sigma_0$) к предельному напряжению σ_p при простом растяжении.

Для гарантированного получения выпуклой границы (контура, следа) предельной поверхности в обычном сечении, т. е. в сечении, построенном при постоянном значении одного из главных напряжений, например при $\sigma_2 = 0$, необходимо задавать δ_{3p} на основании критерия (1), который определяет для критерия (2) $\delta_{3p} = 1/(1 - \chi)$, тогда в соответствии с табл. 2 имеем:

$$jq = 3(\chi - 1)/\sqrt{2}, \quad jk = 1 - \chi.$$

Очевидно, что если механические свойства конструкционного материала характеризуются параметрами $\chi = 1$ и $\kappa = 1/2$, то критерий (2) вырождается в частный случай критерия (1), так как $iq = 2$, $ik = jq - jk = 0$.

В расчетах на прочность широко применяют критерий предельного состояния изотропных материалов (критерий пластичности для тела, по-разному сопротивляющегося растяжению и сжатию, или механический обобщенный критерий прочности, или критерий эквивалентности квазиоднородных материалов и т. д.), который предложили Г. С. Писаренко и А. А. Лебедев в наиболее простом варианте записи [7, 11, 14–18]:

$$\eta_{\Sigma} = \chi(3\tau_{ок}/\sqrt{2}) + (1 - \chi)\sigma_1 = \sigma_p, \quad (3)$$

где $\tau_{ок}$ — октаэдрическое касательное напряжение, определяемое формулой

$$\tau_{ок} = [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2}/3.$$

Критерий (3) является частным случаем концепции критерия эквивалентности [1], в чем легко убедиться.

В соответствии с концепцией критерия эквивалентности [1] третий вариант записи формулы напряжения σ_{Σ} можно получить просто (в отличие от работы [14]), выбрав следующие площадки сдвига и разрыва (сжатия) для опасной точки напряженного материала:

площадка сдвига — октаэдрическая площадка со значимым напряжением $\tau_{ок}$;

площадка разрыва (сжатия) — площадка с нормалью \vec{v}_r , совпадающей с линией действия максимального главного напряжения σ_1 в опасной точке напряженного материала.

Для такой комбинации площадок косинус угла ψ между линией действия октаэдрического касательного напряжения $\tau_{ок}$ (формулы для направляющих косинусов этой линии приведены в работе [13]) и главным напряжением σ_1 (рис. 1, в) будет определяться формулой (с учетом $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$):

$$\cos\psi = -(2\sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3)/(3\sqrt{3}\tau_{ок}).$$

Тогда для опасной точки напряженного материала эквивалентное напряжение σ_{Σ} определяется формулой, составленной аналогично формуле известного критерия [1]:

$$\sigma_p = \sigma_{\Sigma} = q(i\tau_{ок} + j\sigma_1 \cos\varphi) + k(i\tau_{ок} \cos\varphi + j\sigma_1)$$

или

$$\sigma_{\Sigma} = (\tau_{ок})iq + (\tau_{ок} \cos\varphi)ik + (\sigma_1 \cos\varphi)jq + (\sigma_1)jk = \sigma_p, \quad (4)$$

где $\cos\varphi = \cos(180 - \psi) = (2\sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3)/(3\sqrt{3}\tau_{ок})$.

Для критерия (4) произведения iq , ik , jq и jk можно определить на основании данных табл. 3, в которой использовано обозначение $\Delta_p = \sigma_0/\sigma_p$ — показатель механических свойств материала, т. е. отношение предельных напряжений σ_0 при плоском равномерном растяжении ($\sigma_1 = \sigma_2 = +\sigma_0$; $\sigma_3 = 0$) к предельному напряжению σ_p при простом растяжении.

Очевидно, что критерий (4) будет совпадать с критерием (3) только если $ik = jq = 0$. Эти уравнения определяют $\kappa = 1/[1 + \chi(\sqrt{3} - 1)]$ и $\Delta_p = 1$, а значит $iq = 3\chi/\sqrt{2}$ и $jk = 1 - \chi$. Полученная из уравнений $ik = jq = 0$ (см. табл. 3) частная зависимость для параметров κ и χ , характеризующих механические свойства конструкционного материала соответственно при кручении (чистый сдвиг) и растяжении-сжатии, также следует из критерия (3).

Анализ предельной поверхности, определяемой критерием (4), показал, что для получения выпуклой предельной поверхности необходимо задавать согласованные значения χ , κ и Δ_p . Для этого допустим следующий подход: из данных работ [14, 17, 18]

следует, что при плоском напряженном состоянии материалов, как правило, $|\Delta_{сж}| \geq 1/\chi$ или $|\Delta_{сж}| < 1/\chi$ (для стали У8А), где $|\Delta_{сж}| = |\sigma'_{00}|/\sigma_p$ — экспериментально установленное предельное напряжение для материала при плоском равномерном сжатии ($\sigma_1 = 0; \sigma_2 = \sigma_3 = -\sigma'_{00}$) относительно предельного напряжения для материала при его простом растяжении (σ_p). Поэтому значение параметра κ можно оценить на основании критерия (4) через параметры χ, Δ_p и $|\Delta_{сж}|$ по формуле (с учетом обозначений, указанных в примечаниях табл. 1—3):

$$\kappa = b/[2/|\Delta_{сж}| + c + 1/\Delta_p - \chi(a - 2c)].$$

Также для согласования значений параметров χ, κ и Δ_p может быть полезной и обратная формула

$$|\Delta_{сж}| = 2/[b/\kappa - c - 1/\Delta_p + \chi(a - 2c)].$$

Дополнительно будут полезны данные табл. 4, в которой указаны некоторые варианты согласованного определения значения κ исходя из значений χ и Δ_p для критерия (4).

Таблица 3

Опыт	σ_1/σ_p	σ_2/σ_p	σ_3/σ_p	Произведения масштабных величин
Линейное растяжение	1	0		$iq = \frac{3\sqrt{2}}{4} \left[a\chi - \frac{b}{\kappa} + c + \frac{1}{\Delta_p} \right]$
Плоское растяжение	Δ_p		0	$ik = \frac{3\sqrt{3}}{2} \left[\frac{b}{\kappa} - c(1 + \chi) - \frac{1}{\Delta_p} \right]$
Линейное сжатие	0		$-1/\chi$	$jq = \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} \left[a - \frac{b}{\kappa} + c\chi - \frac{1}{\Delta_p} \right]$
Кручение	κ	0	$-\kappa$	$jk = \frac{3}{\Delta_p} - \frac{a(1 + \chi)}{2} + \frac{d}{\kappa}$

Примечания: 1. Значения констант: $a = 3 + \sqrt{3}; b = 2 + \sqrt{3}; c = 1 + \sqrt{3}; d = 1/(4 - 2\sqrt{3})$. 2. $\Delta_p = \sigma_{00}/\sigma_p$.

Значения параметра κ

χ	Δ_p			
	1,1	1,0	0,9	0,8
0,3	0,9221	0,9151	0,9066	0,8963
0,4	0,8512	0,8451	0,8379	0,8290
0,5	0,7904	0,7851	0,7788	0,7711
0,6	0,7377	0,7331	0,7275	0,7207
0,7	0,6916	0,6875	0,6826	0,6765
0,8	0,6509	0,6473	0,6429	0,6375
0,9	0,6147	0,6115	0,6075	0,6027
1,0	0,5854	0,5794	0,5758	0,5714

Данные табл. 4 можно аппроксимировать зависимостями:

$$\kappa \approx -0,1505\chi^3 + 0,6197\chi^2 - 1,0776\chi + 1,1933 \text{ для } \Delta_p = 1,1;$$

$$\kappa \approx -0,2033\chi^3 + 0,7047\chi^2 - 1,1131\chi + 1,1909 \text{ для } \Delta_p = 1,0;$$

$$\kappa \approx -0,1960\chi^3 + 0,6837\chi^2 - 1,0890\chi + 1,1769 \text{ для } \Delta_p = 0,9;$$

$$\kappa \approx -0,1894\chi^3 + 0,6632\chi^2 - 1,0631\chi + 1,1605 \text{ для } \Delta_p = 0,8.$$

Например, при $\chi = 0,67$ и $\Delta_p = 0,9$ по данным табл. 4 предельно допустимое для критерия (4) значение $\kappa = 0,6952$, чему соответствует $|\Delta_{сж}| = 1,9335$, которое в 1,2954 раза больше величины $1/\chi = 1,4925$. При незначительном увеличении значения $\kappa > 0,6952$ будет значительно возрастать $|\Delta_{сж}|$, что создаст перегиб границы предельной поверхности по критерию (4) в обычном сечении для плоского напряженного состояния возле $\sigma_3 = -\sigma_p/\chi$ при $\sigma_1 = \sigma_2 = 0$. Аналогично при $\chi = 0,62$ и $\Delta_p = 1,0$ можно найти $\kappa = 0,7232$ и $|\Delta_{сж}| = 2,0524$, которое в 1,2725 раза больше величины $1/\chi = 1,6129$.

Для структурно неоднородных материалов критерий (3) дополнен функцией влияния, отражающей статистические аспекты прочности таких материалов [7]. В результате критерий (3) имеет следующий вариант записи:

$$\chi(3\tau_{окт}/\sqrt{2}) + (1 - \chi)\sigma_1 A^{1 - \Pi} = \sigma_p, \quad (5)$$

где A — параметр структуры, отражающий характер имеющихся в материале дефектов (среднестатистическое значение $A_{ср} = 0,75$) [7, 14]; $\Pi = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)\sqrt{2}/(3\tau_{окт})$ — показатель жесткости схемы напряженного состояния или параметр Г. А. Смирнова—Аляева, характеризующий вид напряженно-деформированного состояния материала [20].

В качестве показателя жесткости схемы напряженного состояния для критерия (5) можно применить выражение [14] $\Pi = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/\eta_\Sigma$.

Сравним графически критерии (2) и (4) с критерием (5), который вместе с критерием (3) успешно прошли экспертизу на достоверность [7].

Графическое сравнение критериев (2) и (4) с критерием (5) будем выполнять для двух условных материалов на контрастных численных примерах их механических свойств (рис. 2—6):

материал I с показателями: $\chi = 0,67, \kappa = 0,85$ и $\delta_{зр} = 3,0303$ для критерия (2); $\chi = 0,67, \kappa = 0,6952$ и $\Delta_p = 0,9$ для критерия (4); $\chi = 0,67$ и $A = 0,75$ для критерия (5), в соответствии с которыми $\kappa = 1/[A + \chi(\sqrt{3} - A)] = 0,7102$;

материал II с показателями $\chi = 0,62$; $\kappa = 0,67$; $\delta_{3p} = 2,6316$; $\Delta_p = 1,0$ и $A = 1$ для критериев (2), (4) и (5).

Анализ рис. 2–6 и сравнение известных экспериментальных данных из работ [14, 17–19; 21, 22] с возможностями критериев (2) и (4) определять переход в предельное состояние разных конструкционных материалов показали, что в расчетах на прочность вполне допустимо широко использовать критерии (2) и (4).

Вывод критериев (1) и (3) в соответствии с концепцией критерия [1] свидетельствует о физической достоверности концепции критерия для определения возможности наступления предельного состояния у сложно напряженного материала именно на основании сравнения значимых напряжений на

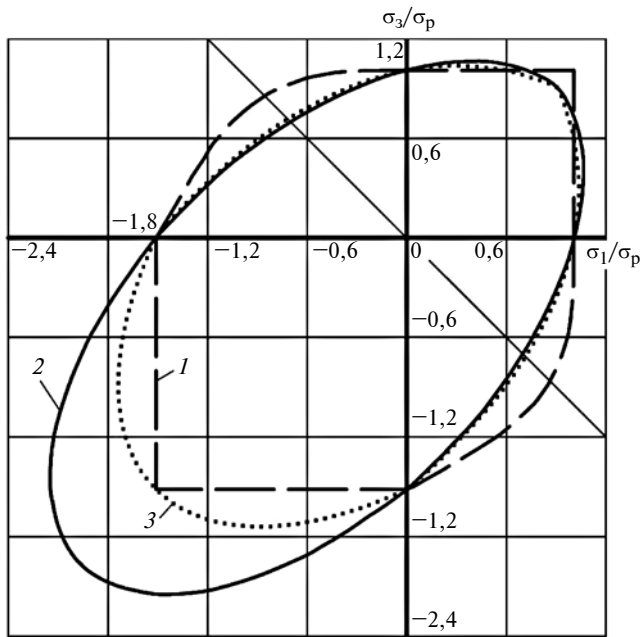


Рис. 2. Обычные сечения предельных поверхностей для условного материала I, находящегося в плоском напряженном состоянии ($\sigma_2 = 0$) по критерию (2) (1), по критерию (4) (2) и по критерию (5) (3)

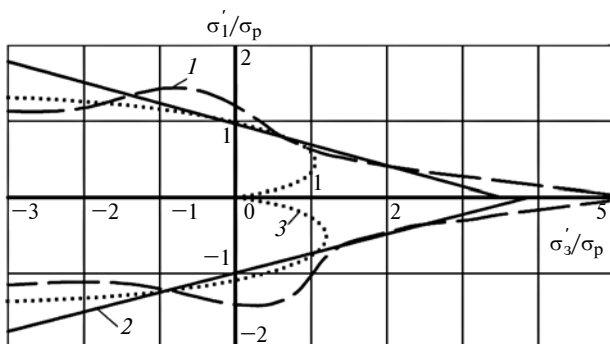


Рис. 3. Продольные сечения предельных поверхностей (для условного материала I) вертикальной плоскостью, совпадающей с гидростатической осью [линией, равнонаклоненной к осям главных напряжений σ_1 , σ_2 и σ_3 (см. рис. 2, поз. 1–3)]

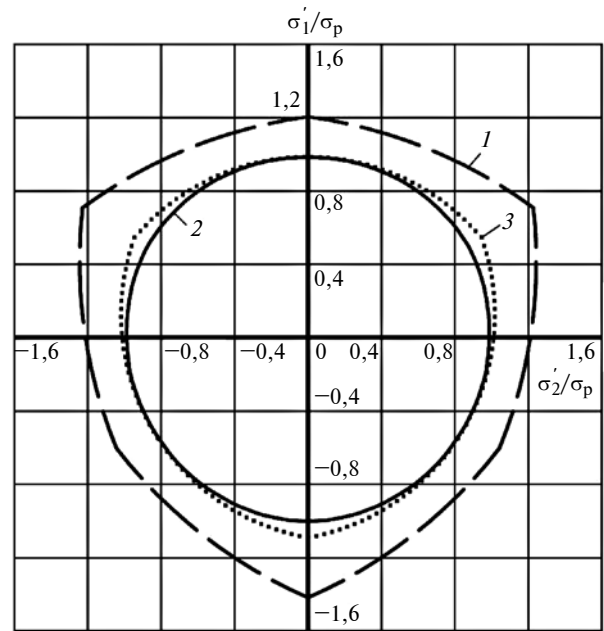


Рис. 4. Поперечные сечения предельных поверхностей (для условного материала I) девиаторной плоскостью, определяемой уравнением $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 0$ (см. рис. 2, поз. 1–3)

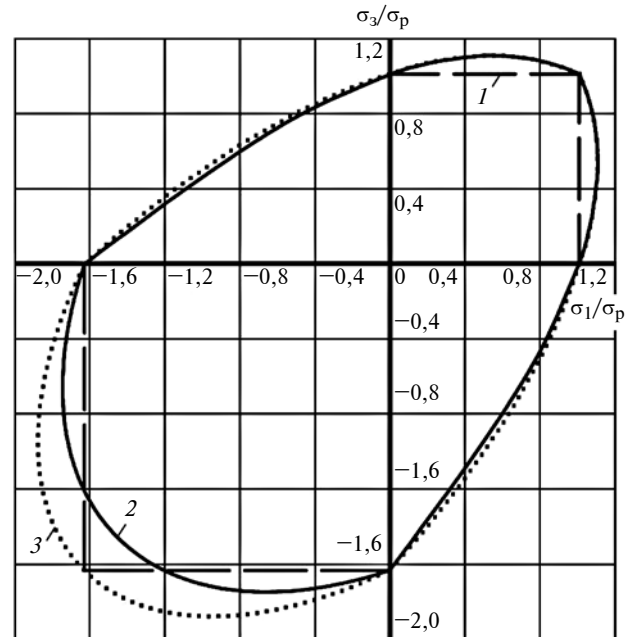


Рис. 5. Обычные сечения предельных поверхностей для условного материала II, находящегося в плоском напряженном состоянии (см. рис. 2, поз. 1–3)

выбранных площадках сдвига и разрыва (сжатия) с предельным напряжением σ_p для материала при его простом растяжении.

С позиций гносеологии концепции критерия [1] полезно обратить внимание на работу [14] о том, что наступление предельного состояния материала определяется не только критическим значением октаэдрического касательного напряжения $\tau_{ок}$, но и ориентацией $\tau_{ок}$ относительно направлений главных нормальных напряжений σ_1 , σ_2 и σ_3 .

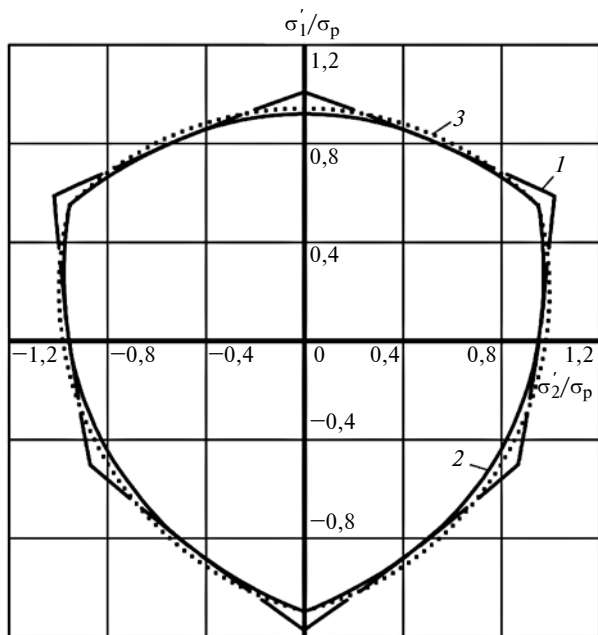


Рис. 6. Поперечные сечения предельных поверхностей (для условного материала II) девиаторной плоскостью, определяемой уравнением $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 0$ (см. рис. 2, поз. 1–3)

Следовательно, в расчете возможности наступления предельного состояния у сложно напряженного материала следует учитывать не только значение $\tau_{\text{окт}}$ или τ_{max} , но и его ориентацию, но только не относительно главных напряжений (в частности σ_1), а обобщенно относительно нормального напряжения на площадке разрыва (сжатия), выбранной в дополнение к характерной площадке сдвига.

Таким образом, концепцию критерия эквивалентности [1] можно считать физически достоверной и экспериментально обоснованной для оценки статического ресурса прочности структурно однородных конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии (а также некоторых чугунов при плоском напряженном состоянии) с малыми градиентами распределения напряжений по объему.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Козлов П. Н.** Критерий эквивалентности сложного напряженного состояния простому растяжению для конструкционных материалов // Вестник машиностроения. 2019. № 6. С. 41–46.
2. **Механическое** поведение материалов при различных видах нагружения / В. Т. Трошенко, А. А. Лебедев, В. А. Стрижало и др. Киев: Логос, 2000. 571 с.
3. **Трошенко В. Т.** Усталость и неупругость металлов. Киев: Наукова думка, 1971. 268 с.
4. **Васин Р. А.** Об экспериментальном исследовании функционалов пластичности в теории упругопластических процессов // Сб. науч. тр. Пластичность и разрушение твердых тел / Ред. Р. В. Гольдштейн. М.: Наука, 1988. С. 40–57.

5. **Воронцов А. Л.** Теоретическое обеспечение технологической механики. Условие пластичности, описание упрочнения и связь между напряжениями и деформациями // Вестник машиностроения. 2013. № 4. С. 62–70.
6. **Беляев Н. М.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1965. 856 с.
7. **Лебедев А. А.** Развитие теорий прочности в механике материалов // Проблемы прочности. 2010. № 5. С. 127–146.
8. **Ковальчук Б. И.** О критерии предельного состояния некоторых корпусных сталей в условиях сложного напряженного состояния при комнатной и повышенных температурах // Проблемы прочности. 1981. № 5. С. 10–15.
9. **Сервисен С. В.** Проблема прочности в машиностроении. Т. 1. Прочность материалов и элементов конструкций при статическом нагружении. Киев: Наукова думка, 1985. 256 с.
10. **Гольденблат И. И., Копнов В. А.** Критерии прочности и пластичности конструкционных материалов. М.: Машиностроение, 1968. 192 с.
11. **Биргер И. А., Мавлютов Р. Р.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1986. 560 с.
12. **Филин А. П.** Прикладная механика твердого деформируемого тела. Т. 1. Сопротивление материалов с элементами теории сплошных сред и строительной механики. М.: Наука, 1975. 832 с.
13. **Расчеты** на прочность в машиностроении / С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев и др. Т. 1. Теоретические основы и экспериментальные методы. Расчеты стержневых элементов конструкций при статической нагрузке / Под ред. С. Д. Пономарева. М.: Mashgiz, 1956. 884 с.
14. **Писаренко Г. С., Лебедев А. А.** Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976. 415 с.
15. **Малинин Н. Н.** Критерии пластичности для изотропного тела, различно сопротивляющегося растяжению и сжатию // Машиностроение. Энциклопедия: в 40 т. Раздел I. Инженерные методы расчетов. Т. 1–3. Кн. 1. Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин / Под. ред. К. С. Колесникова. М.: Машиностроение, 1994. С. 86.
16. **Белов А. В., Неумоина Н. Г.** Об использовании обобщенного критерия прочности Писаренко–Лебедева в расчетах на прочность при неизотермических процессах нагружения // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2014. № 9 (2). С. 8–10.
17. **Потапова Л. Б., Ярцев В. П.** Механика материалов при сложном напряженном состоянии. М.: Машиностроение-1, 2005. 207 с.
18. **Механические** свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии: Справочник / А. А. Лебедев, Б. И. Ковальчук, Ф. Ф. Гигиняк и др. Киев: Наукова думка, 1983. 366 с.
19. **Серенсен С. В., Крамаренко О. Ю.** Конструкционная прочность глобулярного чугуна // Вестник машиностроения. 1959. № 1. С. 75–84.
20. **Цвик Л. Б., Зеньков Е. В.** Определение прочностных характеристик материалов экспериментальных призматических образцов при двухосном растяжении // Вестник машиностроения. 2015. № 1. С. 42–46.
21. **Савин Г. Н.** Распределение напряжений около отверстий. Киев: Наукова думка, 1968. 887 с.
22. **Поль Б.** Макроскопические критерии пластического течения и хрупкого разрушения // Разрушение: в 7 т. Т. 2 / Под ред. Г. Либовица. М.: Мир, 1975. С. 356–520.

Компьютерный синтез полного многообразия структур плоских механизмов с заданным числом звеньев

Приведены алгоритмы отдельных этапов компьютерного синтеза структур плоских механизмов с заданным числом звеньев. Рассмотрена технология компьютерного конструирования графических образов структурных схем. Описан компактный способ идентификации структурных схем с помощью их формализованно-символьного представления.

Ключевые слова: алгоритм, структурный синтез, кинематическая цепь, идентификация.

Algorithms for the individual stages of computer synthesis of the structures of planar mechanisms with a given number of links are presented. The technology of computer design of graphic images of structural schemes is considered. A compact method for identifying structural schemes using their formal-symbolic representation is described.

Keywords: algorithm, structural synthesis, kinematic chain, identification.

Создание любой системы, в том числе механической, начинается с осмысления, разработки и анализа ее будущей структуры. Этот этап называется структурным синтезом. В данной статье рассмотрены алгоритмы, используемые в программах компьютерного синтеза плоских механизмов с неподвижными вращательными парами, однако большинство из них можно применять и для синтеза пространственных механизмов.

К проблемам описания и теории построения машин и механизмов обращались многие ученые. Их усилия были направлены на то, чтобы найти совокупность математических зависимостей, с помощью которых было бы можно определять состав будущего механизма, удовлетворяющего исходным требованиям, и все возможные варианты соединения звеньев между собой. Под составом понимается номенклатура и числа звеньев различной сложности, не превышающей заданную, а также номенклатура и числа образующихся кинематических пар разрешенных к применению классов, обеспечивающих требуемую подвижность цепи.

Первым из ученых-механиков, предложивших математические зависимости, связывающие между собой число подвижных звеньев с числом их соединений, был Мартин Грюблер [1]. Рассматривая ряд общих свойств замкнутых кинематических цепей, которые основаны на очевидных соотношениях, М. Грюблер вывел простые формулы, которые оказались необходимыми и достаточными для созда-

ния плоских замкнутых кинематических цепей. Прежде всего М. Грюблер установил, что общее число звеньев цепи равно сумме чисел звеньев различной сложности

$$\sum n = n_2 + n_3 + n_4 + \dots, \quad (1)$$

где n_2 , n_3 , n_4 , ... — соответственно числа двух-, трех-, четырехпарных и т. д. звеньев.

Поскольку двухпарное звено имеет два геометрических элемента, трехпарное — три и т. д., легко подсчитать общее число геометрических элементов и кинематических пар по формуле

$$\sum p = 2n_2 + 3n_3 + 4n_4 + \dots \quad (2)$$

Формулы (1) и (2) представляют собой простейший математический аппарат, позволяющий решать вполне конкретные задачи при создании машин. Главной особенностью формул М. Грюблера является их "узкая специализация": их можно использовать для анализа лишь замкнутых кинематических цепей. Вопросы синтеза структур всех многообразных вариантов при заданном общем числе их звеньев, а также методы расчета состава кинематических цепей М. Грюблер не рассматривал. Однако существует метод синтеза структур механизмов, основанный на использовании замкнутых кинематических цепей, названных впоследствии цепями Грюблера. Суть метода Грюблера состоит в поочередном закреплении одного из звеньев замкнутой кинематической цепи или отождествлении его со стойкой. Получающиеся при этом варианты соединений звеньев обеспечивают подвижность цепи, равную единице.

На основе анализа структуры плоских рычажных механизмов русским ученым Л. В. Ассуром был сформулирован алгоритм (метод) образования механизмов, который в вербальной форме описывается следующим образом: всякий механизм представляет собой совокупность одного или нескольких двухзвенных (первичных) механизмов и одной или нескольких структурных групп нулевой подвижности (групп Ассура).

Парадокс этих разработок состоит в том, что ни Ассур, ни Грюблер не показали, как получать соответственно группы Ассура и цепи Грюблера.

Кроме названных выше ученых, теорией и практикой конструирования механизмов занимались многие инженеры-механики, предлагая различные алгоритмы [2–6]. Список литературных источников, посвященных этой проблеме, огромен.

Математическая модель кинематической цепи

Какой бы сложной ни была механическая система, структурно она состоит лишь из звеньев и кинематических пар (КП) различных видов. Сложность звена условно оценивается количеством геометрических элементов, посредством которых оно может соединяться с другими звеньями. Чем больше геометрических элементов имеет звено, тем оно сложнее. Рельеф поверхностей геометрических элементов определяет вид КП.

С помощью одного и того же набора звеньев и КП можно создать несколько (иногда достаточно большое число) кинематических схем, отличающихся друг от друга порядком и способом соединения звеньев между собой. Совокупность звеньев одинаковой или различной сложности, а также порядок их соединения друг с другом определяют топологию кинематической цепи, а вид используемых кинематических пар — совокупность возможных относительных движений звеньев и системы в целом.

В последнем десятилетии XX века профессор Л. Т. Дворников для определения состава кинематических цепей предложил научному сообществу совокупность трех уравнений, названную им позже универсальной структурной системой (УСС), и разработал математический аппарат, необходимый для создания многообразия вариантов соединения звеньев между собой. УСС состоит из трех уравнений, первое из которых представляет собой сумму звеньев различной сложности, не превышающей заданную, второе — сумму КП цепи, а третьим уравнением системы является формула подвижности В. В. Добровольского:

$$\begin{cases} n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1; \\ \sum_{k=m+1}^5 p_k = \tau + (\tau-1)n_{\tau-1} + \dots + in_i + \dots + 2n_2 + n_1; \\ W = (6-m)n - \sum_{k=m+1}^5 (k-m)p_k. \end{cases} \quad (3)$$

Сложность звена в системе (3) отождествляется с числом КП, привносимых звеном в кинематическую цепь при ее сборке. Исходными данными для расчета состава цепи являются: подвижность — W ; число m общих связей, наложенных на систему; максимально допустимая сложность τ звеньев; общее число n звеньев. Целочисленные решения этой системы представляют собой числа n_i звеньев различной сложности и числа p_k кинематических пар различных классов. Индекс i соответствует числу геометрических элементов (кинематических пар), привносимых звеном в цепь при ее сборке, индекс k — классу образуемой КП.

Возможность применения универсальной структурной системы и дополнительного математического аппарата, необходимого для формирования кинематических цепей, была показана на примере структурного синтеза полного состава плоских механизмов с одноподвижными вращательными КП и общим числом подвижных звеньев от одного до семи [7]. Конструирование структурных схем, представляющее собой процесс построения графических изображений с использованием дополнительных математических расчетов, в век безбумажных информационных технологий проводилось вручную — с использованием карандаша и бумаги. При небольшом числе звеньев целочисленные решения можно было получить вручную путем несложных математических преобразований, но при увеличении числа звеньев и их допустимой сложности ручные расчеты становились уже невозможными. Для научных и инженерных исследований, проводимых в области структурного синтеза механизмов, требовалась автоматизация этого процесса.

Компьютеризация решения задачи

Попытки использования ЭВМ для автоматизации структурного синтеза механизмов предпринимались еще в семидесятых годах XX века и тем не менее эта задача не могла считаться решенной даже для плоских шарнирных систем [8]. Причинами неудач были: недостаточная разработанность теории структуры механизмов; сложность алгоритмизации отдельных этапов формирования структурных схем; используемые парадигмы проектирования компьютерных программ, а также ограниченные возможности компьютерной графики. Актуальность этой проблемы подчеркивал профессор Э. Е. Пейсах, в прошлом — член Национального комитета по теории механизмов и машин. Он утверждал, что структурные группы (группы Ассура), статически определимые шарнирные фермы (фермы Баранова), замкнутые кинематические цепи Грюблера — это известные понятия, относящиеся к структуре плоских рычажных механизмов, и центральной задачей в данной области является структурный синтез указанных объектов для заданных чисел их звеньев [9].

Принципиально новая аппаратная платформа современных персональных компьютеров, их практически неограниченные ресурсы (быстродействие процессоров, объемы оперативной памяти) и возможности графического вывода результатов, а также объектно-ориентированный подход, используемый при разработке методов компьютерного моделирования систем, и событийно-управляемая модель функционирования компьютерных программ позволили обратиться к этой проблеме вновь. Предполагалось, что разработка компьютерной технологии решения задачи дала бы возможность рас-

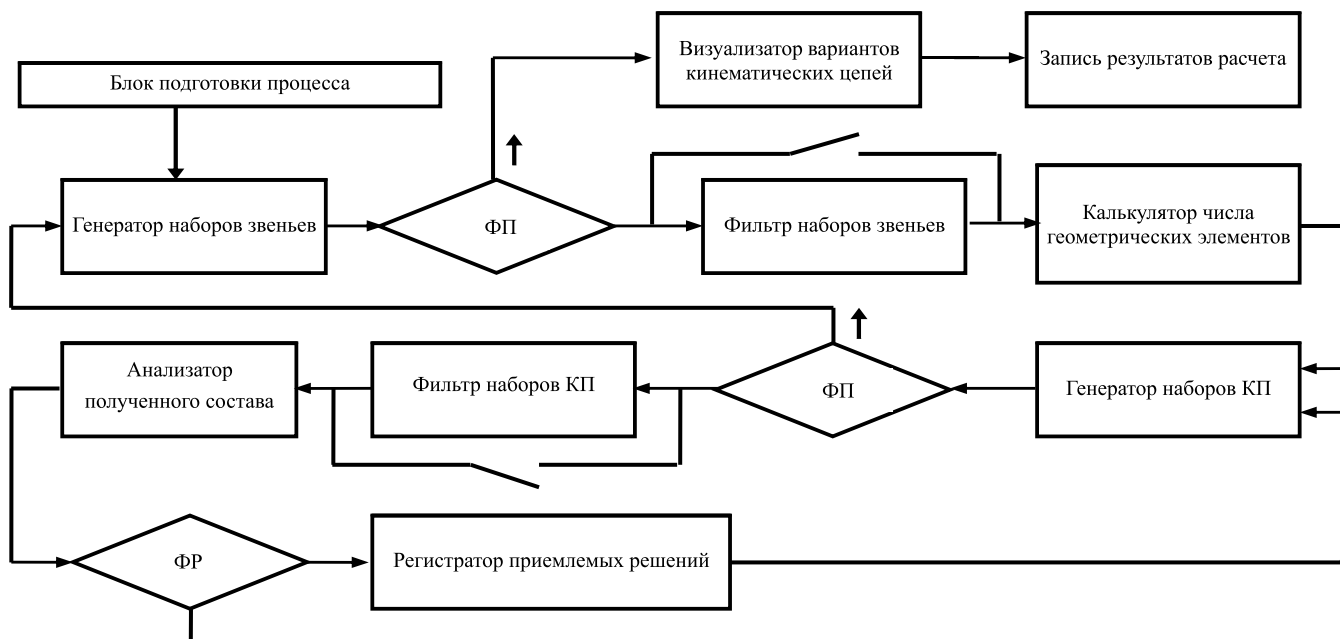


Рис. 1. Структурная схема специализированного вычислительного устройства:
 КП — кинематические пары; ФП — флаг прерывания; ФР — флаг решения

ширить функциональность уже имеющихся систем проектирования механических систем, поскольку общепризнанным является тезис о том, что современное машиностроение не может развиваться без применения систем автоматизированного проектирования, технологической подготовки производства и инженерного анализа (CAD/CAM/CAE-систем).

С начала 2000 годов в Сибирском государственном индустриальном университете (Россия, г. Новокузнецк Кемеровской области) по инициативе профессора Л. Т. Дворникова начались исследования по компьютерному синтезу структур механизмов, в основу которых был положен предложенный им математический аппарат ручного синтеза структур. Решение задачи структурного синтеза механизмов условно разбивалось на два относительно самостоятельных этапа. На первом этапе определялся состав кинематической цепи с использованием УСС, а на втором с помощью компьютерной программы конструировалось множество различных вариантов соединения звеньев между собой.

Для использования УСС был проведен ее тщательный анализ, который показал, что это необычная система, не приводимая к "классическому" виду. Число одночленов, входящих в правые части уравнений, может меняться от расчета к расчету. При $\tau > 3$ число неизвестных превышает число уравнений системы. Все параметры, входящие в систему, имеют дискретную природу и могут быть только целыми числами. Например, не существует механизма с подвижностью, равной 1,5; в механизме не может использоваться 1/3 часть звена, 0,3 части кинематической пары. Сложность звена и класс

КП также представляются только целыми числами. Решения системы не могут быть получены аналитическими методами. Поисковые процедуры также оказались неприемлемы, поскольку качество очередного шага поиска должно оцениваться некоторым числовым показателем — функцией отклика, построить которую для данной задачи не представляется возможным. По этой причине возникла необходимость разработки оригинальной технологии решения этой задачи, описать которую можно так.

Если каким-то образом получить набор звеньев той или иной сложности, общее число которых равно n в соответствии с первым уравнением системы (3), то, используя второе уравнение УСС, можно получить общее число КП цепи. Зная общее число КП цепи, можно сформировать набор КП классов, разрешенных к применению, таким образом, чтобы он вкуче с набором звеньев превращал третье уравнение УСС в тождество. Наборы звеньев и КП, для которых третье уравнение УСС превращается в тождество, и есть целочисленные решения системы.

Описание процесса решения УСС позволило разработать структурную схему виртуального специализированного вычислительного устройства (рис. 1). Работа блоков этого устройства эмулировалась с помощью программных модулей, реализующих соответствующие алгоритмы. На основе совокупности разработанных алгоритмов создана компьютерная программа с использованием языка C# и интегрированной системы подготовки программ Visual Studio. Структура и исходный код компьютерной программы, а также методика расчета состава цепей опубликованы в работе [10].

Модифицированный алгоритм расчета состава кинематической цепи

Несмотря на то, что в расчетах и в технологии построения структур все четко формализовано и безупречно, применение УСС для структурного синтеза кинематических цепей, да и сама УСС неоднозначно воспринимаются специалистами в области теории механизмов и машин. Определение причин этого стало целью дальнейшего исследования, результаты которого выявили ряд особенностей УСС. Наиболее значимыми особенностями УСС являются следующие.

1. Целочисленные решения УСС представляют собой числа не реальных, а так называемых виртуальных звеньев [11]. Это обусловлено тем, что разработка УСС проводилась на основе анализа процесса сборки цепи, при которой добавляемое в цепь звено привносило в цепь меньше кинематических пар, чем число его геометрических элементов. Звено, которое привнесло в цепь одну КП при сборке, могло быть и двухпарным, и трехпарным и т. д.

2. Получаемые решения системы не дают ответа на вопрос, сколько же двухпарных, трехпарных и т. д. звеньев необходимо иметь для сборки кинематической цепи с заданными параметрами. Реальный состав цепи определялся только после построения конкретного варианта сборки. Возникла парадоксальная ситуация: для сборки кинематической цепи необходимо иметь набор реальных звеньев, который мог быть определен только после самой процедуры сборки.

3. Различные составы виртуальных звеньев (целочисленные решения УСС) при сборке цепи могут давать один и тот же вариант кинематической цепи.

Для устранения отмеченных особенностей, являющихся недостатками математической модели, была предложена иная совокупность уравнений, совместное решение которых позволяло получить целочисленные решения, представляющие собой числа уже не виртуальных, а реальных звеньев [12].

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum n = \sum_{i=2}^{\tau} n_i; \\ \sum p = \left(i \sum_{i=2}^{\tau} n_i + v \right) / 2; \\ W = (6 - m)n - \sum_{k=m+1}^5 (k - m)p_k. \end{array} \right.$$

Сумма кинематических пар, кроме того, должна удовлетворять условию: $\sum p = p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5$. Особенностью этой модели является то, что для получения суммы кинематических пар необходимо

задавать число v выходов цепи, которое неизвестно. Эта неопределенность устраняется следующим образом. Предварительно определяют максимально возможное число выходов кинематической цепи для конкретного набора звеньев по формуле (175) из работы [13]. Поскольку минимально возможное число выходов цепи равно двум, организуется цикл, в котором переменная цикла изменяется от 2 до v_{\max} . Таким образом, стратегия поиска целочисленных решений остается прежней, а компьютерная программа дополняется описанным циклом.

Анализ работы генераторов наборов звеньев и КП, реализованных на основе программно-реализуемых счетчиков с изменяемым основанием системы счисления, показал, что из общего числа состояний только небольшая часть (менее 10 %) используется для решения системы. Остальные состояния счетчиков оказываются ненужными и относятся к холостым тактам. Для повышения эффективности работы генераторов и как следствие сокращения времени получения результатов разработан новый вид программно-реализуемых счетчиков с динамически изменяемыми основаниями систем счисления его разрядов, исключающий наличие холостых тактов [14].

При решении практических задач номенклатура (виды) звеньев, также как и номенклатура кинематических пар, может определяться пользователем. Для того чтобы структура счетчиков оставалась неизменной, предусмотрена возможность выключения некоторых их разрядов [15].

Конструирование графических образов цепей

В основу алгоритма конструирования графических образов кинематических цепей положена парадигма объектно-ориентированного подхода, суть которого состоит в представлении предметной области (в данном случае графического образа структурной схемы) в виде взаимодействующей совокупности объектов.

Декомпозиция предметной области позволила выделить следующие объекты: звено, контур, гнездо контуров, фрагмент (часть структурной схемы, сформированная на предшествующем такте), борт фрагмента (цепочка звеньев расположенных между двумя свободными КП), кинематическая пара (рис. 2). Поскольку большая часть структурных схем представляет собой полигональные модели, имеющие в своем составе изменяемые замкнутые контуры, в качестве универсального множества были выбраны структуры с контурами. Структурные схемы без контуров представляются в виде структурных схем с одним незамкнутым контуром. Таким образом, любая структурная схема состоит из двух частей: гнезда контуров и периферийной части. В первую очередь формируется гнездо конту-

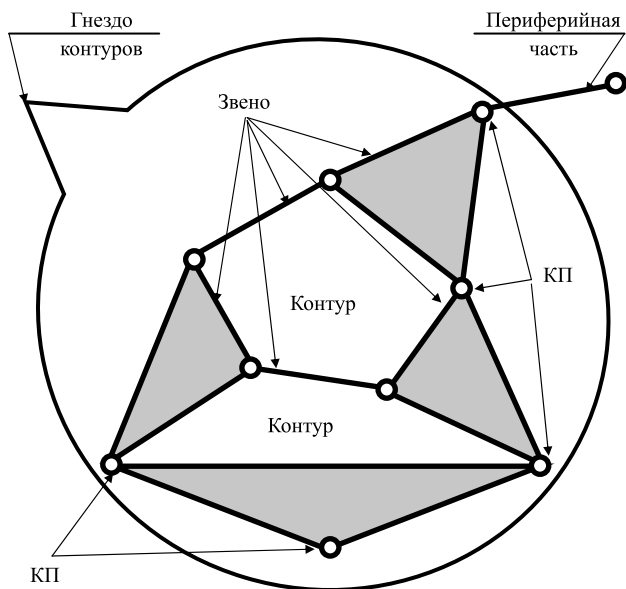


Рис. 2. Объекты структурной схемы

ров, к которому присоединяется периферийная часть. Технология синтеза структурных схем предполагает вычисления некоторых дополнительных параметров, порядок применения которых описан в работе [16].

Структурно-компьютерная программа состоит из двух ветвей, одна из которых служит для построения кинематических цепей с изменяемыми замкнутыми контурами, вторая — без них. Если число выходов цепи и число ветвей совпадают, то работает ветвь, осуществляющая построение структурных схем без контуров, в противном случае — с контурами. Конструирование графических образов кинематических цепей проводится методом наслаивания, суть которого состоит в том, что каждый новый фрагмент цепи получается путем добавления новых объектов к фрагментам-предкам. Начальным фрагментом-предком является образ самого сложного звена цепи. Хранение фрагментов-предков осуществляется в стековой области памяти, обслуживаемой соответствующими процедурами. Стековая область памяти состоит из нескольких разделов. В первом разделе памяти помещен единственный кадр — данные о самом сложном звене цепи. Во втором разделе хранятся кадры, соответствующие фрагментам вариантов гнезд с одним контуром, в третьем — с двумя и т. д.

К сторонам самого сложного звена цепи присоединяются другие звенья, образуя контуры, отличающиеся сложностью (числом сторон). Минимальное число сторон, необходимое для реализации изменяемого контура, равно четырем, максимальное — общему числу звеньев цепи. Таким образом, если число выходов цепи меньше числа ветвей, формируется некоторое множество одноконтурных

гнезд, используемых далее в качестве фрагментов-предков, хранящихся в стеке. К каждому борту-предку присоединяются имеющиеся в наличии звенья, образуя двухконтурные гнезда и т. д. Они тоже отправляются на хранение в стековую область памяти и служат фрагментами-предками для более сложных гнезд контуров. Этот процесс заканчивается, как только число выходов гнезда станет равным двум или наступит дефицит звеньев для получения нового наслаиваемого контура. Оставшиеся от создания гнезда контуров звенья представляют собой набор для создания вариантов периферийной части, присоединяемой к гнезду.

Идентификация структурных схем

Поскольку структурная схема механизма представляет собой безмасштабное графическое изображение, она может быть отображена бесконечным числом ее графических форм. В процессе компьютерного конструирования вариантов структурных схем не могут не появляться одинаковые (изоморфные) структуры, которые должны быть отбракованы в момент их появления. Проверка графических образов на конгруэнтность с помощью компьютерной процедуры хотя и возможна путем предварительного и опосредованного масштабирования, поворота и отображения структурных схем, однако представляет собой достаточно сложное и неоправданное решение. Использование для этой цели формализовано-символьного описания значительно упрощает эту операцию.

Формализованное символьное представление (ФСП) использовалось различными авторами [17, 18] для компактной записи варианта в оперативной памяти и для восстановления графического изображения по имеющемуся ФСП. Чаще всего для получения ФСП структурной схемы звенья предварительно нумеровались, а порядок их соединения друг с другом описывался с помощью так называемой структурной матрицы. Так как возможны разные варианты нумерации звеньев, структурных матриц, описывающих структурную схему, получалось значительное число, что требовало огромных объемов компьютерной памяти для их хранения и специальных алгоритмов их просеивания.

Предложенный алгоритм конструирования не требует предварительной нумерации звеньев [19]. Так как описанная ранее технология основана на представлении любой структурной схемы, состоящей условно из двух частей — гнезда контуров и периферийной части, ФСП структурной схемы также состоит из двух частей. ФСП гнезда контуров — это набор целых положительных чисел. Каждое из чисел представляет собой тот или иной параметр гнезда, имеющегося в оперативной памяти. Эти параметры однозначно описывают вариант реализации гнезда контуров, не требуя предваритель-

Структура формализовано-символьного описания кинематической цепи, представленной на рис. 2

Первая строка	Описание гнезда контуров	7 3 2 2
Вторая строка		5 3 . 3 2 3 2
Третья строка		4 3 2 3 . 3
Четвертая строка	Описание периферийной части	3 3 2 . 2
Пятая строка		3 3 2 3 . 2

ной нумерации звеньев. В качестве таких параметров-признаков используются следующие:

- число вершин наиболее сложного звена;
- число контуров и их сложность;
- число сторон полученного фрагмента;
- число участков на его сторонах;
- сложность и порядок размещения звеньев на сторонах.

Перечисленная совокупность данных и есть формализованное символьное представление варианта гнезда контуров. При получении очередного гнезда и его формализованного символьного представления просматривается набор кадров, имеющийся в стековой области памяти. Если ФСП очередного сформированного гнезда контуров совпадает с имеющимся в стековой области, это гнездо прекращает свое развитие. Вторая часть ФСП описывает периферийную часть структурной схемы.

ФСП структурной схемы кинематической цепи, приведенной на рис. 2, состоит из пяти строк (таблица). Расшифровка цифровых обозначений этих строк следующая:

первая строка: 7 — общее число подвижных звеньев цепи; 3 — число геометрических элементов самого сложного звена; 2 — число изменяемых замкнутых контуров гнезда; 2 — число выходов цепи;

вторая строка — вариант реализации первого изменяемого замкнутого контура: 5 — сложность контура (число его сторон); 3 — борт фрагмента-предка (трехпарное звено), к которому последовательно присоединены трехпарное, двухпарное, трехпарное и двухпарное звенья (3 2 3 2);

третья строка — вариант реализации второго изменяемого замкнутого контура: 4 — сложность контура; 3 2 3 — борт фрагмента-предка, к которому присоединено трехпарное звено;

четвертая и пятая строки — описание бортов кинематической цепи: к первому борту фрагмента-предка, представляющего собой три трехпарных звена (3 3 3), ко второму борту фрагмента предка (3 3 2 3) присоединено двухпарное звено.

Использование ФСП позволяет значительно уменьшить объем памяти, необходимой для хранения вариантов структурных схем в соответствующих базах данных. Ведь на самом деле компьютерная программа не создает реальные образы структурных схем. Вместо них создаются виртуальные образы,

описываемые с помощью ФСП. Для создания графического образа структурной схемы служит компьютерная процедура, воспроизводящая графическое изображение на основе имеющегося ФСП [20].

Заключение

Использование объектно-ориентированного подхода и современных технологий программирования позволили решить задачу компьютерного синтеза полного многообразия структур плоских шарнирных механизмов с заданным числом звеньев. Идеи, положенные в основу разработки программных средств, могут быть использованы и для решения задач синтеза структур зубчатых и пространственных механизмов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Grubler M.** Getriebelehre: eine Theorie des Zwanglaufes und der ebenen Mechanismen / Berlin: Spriger-Verlag, 1917. 154 s.
2. **Sandor G. N., Erdman A. C.** Advanced Mechanism Design: Analysis and Synthesis. V. II / Prentice Hall, 1984. 688 p.
3. **Shigley J., Mischke C., Brown T.** Standard Handbook of Machine Design. McGraw-Hill, 2004. 1200 p.
4. **Brown H. T.** 507 Mechanical Movements: Mechanisms and Devices. Dover Publications, 2005. 128 p.
5. **Mechanical Engineers' Handbook, Materials and Mechanical Design** / Edited by Myer Kutz. 3rd ed. John Wiley & Sons, 2005. 1360 p.
6. **Budynas R., Nisbett K.** Shigley's Mechanical Engineering Design, Eighth Edition 8th ed. McGraw-Hill, 2006. 1088 p.
7. **Дворников Л. Т.** Опыт структурного синтеза механизмов // ТММ. 2004. № 2 (4), Т. 2. С. 3—17.
8. **Пейсах Э. Е., Нестеров В. А.** Система проектирования плоских рычажных механизмов / Под ред. Фролова. М.: Машиностроение, 1988. 232 с.
9. **Пейсах Э. Е.** О группах Ассура, фермах Баранова, цепях Грюблера, плоских шарнирных механизмах и об их структурном синтезе // Инженерное образование. 2007. № 4. С. 1—9.
10. **Степанов А. В.** Решение универсальной структурной системы профессора Дворникова Л. Т. // Вестник КузГТУ. 2007. № 3. '07. С. 43—47.
11. **Степанов А. В.** Виртуализация в задачах компьютерного синтеза структур механизмов // Вестник КузГТУ. 2007. № 3.'07. С. 47—50.
12. **Степанов А. В.** Развитие алгоритмов расчета состава кинематических цепей // Вестник КузГТУ, 2014. № 4 (104). С. 57—60.
13. **Дворников Л. Т.** Начала теории структуры механизмов. Новокузнецк: Сибирская государственная горно-металлургическая академия, 1994. 102 с.
14. **Степанов А. В.** Программно-реализуемые счетчики с динамически изменяемыми системами счисления их разрядов // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2017. № 10. С. 49—56.
15. **Степанов А. В.** Счетчики с выключаемыми разрядами и изменяемым основанием системы счисления в компьютерных процедурах, реализующих метод простого перебора // Вестник Кемеровского государственного университета. 2014. № 3-1 (59). С. 46—50.
16. **Степанов А. В.** О порядке применения параметров при автоматизированном синтезе структурных схем // Вестник КузГТУ. 2007. № 6. С. 105—110.

Исследование напряженно-деформированного состояния промежуточного ролика планетарной передачи с малой разницей чисел зубьев колес

Представлен метод определения законов распределения нагрузки в зонах сопряжения промежуточного ролика с сателлитом и щеками корпусной детали новой конструкции планетарной передачи с малой разницей чисел зубьев колес. При решении задачи использовали дифференциальные уравнения изогнутой оси ролика, который на участках сопряжения с элементами передачи рассматривали как балку на упругом основании.

Ключевые слова: планетарная передача, деформация, ролик, распределение нагрузки.

A method for determining the laws of load distribution in the mating zones of the intermediate roller with the satellite and the cheeks of the housing part of the new planetary gear design with a small difference in the number of gear teeth is presented. To solve the problem, the differential equations of the curved axis of the roller were used, which in the areas of coupling with the transmission elements was considered as a beam on an elastic base.

Keywords: planetary gear, deformation, roller, load distribution.

Зубчатые планетарные передачи выгодно отличаются от рядных передач малыми габаритными размерами и массой, которые являются важнейшими показателями, влияющими на выбор типа механического привода [1–3]. Среди механизмов указанного класса планетарные передачи с внутренними зацеплениями колес и малой разницей чисел их зубьев обладают высокой нагрузочной способностью, большим передаточным отношением в одной ступени и сравнительно малыми потерями мощности на трение (при рациональных параметрах указанных передач их КПД может достигать 95 %) [4, 5]. Кроме того, благодаря многопарности зацеплений имеет место малый люфт, что важно для приводов, использующихся в робототехнике, следящих системах и других подобных устройствах.

Наиболее эффективными в отношении потерь мощности на трение являются планетарные передачи, содержащие промежуточные ролики, через которые передается движение от сателлитов ведомому звену (водителю или центральному колесу) [5, 6]. При диаметре роликов, меньшем диаметра отверстий сателлитов и щек сопрягаемого с ними звена на величину межосевого расстояния механизма, ролики в процессе передачи движения перекатываются по сопрягаемым поверхностям без скольжения. Пальцы, соединяющие щеки водила или корпусной детали, в данной конструкции не контактируют с сателлитами (рис. 1).

Деформативность составных частей механизмов оказывает большое влияние на работоспособность и виброакустические характеристики привода, что следует учитывать при его проектировании [7, 8]. В связи с этим важнейшими элементами рассматриваемой планетарной передачи являются промежуточные ролики, через которые передается нагрузка от сателлитов ведомому звену и которые оказывают большое влияние на несущую способность механизма. Их деформация приводит к неравномерному распределению нагрузки в зонах сопряжения с сателлитами и щеками водила или корпусной детали. На рис. 2 представлена схема нагружения и деформации промежуточного ролика.

Для определения законов распределения нагрузки в зонах сопряжения ролика с сателлитом и щеками корпусной детали передачи запишем дифференциальные уравнения его изогнутой оси с учетом контактной деформации элементов. Так как в местах сопряжения ролика со щеками толщиной l корпусной детали отношение длины участка сопряжения к диаметру d ролика мало, то при решении задачи на этих участках ролика в расчет возьмем деформацию, вызванную действием только поперечной силы (W_1 или W_2), а в промежутке между щеками, имеющем сравнительно большую относи-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 19)

17. Шет Уикер мл. Обобщенная система символических обозначений механизмов // Конструирование и технология машиностроения. 1971. Мир. № 1. С. 96–106.

18. Пейсах Э. Е. Метод идентификации структурных схем рычажных механизмов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1995. № 5. С. 18–23.

19. Степанов А. В. Идентификация структурных схем плоских кинематических цепей с вращательными параметрами пятого класса // Вестник КузГТУ. 2008. № 2. С. 75–78.

20. Степанов А. В. Об идентификации и визуализации структурных схем замкнутых кинематических цепей // Вестник КузГТУ. 2010. № 1. С. 126–129.

тельную длину b/d , — деформацию, вызванную действием как поперечной силы, так и момента изгиба. Таким образом имеем (см. рис. 2):

$$\frac{W_1''(x)}{C} - 1,1 \frac{W_1(x)}{SG} = 0; \quad (1)$$

$$\frac{W_2''(x)}{C} - 1,1 \frac{W_2(x)}{SG} = 0; \quad (2)$$

$$\frac{q''(z)}{C} - 1,1 \frac{q(z)}{SG} - \frac{M(z)}{JE} = 0. \quad (3)$$

В формулах (1)—(3) C — коэффициент контактной деформации сопрягаемых элементов (для пе-

редачи с разницей чисел зубьев центрального колеса и сателлита, равной единице, экспериментальным путем с использованием машины INSTRON найдено значение $C \cong 0,33E$, где E и G — модули упругости первого и второго родов); S — площадь поперечного сечения промежуточного ролика; J — осевой момент инерции сечения ролика; $M(z)$ — момент изгиба ролика, определяемый из уравнения равновесия

$$M(z) = \int_0^l W_2(x)(l-x)dx + z \int_0^l W_2(x)dx - \int_0^z q(v)(z-v)dv. \quad (4)$$

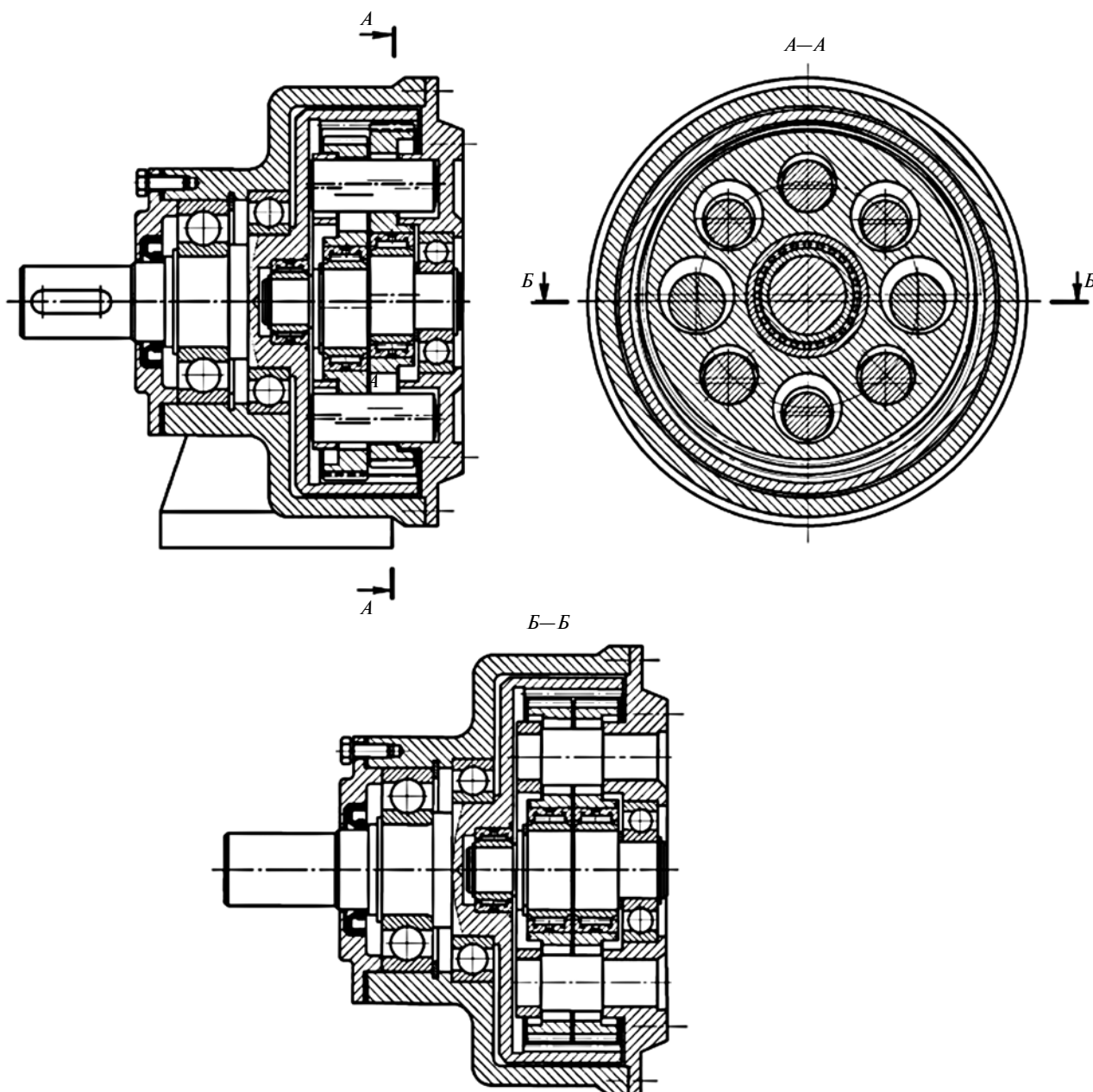


Рис. 1. Планетарная передача с малой разницей чисел зубьев колес и промежуточными роликами [6]

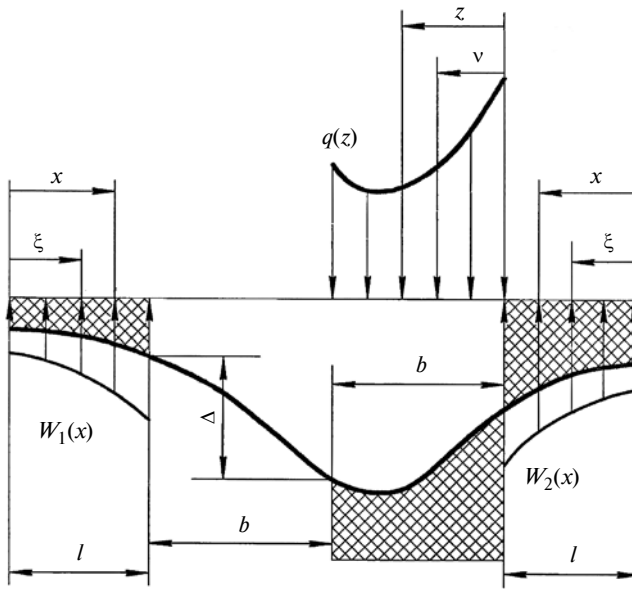


Рис. 2. Схема нагружения и деформации промежуточного ролика планетарной передачи

После подстановки в уравнение (3) равенства (4) и двукратного дифференцирования полученного выражения имеем:

$$\frac{q''''(z)}{C} - 1,1 \frac{q''(z)}{SG} + \frac{q(z)}{JE} = 0. \quad (5)$$

Решение уравнений (1), (2), (5) имеет вид:

$$W_1(x) = C_1 e^{\lambda x} + C_2 e^{-\lambda x}, \quad (6)$$

$$W_2(x) = C_3 e^{\lambda x} + C_4 e^{-\lambda x}, \quad (7)$$

$$q(z) = C_5 \sinh(\gamma z) \sin(\beta z) + C_6 \sinh(\gamma z) \cos(\beta z) + C_7 \cosh(\gamma z) \sin(\beta z) + C_8 \cosh(\gamma z) \cos(\beta z). \quad (8)$$

Здесь $\lambda = \sqrt{\frac{1,1C}{SG}}$, $\gamma = 4\sqrt{\frac{C}{JE}} \cos\left[0,5 \arccos\left(1,1 \frac{\sqrt{JEC}}{2GS}\right)\right]$,

$$\beta = 4\sqrt{\frac{C}{JE}} \sin\left[0,5 \arccos\left(1,1 \frac{\sqrt{JEC}}{2GS}\right)\right].$$

Постоянные интегрирования $C_1 \div C_8$ найдем из уравнений статики и граничных условий (для повышения точности расчетов в граничных условиях учитываем действие изгибающих моментов на всех участках ролика):

$$\int_0^b q(z) dz = qb;$$

$$\int_0^l W_1(x) dx + \int_0^l W_2(x) dx = qb;$$

$$\int_0^l W_2(x)(l-x) dx + \int_0^b q(z)z dz = \int_0^l W_1(x)(2b+l-x) dx;$$

$$\frac{q''(0)}{C} - \frac{1,1q(0)}{SG} = \frac{1}{JE} \int_0^l W_2(x)(l-x) dx;$$

$$\begin{aligned} \frac{q''(b)}{C} - \frac{1,1q(b)}{SG} = \\ = \frac{1}{JE} \int_0^l W_1(x)(l-x) dx + \frac{b}{JE} \int_0^l W_1(x) dx; \end{aligned}$$

$$\frac{W_1'(l)}{C} = \frac{1,1}{SG} \int_0^l W_1(x) dx +$$

$$+ \frac{1}{JE} \int_0^l dx \int_0^x W_1(\xi)(x-\xi) d\xi;$$

$$\frac{W_2'(l)}{C} = \frac{1,1}{SG} \int_0^l W_2(x) dx +$$

$$+ \frac{1}{JE} \int_0^l dx \int_0^x W_2(\xi)(x-\xi) d\xi;$$

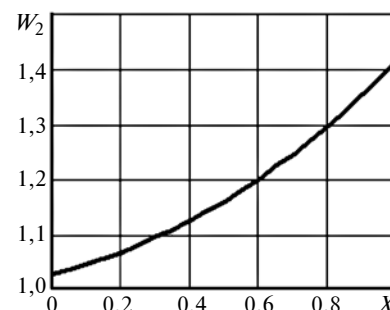
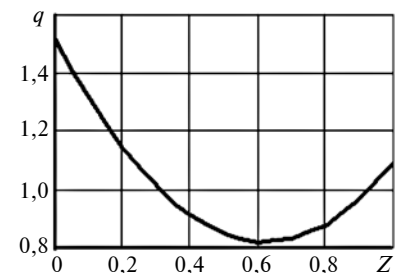
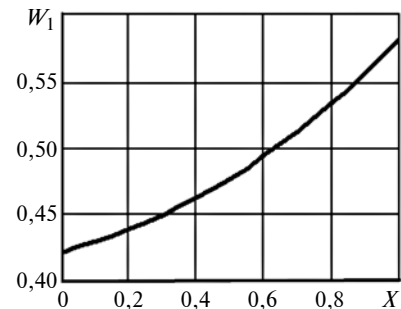


Рис. 3. Распределения нагрузок $W_1(X)$, $q(Z)$, $W_2(X)$ на участках промежуточного ролика при $b/d = 1$; $l/b = 0,6$; $q = 1$; $Z = z/b$; $X = x/l$

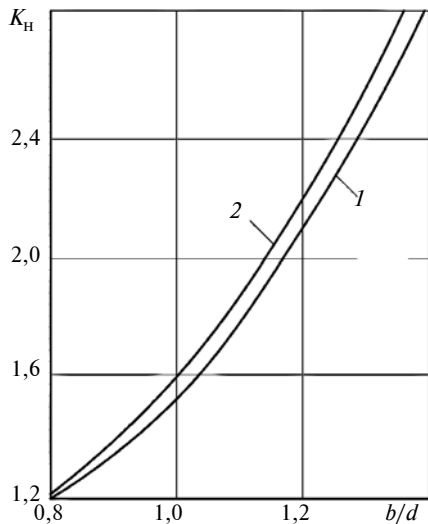


Рис. 4. Зависимости коэффициента K_n неравномерности распределения нагрузки по длине участка сопряжения промежуточного ролика с сателлитом при $l/b = 0,6$ (1) и $0,7$ (2)



Рис. 5. Планетарная передача привода транспортера, отличающаяся малой разницей чисел зубьев колес и наличием промежуточных роликов

$$\begin{aligned} \frac{1}{C} [q(0) + W_2(l) - q(b) - W_1(l)] = \\ = \frac{0,5b^2}{JE} \int_0^l W_1(x)(l-x)dx + \frac{b^3}{3JE} \int_0^l W_1(x)dx + \\ + \frac{1,1b}{SG} \int_0^l W_1(x)dx. \end{aligned}$$

Таким образом, найдены законы изменения нагрузки на участках промежуточного ролика (рис. 3), позволяющие определить коэффициенты неравномерности ее распределения, необходимые для расчета сопряжений на контактную прочность.

На рис. 4 приведен график изменения максимального коэффициента K_n неравномерности рас-

пределения нагрузки по длине промежуточного ролика в зависимости от отношения b/d . Из выполненных расчетов и построенных по ним графиков следует, что законы изменения нагрузки в зонах сопряжения ролика с элементами передачи изменяются мало при изменении толщины l щеки корпусной детали от $0,6b$ до $0,7b$ (b — длина участка сопряжения ролика с сателлитом). При уменьшении отношения l/b (при $l/b \leq 0,58$) максимальная распределенная нагрузка перемещается с сателлита на щеку корпусной детали. Результаты исследования использованы при проектировании планетарной передачи привода транспортера (рис. 5).

По результатам исследования можно заключить, что для предложенной планетарной передачи с промежуточными роликами, имеющей высокий КПД, характерна значительная неравномерность распределения нагрузки и осевого размера передачи являются отношение толщины щеки корпусной детали к длине участка сопряжения ролика с сателлитом $l/b = 0,6$ и общая длина промежуточного ролика не более $3,2$ его диаметра d . При общей длине ролика, превышающей $3,2d$, коэффициент неравномерности распределения нагрузки в зонах сопряжения с элементами передачи $K_n \geq 1,5$, что отрицательно сказывается на нагрузочной способности привода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Kissling U., Dinner H. A procedure to determine the optimum flank line modification for planetary gear configurations // International gear conference, Lyon — Villeurbanne, France, august 24—26, 2014. P. 65—76.
2. Singh A. Epicyclic load sharing map — development and validation // Mechanism and machine theory. 2011. P. 632—646.
3. Kraynev A., Salamandra K., Raghavan M. Synthesis of the Two-Stream Transmissions // International conference "Power Transmissions". Sinaia, Romania, june 20—23, 2012. P. 335—345.
4. Plekhanov F., Goldfarb V. I. Rational Designs of planetary Transmissions, Geometry of Gearing and Strength Parameters. Theory and Practice of Gearing and Transmissions, Mechanisms and Machine Science // Springer International Publishing Switzerland. 2016. V. 34. P. 285—300.
5. Пат. 2402709. Рос. Федерация: МПК F16H 1/32. Планетарная передача.
6. Пат. 2531430. Рос. Федерация: МПК F16H 1/32. Планетарная передача.
7. Плеханов Ф. И. Деформативность элементов планетарной передачи и ее влияние на распределение нагрузки в зацеплениях колес // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015. № 3. С. 43—49.
8. Agemi F., Ognjanovic M. Gear vibrations in supercritical mesh-frequency range caused by teeth impacts // Strojniski vestnik — Journal of Mechanical Engineering. 2010. V. 56. N. 10. P. 653—662.

О необходимости запасов движущих моментов (сил) в подвижных узлах раскрывающихся конструкций

Рассмотрены основные принципы проектирования подвижных механических узлов раскрывающихся конструкций из условий их прочности и функционирования при раскрытии. Объяснен физический смысл запасов движущих моментов при выборе приводов в подвижных узлах на примере раскрывающихся конструкций космических аппаратов.

Ключевые слова: раскрывающаяся конструкция, подвижные узлы, движущий момент, запас, безопасность, прочность, надежность, работоспособность.

The basic principles of designing of movable mechanical units of expanding structures from the conditions of their strength and functioning during disclosure are considered. The physical meaning of the margins of driving moments when choosing drives in moving parts is explained using the example of the expanding structures of spacecrafts.

Keywords: expanding structure, moving units, driving moment, margin, safety, strength, reliability, operability.

В США начиная с 1975 г. показатель "Torque (Force) Margin" является одной из важнейших характеристик, применяемых в практике проектирования подвижных механических узлов ("Moving mechanical assemblies", ММА) космических аппаратов (КА) как поворотных конструкций (например, панелей солнечных батарей, антенн и пр.), так и выдвигаемых (например, телескопических штанг) [1–5]. В СССР (России), главным образом в АО "Информационные спутниковые системы" имени академика М. Ф. Решетнева", используют аналогичное по назначению и смыслу понятие — запас движущего момента (сил) [6–8], которое употребляется далее как термин.

Нормированные значения запасов движущих моментов (сил) даются в технических заданиях на разработку подвижных механических узлов КА и служат в качестве критерия для выбора энергетических характеристик механических и электромеханических приводов (линейных или вращения) [9, 10]. Значения запасов движущих моментов (сил), как правило, выбирают не менее 2 (запас более 100 %), что характерно для отечественной практики проектирования механических подвижных узлов [6–8], или не менее 3 (запас более 200 %), что характерно для западной практики [4, 5]. Причем за рубежом в отличие от России применение и выбор значений запасов движущих моментов (сил) нормируется стандартами [4, 5, 11].

Вместе с тем ни в одном из известных автору источников (ни в зарубежных, ни в отечественных) не приведено объяснение физического смысла величины запаса движущего момента (сил). Кроме того, учет запасов движущих моментов (сил) при выборе приводов в России до сих пор не нашел должного применения при разработке механизмов для космических [12] и наземных [13] конструкций, причем отечественные разработчики механизмов зачастую не используют понятие "запас движущих моментов (сил)" [14].

Причины необходимости введения понятия "запас движущих моментов". Основы обеспечения проектной надежности конструкций с подвижными механическими узлами КА впервые были изложены в работах [15, 16]. Проектную надежность раскрывающихся конструкций (РК) в стохастической постановке без учета корреляционных зависимостей случайных величин (в запас) предложено определять формулой (знак функциональной зависимости от времени здесь и далее опущен):

$$P = P_{\text{п}} P_{\text{ф}}, \quad (1)$$

где $P_{\text{п}}$ — надежность по прочности; $P_{\text{ф}}$ — надежность по функционированию при раскрытии.

Составляющие формулы (1) для РК поворотного типа вычисляют следующим образом:

$$P_{\text{п}} = P(N > R); \quad (2)$$

$$P_{\text{ф}} = P(M_{\text{дв}} > M_{\text{с}}), \quad (3)$$

где $P(\cdot)$ — вероятность случайного события, описание которого дано в круглых скобках; N , R — действительные значения несущей способности конструкции и внешних нагрузок; $M_{\text{дв}}$ — действительные значения движущих моментов, создаваемых приводами раскрытия; $M_{\text{с}}$ — действительные значения моментов сил сопротивления на пути движения поворотной конструкции.

В соответствии с формулами (1)–(3) на этапе проектирования работоспособное состояние РК обеспечивается при одновременном соблюдении условий прочности

$$N > R \quad (4)$$

и функционирования при раскрытии

$$M_{\text{дв}} > M_{\text{с}}. \quad (5)$$

Структура формул (4), (5) указывает на то, что отказы в обоих случаях подчиняются модели "на-

грузка—прочность", где "нагрузка" — это физическое воздействие, которое может привести к отказу (внешняя нагрузка или сопротивление движению), а "прочность" — свойство (способность) изделия противостоять действующей нагрузке (несущая способность или движущий момент) [17]. Это позволяет записать условие работоспособности РК в общем виде:

$$D > S, \quad (6)$$

где D, S — действительные значения критических и текущих величин, характеризующих критерий наступления предельного состояния.

Условие работоспособности (6) в случае существования возможности усечения функций плотности вероятностей критических и текущих величин можно преобразовать к виду

$$D^{\min} > S^{\max}, \quad (7)$$

с учетом чего проектная надежность (1) $whp \equiv 1$.

Условие прочности (7) при детерминированном подходе широко используется на практике в виде

$$N^{\min} > R^{\max}. \quad (8)$$

Здесь $N^{\min} = N/n$, $R^{\max} = Rf$, где f — коэффициент безопасности, n — запас прочности.

Очевидно, что при детерминированном подходе выражение (5) с учетом формул (7), (8) может быть записано следующим образом:

$$M_{дв}^{\min} > M_c^{\max}. \quad (9)$$

Здесь $M_c^{\max} = k \cdot M_c$, где M_c — действительное значение момента сил сопротивления в шарнирном узле, которое определяется опытным путем, например согласно работе [18]; $M_{дв}^{\min}$ — минимальный движущий момент, который способен развивать привод (например, для пружинного привода минимальное значение определяется исходя из силовой диаграммы, которая приводится в чертеже на изготовление пружины); k — запас движущего момента, отражающий идею о необходимости разделения средних значений движущего момента и моментов сил сопротивления для повышения надежности.

Поскольку выбор значений коэффициентов безопасности в выражении (8) определяется эквивалентными значениями вероятности безотказной работы [19], то и выбор значений запасов k движущих моментов (сил) должен осуществляться аналогично. С учетом мировой практики создания космических механизмов [1—11] можно предположить, что приемлемое соотношение значений запасов движущих моментов (сил) на уровне 100÷200 % и заданной вероятности безотказной работы подвижных механических узлов КА не ниже 0,999÷0,9999 [14, 20] сложилось эмпирически (естественным путем).

Практика проектного подхода к надежности. Если события, обуславливающие работоспособность по прочности в детерминированной постановке (8) обозначить A , а события, обуславливающие работоспособность по функционированию при раскрытии — B , то надежность РК определяется надежностью по функционированию (3) при условии обеспечения надежности по прочности (2):

$$P_{\Pi} = P(A) \rightarrow 1; P_{\Phi} = P(B); P = P_{\Pi} \cdot P_{\Phi} \approx P_{\Phi},$$

или

$$P = P(B|A). \quad (10)$$

С учетом формулы (10) проектирование РК осуществляется так, что вначале обеспечивается прочность конструкции (как первооснова ее работоспособности), а затем — способность этой конструкции раскрываться в рабочее положение в виде принципиальной осуществимости процессов по изменению конфигурации согласно заранее определенному алгоритму. Условие прочности (8) при проектировании РК выполняется с учетом выбора параметров конструктивно-компоновочных и конструктивно-силовых схем, обеспечивающих заданные значения по ряду ограничений, включающих:

заданные геометрические размеры и конфигурация конструкции в рабочем положении;

требуемую компактность складывания конструкций в сложенное положение при удовлетворении условий укладки их в зоне полезного груза с учетом возможных деформаций под воздействием внешних нагрузок;

установленные зоны и схемы раскрытия конструкций из сложенного положения в рабочее с учетом ограничений со стороны смежных конструкций (например, исключения зацеплений) и возмущающих воздействий на бортовое оборудование КА (например, закрутки как следствия процесса раскрытия);

необходимые запасы прочности конструкции в зависимости от числа m замков зачековки в схеме закрепления РК к опорному основанию в сложенном положении, определяемые исходя из принципа равнопрочного проектирования, в соответствии с которым надежность P_y удержания как функция несущей способности N закрепляемой конструкции в выражении (4) от числа m замков обеспечивается близкой к надежности $P_{ср}$ освобождения конструкции как вероятности последовательного срабатывания m замков:

$$P_y \approx P_{ср},$$

где $P_y = P[N(m) > R]$; $P_{ср} = \prod_{i=1}^m P_i$;

допустимые парциальные частоты p собственных колебаний в сложенном положении по отношению к резонансным частотам $p_{рез}$ внешних ди-

намических воздействий (например при расцепке ступеней ракеты-носителя):

$$p \neq p_{рез};$$

минимальные значения p_{min} парциальных частот собственных колебаний в рабочем положении по отношению к допустимым значениям $p_{доп}$, накладываемым со стороны системы управления КА на орбите:

$$p_{min} > p_{доп}.$$

В результате выполнения условий прочности (8) с учетом одновременного удовлетворения вышеперечисленных ограничений параметров создается силовая основа РК, в которую встраиваются приводы, обеспечивающие заданные процессы раскрытия в рабочее положение. Приводы выбирают, исходя из обеспечения требуемых движущих моментов, которые привод должен развить для выполнения условий перевода конструкций из сложного положения в рабочее с учетом условия (9) в любом угловом положении поворотной конструкции из расчета нулевой кинетической энергии при худших сочетаниях факторов условий и режимов эксплуатации [4, 5].

Согласно отечественной и зарубежной практике к числу худших факторов при выборе движущих моментов (сил) приводов с учетом разъяснений, приведенных в стандарте [5], относятся:

- условия окружающей среды;
- фрикционные эффекты;
- возможные изменения статического и динамического трения в процессе хранения РК;
- эффекты разрегулировок;
- запирающие усилия;
- сопротивление жгутов кабелей;
- торможения при демпфировании;
- тепловые эффекты и термонаведенные искажения;
- перекосы, вызванные нагрузками;
- изменения в смазке, включая ухудшения и исчерпания ее при наихудших случаях термовакуумных обстоятельств;
- искажающие эффекты, обусловленные жесткостями интерфейса и допустимыми отклонениями при монтаже;
- ухудшение трения из-за механического сжатия эластомеров;
- влияние давления жидкости на эластомеры в вязких демпферах;
- условия подачи питания на двигатель и управляющие параметры;
- ускорение из-за транспортных перемещений и маневров, которые могут тормозить развертывание РК;
- минимально доступные приводные моменты и силы;
- эффекты старения материалов;

механические деформации;
износ;
погрешности изготовления.

Условия работоспособности поворотных конструкций при раскрытии. Легко заметить, что выражение (5) является следствием статического равновесия при вращательном движении

$$M_{дв}(\varphi) - M_c(\varphi) = 0. \quad (11)$$

Исходя из формулы (11) с учетом условия (9) безостановочное движение поворотной конструкции реализуется при выполнении неравенства

$$\eta_M = \frac{M_{дв}^{min}(\varphi)}{M_c^{max}(\varphi)} > 1, \quad (12)$$

где η_M — статический запас движущего момента.

В случае раскрытия поворотных крупногабаритных конструкций вместо уравнения (11) статического равновесия следует использовать уравнение динамики вращательного движения

$$M_{дв}(\varphi) - M_c(\varphi) = J_0 \ddot{\varphi}(t), \quad (13)$$

где J_0 — момент инерции поворотной конструкции относительно оси вращения; $\ddot{\varphi}(t)$ — угловое ускорение поворотной конструкции.

С учетом формулы (13) возможность движения конструкции с неким ускорением определяется выражением

$$\frac{M_{дв}(\varphi) - M_c(\varphi)}{J_0 \ddot{\varphi}(t)} > 1. \quad (14)$$

Неравенство (14) следует использовать при анализах надежности крупногабаритных конструкций с установленным ограничением по времени раскрытия

$$t_p < t_{зад}, \quad (15)$$

где t_p — расчетное время раскрытия, которое находится путем интегрирования дифференциального уравнения (13); $t_{зад}$ — время раскрытия, заданное в техническом задании на разработку РК.

Поскольку заданному времени раскрытия $t_{зад}$ соответствует определенное ускорение $\ddot{\varphi}_{зад}$, то неравенство (14) с учетом ограничения (15) (что равнозначно $\ddot{\varphi}(t) > \ddot{\varphi}_{зад}$) принимает вид:

$$\frac{M_{дв}(\varphi) - M_c(\varphi)}{J_0 \ddot{\varphi}_{зад}} > 1.$$

Это неравенство при детерминированном подходе с учетом условия (9) можно преобразовать к виду, аналогичному формуле (12):

$$\eta_J = \frac{M_{дв}^{min}(\varphi)}{M_c^{max}(\varphi) + J_0^{max} \ddot{\varphi}_{зад}} > 1, \quad (16)$$

где η_J — динамический запас движущего момента; J_0^{\max} — момент инерции поворотной конструкции, рассчитанный с учетом линейных размеров и масс на верхнем уровне полей допусков.

Таким образом, с учетом выражений (12) и (16) условие осуществления устойчивого движения поворотной конструкции с заданными параметрами раскрытия имеет вид:

$$\eta > \eta_{\min} = \min(\eta_M, \eta_J), \quad (17)$$

где η — обобщенный запас движущего момента.

Физический смысл обобщенного запаса η движущего момента в отличие от запаса k движущего момента в выражении (9) следует из структуры формулы (8): запас движущего момента является аналогом коэффициента f безопасности, а обобщенный запас движущего момента — аналогом запаса n прочности. При этом запас η призван учитывать характер сопротивления движению, другими словами, — характер нагрузки, ограничивающей работу привода, а запас k учитывает лишь разбросы параметров в пределах установленных допусков на изготовление и допустимых изменений характеристик приводов и шарнирных узлов в условиях внешней среды [9].

При выполнении условия (17) разность работ движущего момента $A_{\text{дв}}(\varphi)$ и момента сил сопротивления $A_c(\varphi)$ на пути перемещения поворотной конструкции приводит к накоплению ее кинетической энергии ΔK при раскрытии:

$$A_{\text{дв}}(\varphi) - A_c(\varphi) = \Delta K, \quad (18)$$

$$\text{где } A_{\text{дв}}(\varphi) = \int_{\varphi}^{\varphi_H} M_{\text{дв}}(\varphi) d\varphi; \quad A_c(\varphi) = \int_{\varphi}^{\varphi_H} M_c(\varphi) d\varphi.$$

Как известно, при достижении заданного угла φ_k раскрытия происходит жесткая фиксация поворотной конструкции в рабочем положении, в результате чего накопленная кинетическая энергия переходит в потенциальную энергию деформации изгиба консольной конструкции. С учетом накопленной кинетической энергии на пути движения уравнение сохранения энергии с учетом формулы (18) в момент фиксации поворотной конструкции в рабочем положении имеет вид:

$$A_{\text{дв}}(\varphi_k) - A_c(\varphi_k) = \Pi, \quad (19)$$

где Π — потенциальная энергия деформации изгиба консольной конструкции в рабочем положении.

Условие сохранения прочности силовых элементов консольной конструкции в момент фиксации с учетом равенства (19) можно записать в виде:

$$n_k = \frac{A_{\text{дв}}^{\max}(\varphi_k)}{A_c^{\min}(\varphi_k) + \Pi_{\text{пред}}} < 1, \quad (20)$$

где n_k — энергетический коэффициент консольной конструкции; $\Pi_{\text{пред}}$ — предельно допустимая потенциальная энергия деформации изгиба консольной конструкции в рабочем положении по напряжениям или по перемещениям конструкции в результате деформации под действием динамических нагрузок, образующихся при мгновенной остановке поворотной конструкции.

Как видно из формулы (18), накопление кинетической энергии возможно только при наличии энергетического запаса движущего момента:

$$\eta_A(\varphi) = \frac{A_{\text{дв}}(\varphi)}{A_c(\varphi)} > 1. \quad (21)$$

В произвольной точке, например $\varphi = \varphi_k$, выражение (21) может быть преобразовано к виду:

$$\eta_A(\varphi_k) = \lim_{\varphi \rightarrow \varphi_k} \frac{A_{\text{дв}}(\varphi)}{A_c(\varphi)} \cong \frac{M_{\text{дв}}(\varphi_k)}{M_c(\varphi_k)}. \quad (22)$$

При движении поворотной конструкции с ускорением энергетический запас движущего момента (22) в конце раскрытия (20) можно представить с помощью операторного соотношения:

$$\eta_A(\varphi_k) = L(n_k). \quad (23)$$

Максимальное значение $n_k^{\text{пред}}$ энергетического коэффициента конструкции в рабочем положении реализуется при $A_c^{\min}(\varphi_k) = 0$. В этом случае для проведения оценочных расчетов при проектировании выражение (20) можно использовать в виде:

$$n_k^{\text{пред}} = \frac{A_{\text{дв}}^{\max}(\varphi_k)}{\Pi_{\text{пред}}} < 1. \quad (24)$$

В случае $n_k > 1$ необходимо или повысить предельно допустимую потенциальную энергию деформации изгиба консольной конструкции в рабочем положении, или снизить значение движущего момента при выполнении условия (17).

С учетом формул (20)—(24) можно записать выражение для максимально допустимого значения энергетического запаса движущего момента:

$$\eta_A^{\max}(\varphi_k) \leq L(n_k^{\text{пред}}) \propto \frac{1}{n_k^{\text{пред}}}. \quad (25)$$

С учетом формул (17) и (25) условие работоспособности поворотной конструкции при раскрытии можно выразить через обобщенный запас η движущего момента в виде двойного неравенства:

$$\eta_{\min} < \eta < \eta_A^{\max}(\varphi_k). \quad (26)$$

С учетом формулы (26) работоспособность поворотных конструкций при раскрытии обеспечивается не при условии (9), а при условии

$$\eta_{\min} M_c < M_{\text{дв}}^{\min} < \eta_A^{\max} (\varphi_K) M_c(\varphi_K). \quad (27)$$

При выполнении условия (27) формула (8) сохраняет свой смысл для обеспечения работоспособности РК по условию прочности в сложном положении; при этом с учетом сложившейся отечественной практики [6–8] всегда должно сохраняться условие

$$\eta_{\min} > k = 2.$$

Заключение

Применение нормативных запасов движущих моментов (сил) наряду с использованием нормативных коэффициентов безопасности и запасов прочности является главным условием достижения заданной надежности при проектировании подвижных механических узлов космического и наземного исполнения.

Одновременное обеспечение работоспособности РК по условию (8) прочности в сложном положении и по условию (27) функционирования при раскрытии с учетом характера нагрузки, ограничивающей работу приводов, создает необходимые предпосылки для выполнения заданных показателей надежности и является основанием для разработки рабочей конструкторской документации согласно ГОСТ 2.103–2013 [21].

Обеспечение работоспособности при проектировании любых подвижных механических узлов лежит в основе известной формулы — надежность закладывается на этапе разработки конструкторской документации, обеспечивается на этапе производства и реализуется на этапе эксплуатации изделия [22]. Для реализации указанной формулы требуется использовать методы, позволяющие учитывать конструкторские, технологические и производственные ошибки (которые неизбежно возникают при проведении конструкторской и технологической подготовки производства и в производстве), чтобы не допустить ухудшения достигнутых проектных показателей надежности (1) с учетом условий (8) и (27) [23].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Postma R. W.** Force and torque margins for complex mechanical systems // Proceedings of the 37th Aerospace Mechanisms Symposium. Johnson Space Flight Center. May 19–21. 2004. P. 107–118.
2. **Nalbandian R., Blais Th., Horth R.** A Recommended New Approach on Motorization Ratio Calculations of Stepper Motors // Proceedings of the 42nd Aerospace Mechanisms Symposium. NASA Goddard Space Flight Center. May 14–16. 2014. P. 349–364.

3. **Bowden M. L.** Deployment devices // Space Vehicle Mechanisms — Elements of Successful Design, Edited by Peter L. Conley. NJ.: John Wiley & Sons, Inc., 1998. P. 495–542.
4. **AIAA Standard.** Moving Mechanical Assemblies for Space and Launch Vehicles (Month 2005). AIAA S-114–2005. 39 p.
5. **NASA Standard.** Design and Development Requirements for Mechanisms (13 June 2006). NASA-STD-5017. 30 p.
6. **Шатров А. К., Назарова Л. П., Машуков А. В.** Механические устройства космических аппаратов. Конструктивные решения и динамические характеристики. Красноярск: СибГАУ, 2006. 84 с.
7. **Шатров А. К., Назарова Л. П., Машуков А. В.** Основы конструирования механических устройств космических аппаратов. Конструктивные решения, динамические характеристики. Красноярск: СибГАУ, 2009. 144 с.
8. **Романов А. В., Тестоедов Н. А.** Основы проектирования информационно-управляющих и механических систем космических аппаратов. СПб.: Профессional, 2015. 240 с.
9. **Пат. 2198387 Рос. Федерация:** МПК G 01L 3/00, 5/00. Способ выбора привода для поворота конструкции в шарнирном узле.
10. **Похабов Ю. П.** Учет факторов надежности при унифицировании шарнирных узлов механических устройств одноразового срабатывания // Решетневские чтения: материалы XVI Междунар. науч. конф. (7–9 нояб. 2012, г. Красноярск): в 2 ч. / Под общ. ред. Ю. Ю. Логинова. Красноярск: Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т, 2012. Ч. 1. С. 86–87.
11. **ECSS Standard.** Space engineering, Mechanisms (6 March 2009). ECSS Secretariat, ESA ECSS-E-ST-33-01C. 65 p.
12. **Корчагин Е. Н., Колобов А. Ю., Мурин А. В.** Обеспечение надежности // Многофункциональная космическая платформа "Навигатор" / Сост. В. В. Ефанов. Химки: Изд-во НПО им. С. А. Лавочкина, 2017. С. 43–53.
13. **Ильинский Н. Ф., Козаченко В. Ф.** Общий курс электропривода. М.: Энергоатомиздат, 1992. 544 с.
14. **ОСТ 92-4339–80.** Механизмы раскрытия и фиксации элементов конструкций. Общие технические требования. Методы контроля и испытаний. М.: Изд-во стандартов, 1980. 25 с.
15. **Кузнецов А. А.** Надежность конструкции баллистических ракет. М.: Машиностроение, 1978. 256 с.
16. **Надежность механических частей конструкции летательных аппаратов / А. А. Кузнецов, А. А. Золотов, В. А. Комягин и др.** М.: Машиностроение, 1979. 144 с.
17. **Каганов В. Л.** Инженерная логика обеспечения надежности сложных систем. Хайфа: Изд-во ДУХ, 2012. 57 с.
18. **Космические вехи:** сб. науч. тр., посвященный 50-летию создания ОАО "ИСС" им. акад. М. Ф. Решетнева". Красноярск: ИП Суховольская Ю. П., 2009. 704 с.
19. **Гладкий В. Ф.** Вероятностные методы проектирования конструкции летательных аппаратов. М.: Наука, 1982. 524 с.
20. **Патраев В. Е.** Методы обеспечения и оценки надежности космических аппаратов с длительным сроком активного существования. Красноярск: СибГАУ, 2010. 136 с.
21. **ГОСТ 2.103–2013.** Единая система конструкторской документации. Стадии разработки. М.: Стандартинформ, 2015. 5 с.
22. **Богданович В. И.** Теоретические основы обеспечения надежности летательных аппаратов на стадии их производства. Самара: Изд-во СГАУ, 2007. 90 с.
23. **Похабов Ю. П., Валищевский О. К.** Генезис надежности уникальных высокоответственных систем // Надежность. 2016. Т. 16. № 3. С. 47–53.

Расчет конструкции электробаромембранного плоскокамерного аппарата и объема разделяемого раствора

Представлен расчет конструкции электробаромембранного аппарата плоскокамерного типа. Рассчитан объем камер и несущих нагрузку элементов, масса конструкционного материала и экономический эффект от его применения.

Ключевые слова: электробаромембранный аппарат, расчет, мембрана, раствор, разделение.

The calculation of structure of the flat-chamber type electric baromembrane apparatus is presented. The volume of chambers and load-bearing elements, the mass of the structural material and the economic effect from its application are calculated.

Keywords: electric baromembrane apparatus, calculation, membrane, solution, separation.

В машиностроении и других отраслях промышленности часто возникает необходимость в разделении промышленных растворов, сточных вод и выделения из них ценных компонентов в виде подщелоченных и подкисленных растворов, которые в дальнейшем можно перерабатывать в общих очистительных системах, утилизировать или возвращать в технологический производственный цикл. На заключительных и финишных этапах очистки растворов для выделения веществ применяют методы мембранного разделения растворов, например, электродиализа с биполярными мембранами или электронанофильтрацию, электрогиперфильтрацию. Для этого используют электробаромембранные аппараты [1–7]. Конструкции электробаромембранных плоскокамерных аппаратов, работающих по принципу разделения потоков, рассмотрены в работах [8–11].

Аппарат, используемый для очистки сточных вод, обеспечивает получение подкисленных и подщелоченных растворов, которые легче перерабатывать и их можно использовать вторично. При разделении растворов создаются потоки диссоциированных на ионы веществ.

Электробаромембранный плоскокамерный аппарат (ЭБМПА), представленный в работе [12], имеет в корпусе чередующиеся камеры из диэлектрического материала, расход которого при изготовлении данного аппарата в основном и определяет его стоимость.

Для повышения производительности электробаромембранного аппарата (увеличения объема получаемого пермеата) необходимо увеличить пло-

щадь разделения в единице объема аппарата. Поэтому была разработана конструкция ЭБМПА с двумя контурами разделения раствора и увеличенной эффективной площадью прикатодных и прианодных мембран (рис. 1) [13].

ЭБМПА работает следующим образом.

Первый контур. Под действием избыточного давления (выше осмотического давления растворенных веществ) исходный раствор поступает по штуцеру 1 ввода раствора фланца 2 корпуса, минуя полимерную композицию 3, по каналу 4 ввода раствора в основную (первую) камеру разделения, образованную прикатодной (5) и прианодной (7) мембранами и прокладкой 6. При этом между мембранами подобным образом сформирован плоский межмембранный канал, в котором имеется сетка-турбулизатор 8. Для последовательной циркуляции раствора по всем основным камерам разделения ЭБМПА снабжен переточными окнами 9, которые выполнены в камерах 10 и 11 корпуса.

При полном заполнении ЭБМПА раствором к фланцам 2, камерам 10 и 11 для включения устройства 12 подводится постоянное электрическое поле (с требуемой плотностью тока) с помощью проводов 13, расположенных в отверстиях 14 с заливкой полимерным компаундом 15 и соединенных с дренажными сетками 16 и 17. При этом катионы и анионы из межмембранного канала (камеры разделения) мигрируют через прикатодные и прианодные мембраны 5, 7, пористые подложки 18, 19 из ватмана, монополярно-пористые пластины 20, 21 (электрод-катод и электрод-анод), фланцевые и дренажные сетки 16, 17 и выводятся по каналам 22 и 23 к штуцерам 24 и 25 отвода для отвода прикатодного и прианодного пермеатов в виде щелочей, кислот и растворенных газов.

Растворенные газы (водород и кислород) образуются на монополярно-пористых пластинах 20 и 21 (электрод-катод и электрод-анод) в результате электрохимических реакций.

Для предотвращения попадания разделяемого раствора в потоки прикатодного и прианодного пермеата в переточных окнах 9 камер 10 к 11 предусмотрена полимерная заливка 26.

Подобная обработка раствора происходит во всех основных камерах разделения. При этом получаемый в последней камере разделения отработавший раствор (ретентат) выводится из ЭБМПА,

минуя полимерную заливку 3 по каналу 27 вывода раствора через штуцер 28 вывода ретентата.

Второй контур. Одновременно с подачей исходного раствора первого контура (при аналогичных рабочих условиях) параллельно через все штуцера 29, расположенные на камерах 10 и 11 корпуса ЭБМПА, осуществляется подача исходного раствора второго контура в каждую малую камеру 30

разделения. Из малых камер разделения катионы и анионы мигрируют через малые прикатодные и прианодные мембраны 31 и 32, прикатодные и прианодные подложки 33 и 34, монополярно-пористые пластины (электрод-катод и электрод-анод) 35, 36 и отводятся самотеком в виде потоков щелочей, кислот и растворенных газов по каналам 22 и 23 для отвода прикатодного и прианодного пермеатов.

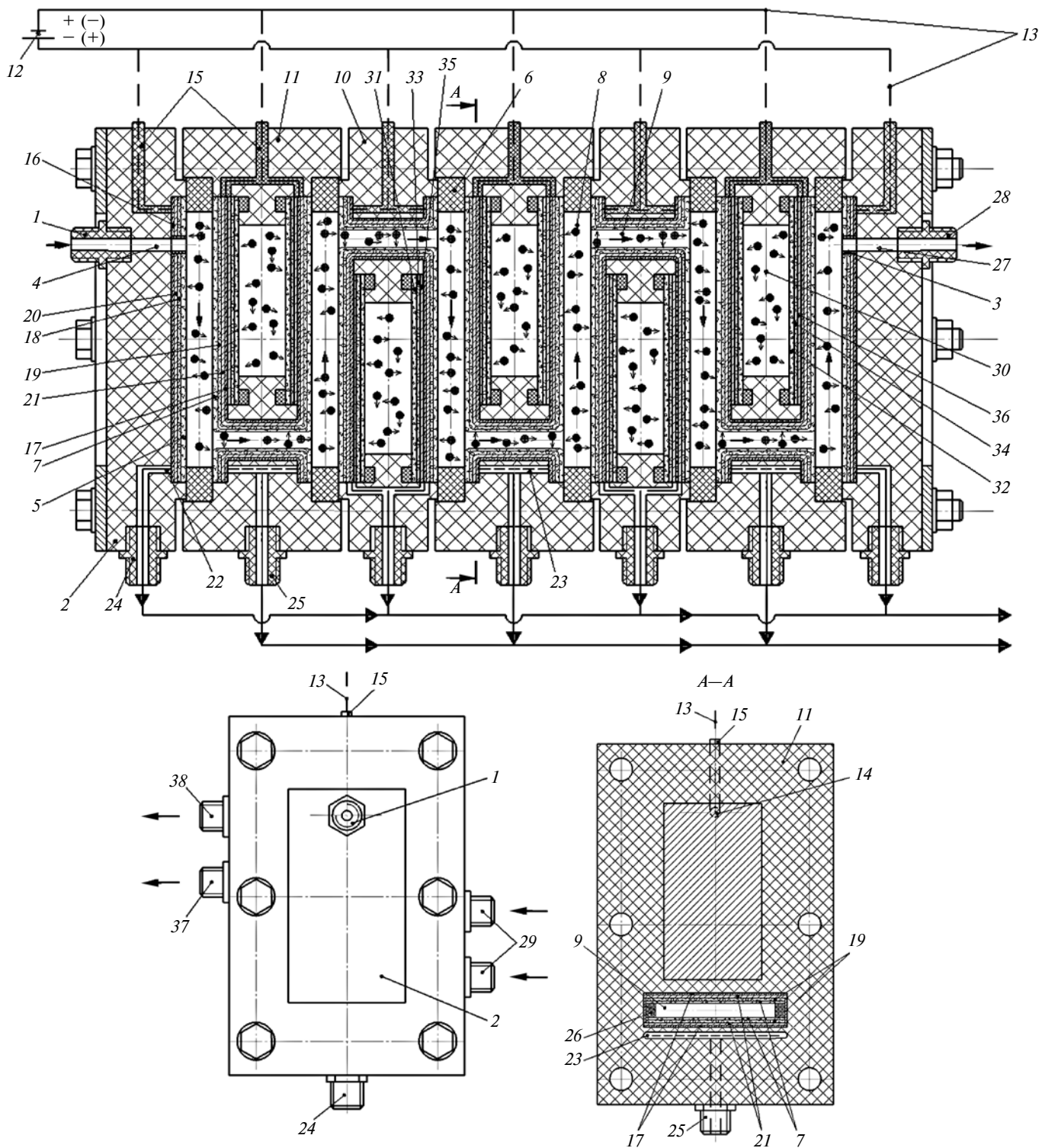


Рис. 1. Схема ЭБМПА

Полученные подобным образом потоки щелочей, кислот и растворенные в них газы из основных и малых камер разделения раствора объединяются в общие потоки и отводятся на дальнейшую обработку.

Отработанные растворы из малых камер 30 разделения каждой камеры 10 и 11 корпуса отводятся в виде прикатодного, прианодного ретентата через штуцеры 37 и 38 вывода ретентатов.

Расчет общего объема разделяемого раствора в ЭБМПА

Расчетная схема общего объема разделяемого раствора представлена на рис. 2.

Общий объем разделяемого в ЭБМПА раствора находим по формуле

$$V_{\text{общ}} = n_{\text{б.к.р}} V_{\text{б.к.р}} + n_{\text{м.к.р}} V_{\text{м.к.р}} + n_{\text{пер.ок}} V_{\text{пер.ок}}, \quad (1)$$

где $V_{\text{б.к.р}}$ и $V_{\text{м.к.р}}$ — объемы большой и малой камер разделения; $V_{\text{пер.ок}}$ — объем переточного окна; $n_{\text{б.к.р}} = 6$ — число больших разделительных камер (для пяти камер корпуса); $n_{\text{м.к.р}} = 5$ — число малых камер (для пяти камер корпуса); $n_{\text{пер.ок}} = 5$ — число переточных окон (для пяти камер корпуса).

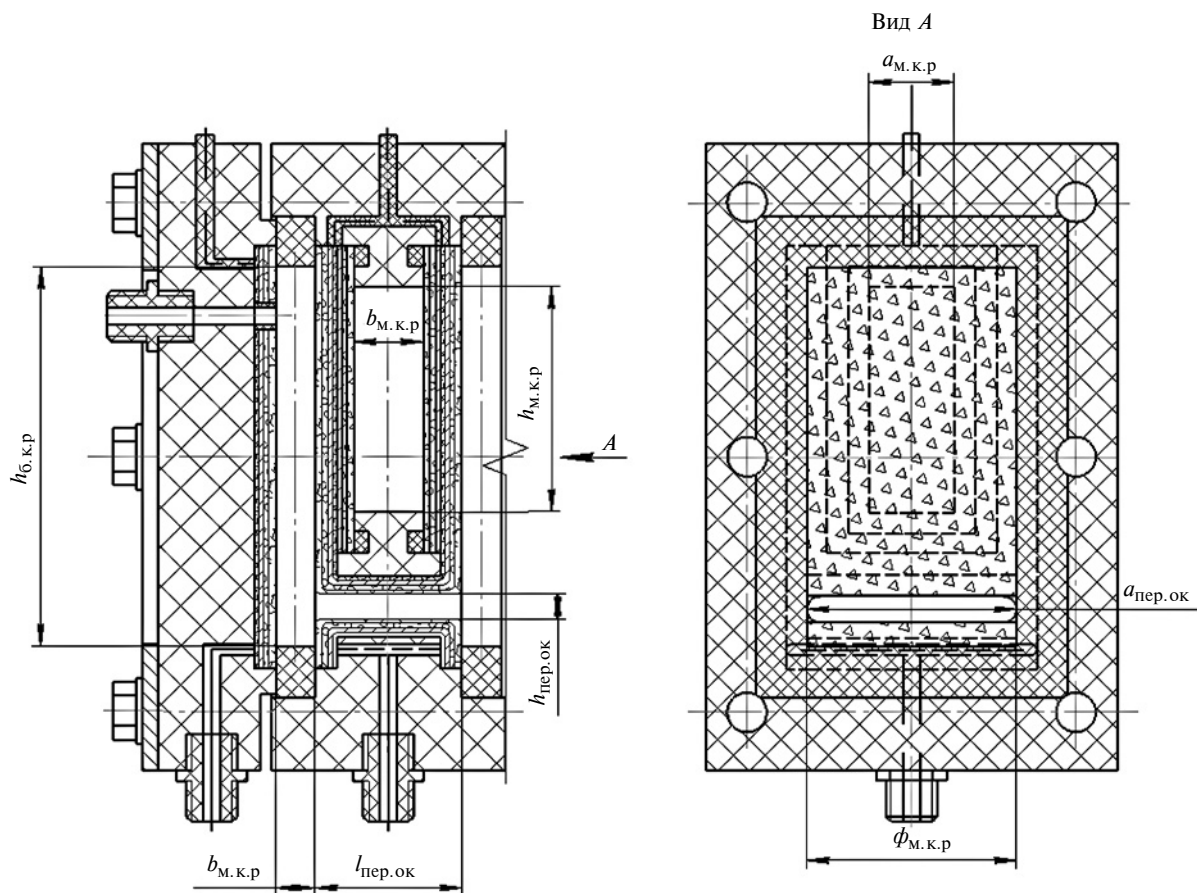


Рис. 2. Расчетная схема общего объема ЭБМПА

Таблица 1

Расчетные значения общего объема, объемов камер разделения и составляющих элементов разработанного ЭБМПА, 10^{-4} м^3

$V_{\text{б.к.р}}$	$V_{\text{м.к.р}}$	$V_{\text{пер.ок}}$	$V_{\text{общ}}$	$V_{\text{фл}}$	$V_{\text{б.к}}$	$V_{\text{м.к}}$	$V_{\text{а}}$
1,7	0,7	0,5	16,2	13,9	18,9	13,5	112

Подставив габаритные параметры камер и переточного окна в формулу (1), получим:

$$V_{\text{общ}} = 6a_{\text{б.к.р}}b_{\text{б.к.р}}h_{\text{б.к.р}} + 5a_{\text{м.к.р}}b_{\text{м.к.р}}h_{\text{м.к.р}} + 5a_{\text{пер.ок}}l_{\text{пер.ок}}h_{\text{пер.ок}},$$

где $a_{\text{б.к.р}}$, $b_{\text{б.к.р}}$ и $h_{\text{б.к.р}}$ — ширина, глубина и высота малой камеры разделения раствора; $a_{\text{м.к.р}}$, $b_{\text{м.к.р}}$ и $h_{\text{м.к.р}}$ — ширина, глубина и высота малой камеры разделения раствора; $a_{\text{пер.ок}}$, $l_{\text{пер.ок}}$ и $h_{\text{пер.ок}}$ — ширина, длина и высота переточного окна.

Расчетные значения объемов камер разделения, разработанного ЭБМПА, представлены в табл. 1.

Одним из возможных дефектов корпуса ЭБМПА, возникающих при эксплуатации, является повреждение фланца, т. е. скол во время сборки или разборки ячейки его угла в месте крепления болтовым соединением. Поэтому важен правильный выбор конструкционного материала с учетом особенностей диэлектрического материала [9] и экономи-

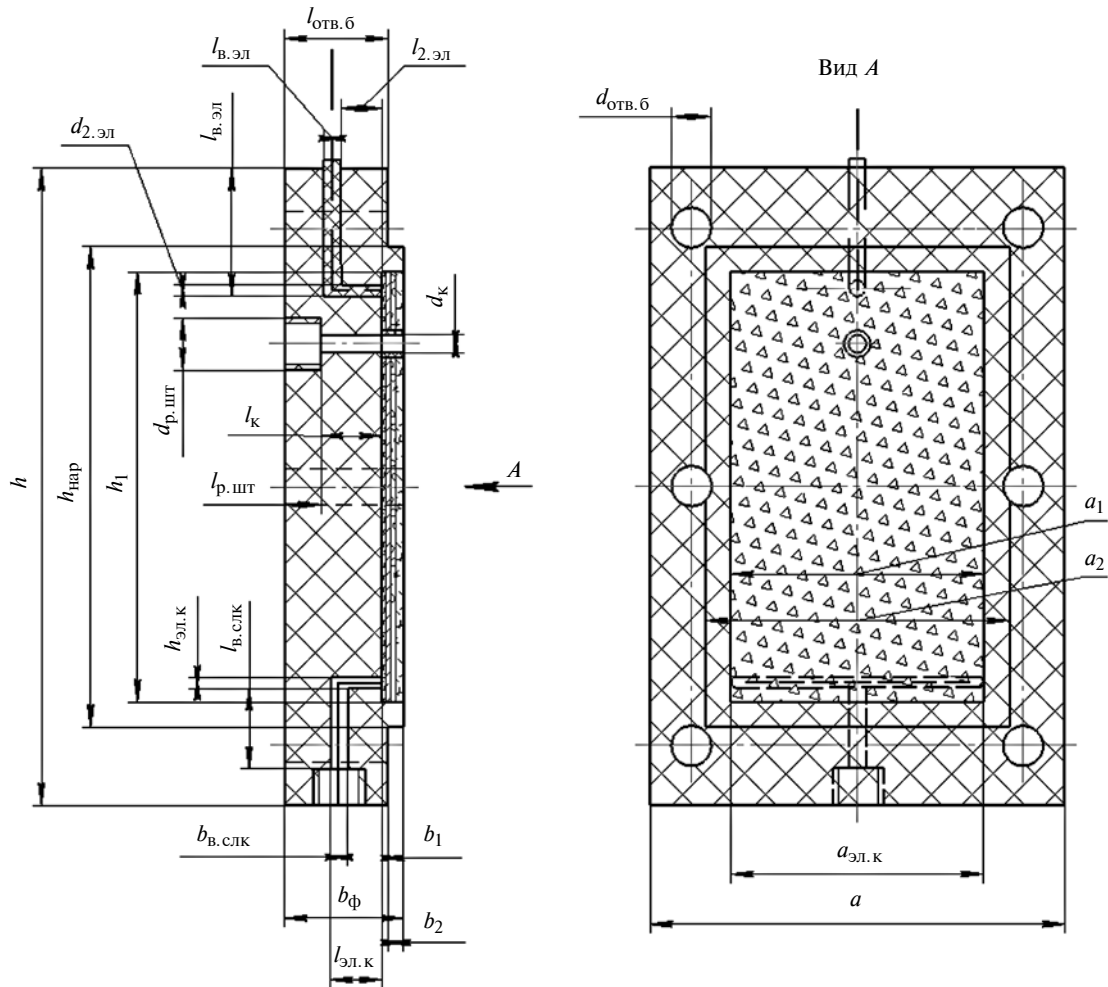


Рис. 3. Расчетная схема объема фланца ЭБМПА

ческой целесообразности применения выбранной конструкций, например, при определении предварительного веса заготовки на основании расчета объема элементов корпуса.

Объем корпуса ЭБМПА определяем по формуле

$$V_a = n_{\text{фл}} V_{\text{фл}} + n_{\text{б.к}} V_{\text{б.к}} + n_{\text{м.к}} V_{\text{м.к}},$$

где $V_{\text{фл}}$, $V_{\text{б.к}}$ и $V_{\text{м.к}}$ — объемы фланца, большой и малой камер корпуса; $n_{\text{фл}} = 2$, $n_{\text{б.к}} = 3$ и $n_{\text{м.к}} = 2$ — числа фланцев соответственно больших и малых камер (для пяти камер корпуса аппарата).

На рис. 3 представлена расчетная схема объема фланца, который определяем по формуле

$$V_{\text{фл}} = V_{\text{з.фл}} - n_{\text{шт}} V_{\text{р.шт}} - V_{\text{к}} - V_{\text{эл}} - V_{\text{сл.к}} - V_{\text{б.м}} - V_{\text{нар}} - n_{\text{отв.б}} V_{\text{отв.б}}, \quad (2)$$

где $V_{\text{з.фл}}$ — объем заготовки фланца; $V_{\text{р.шт}}$ — объем резьбовой части штуцеров; $V_{\text{к}}$ — объем канала ввода/вывода разделяемого раствора; $V_{\text{эл}}$ — объем канала подвода электрического тока; $V_{\text{сл.к}}$ — объем канала слива пермеата; $V_{\text{б.м}}$ — объем, занимаемый мембранным пакетом; $F_{\text{нар}}$ — объем наружного

выреза во фланце со стороны камеры разделения; $V_{\text{отв.б}}$ — объем отверстий под болты; $n_{\text{шт}} = 2$ и $n_{\text{отв.б}} = 6$ — числа резьб соответственно во фланце под штуцеры и отверстий под болты.

Подставив габаритные параметры и объемы каналов элементов фланца в формулу (2), получим:

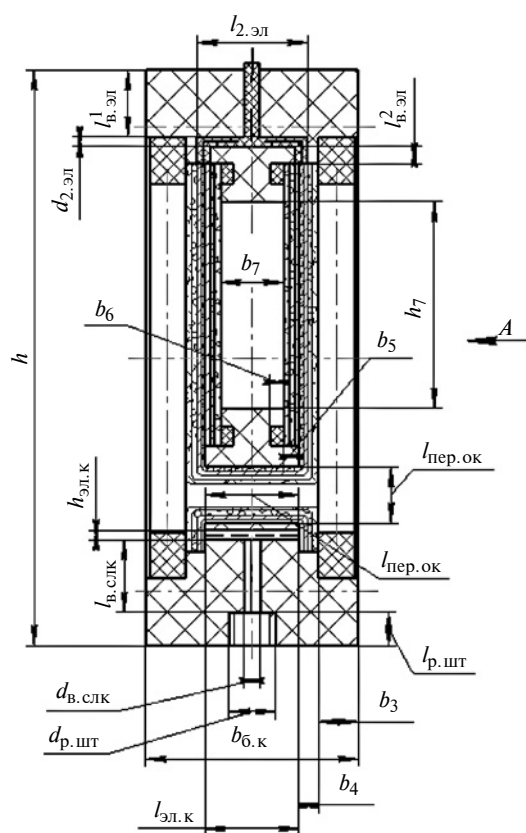
$$\begin{aligned} V_{\text{фл}} = & ab_{\text{ф}}h - 2 \frac{\pi d_{\text{р.шт}}^2}{4} l_{\text{р.шт}} - \frac{\pi d_{\text{к}}^2}{4} l_{\text{к}} - \\ & - \left(\frac{\pi d_{\text{в.эл}}^2}{4} l_{\text{в.эл}} + \frac{\pi d_{\text{г.эл}}^2}{4} l_{\text{г.эл}} \right) - \\ & - \left(\frac{\pi d_{\text{в.сл.к}}^2}{4} l_{\text{в.сл.к}} + a_{\text{эл.к}} h_{\text{эл.к}} l_{\text{эл.к}} \right) - a_1 b_1 h_1 - \\ & - (ab_2 h - a_2 b_2 h_{\text{нар}}) - 6 \frac{\pi d_{\text{отв.б}}^2}{4} (b_{\text{ф}} - b_2), \quad (3) \end{aligned}$$

где a и h — ширина и высота заготовки фланца; $d_{\text{р.шт}}$ и $l_{\text{р.шт}}$ — диаметр и длина резьбы под штуцер; $d_{\text{к}}$ и $l_{\text{к}}$ — диаметр и длина канала для ввода или

вывода разделяемого раствора; $V_{В.ЭЛ}$ и $V_{Г.ЭЛ}$ — объемы вертикального и горизонтального каналов для подвода электрического тока; $d_{В.ЭЛ}$ и $l_{В.ЭЛ}$ — диаметр и длина вертикального канала для подвода электрического тока; $d_{Г.ЭЛ}$ и $l_{Г.ЭЛ}$ — диаметр и длина горизонтального канала для подвода электрического тока; $V_{В.СЛ.К}$ и $V_{ЭЛ.К}$ — объемы вертикального и эллиптического канала для слива пермеата; $d_{В.СЛ.К}$ и $l_{В.СЛ.К}$ — диаметр и длина вертикального канала для слива пермеата; $a_{ЭЛ.К}$, $l_{ЭЛ.К}$ и $h_{ЭЛ.К}$ — ширина, длина и высота эллиптического канала; a_1 и h_1 — ширина и высота, занимаемая большим мембранным пакетом; b_1 — толщина, занимаемая мембранным пакетом; a_2 и $h_{нар}$ — ширина и высота наружной части выреза; b_2 — глубина выреза; $d_{отв.б}$ — диаметр отверстий под болты.

Упростив выражение (3), получим:

$$V_{фл} = ab_{фл}h - \pi \left(\frac{d_{р.шт}^2}{2} l_{р.шт} + \frac{d_{к}^2}{4} l_{к} + \frac{d_{В.ЭЛ}^2}{4} l_{В.ЭЛ} + \frac{d_{Г.ЭЛ}^2}{4} l_{Г.ЭЛ} + \frac{d_{В.СЛ.К}^2}{4} l_{В.СЛ.К} + 3 \frac{d_{отв.б}^2}{2} (b_{фл} - b_2) \right) - a_{ЭЛ.К} h_{ЭЛ.К} l_{ЭЛ.К} - a_1 b_1 h_1 - ab_2 h + a_2 b_2 h_{нар}.$$



На рис. 4 представлена расчетная схема объема большой камеры корпуса. Объем большой камеры ЭБМПА определяем по формуле

$$V_{б.к} = V_{з.б.к} - V_{р.шт} - n_{б.пр} V_{б.пр} - n_{б.м} V_{б.м} - V_{пер.ок} - V_{эл} - V_{сл.к} - n_{м.м} V_{м.м} - n_{м.пр} V_{м.пр} - V_{м.к.р} - n_{отв.б} V_{отв.б}, \quad (4)$$

где $V_{з.б.к}$ — объем заготовки для большой камеры корпуса; $V_{р.шт}$ — объем резьбовой части штуцеров; $V_{б.пр}$ — объем большой прокладки, включая большую камеру разделения раствора; $V_{б.м}$ — объем, занимаемый большим мембранным пакетом; $V_{пер.ок}$ — объем переточного окна; $V_{эл}$ — объем канала для подвода электрического тока; $V_{сл.к}$ — объем канала для слива пермеата; $V_{м.м}$ — объем, занимаемый малым мембранным пакетом; $V_{м.пр}$ — объем малой прокладки; $V_{м.к.р}$ — внутренний объем малой камеры разделения раствора; $V_{отв.б}$ — объем отверстий под болты; $n_{б.пр} = 2$ и $n_{м.пр} = 2$ — числа больших и малых прокладок; $n_{б.м} = 2$ и $n_{м.м} = 2$ — числа больших и малых мембранных пакетов; $n_{отв.б} = 6$ — число отверстий под болты в большой камере корпуса.

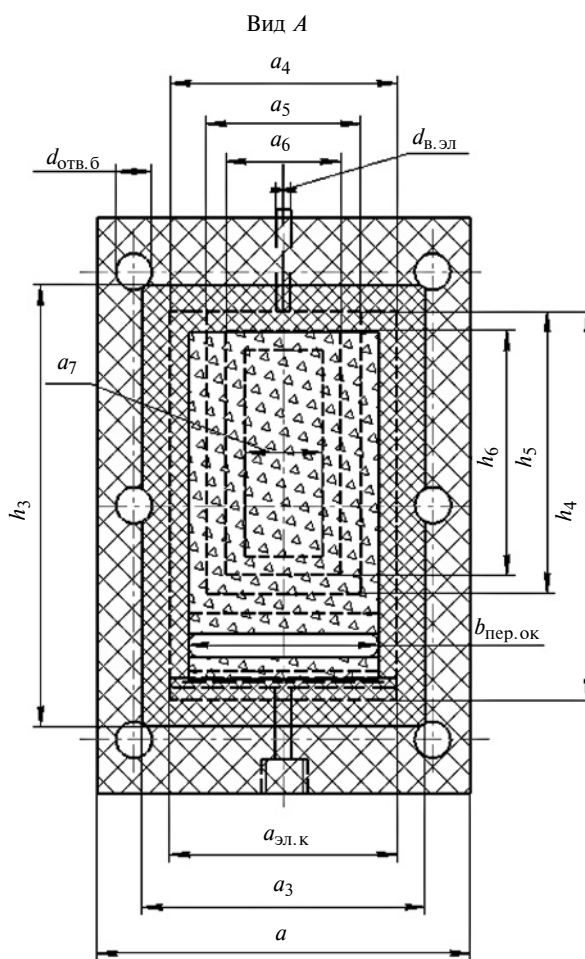


Рис. 4. Расчетная схема объема большой камеры корпуса ЭБМПА

Подставив габаритные параметры и объемы каналов в формулу (4), получим:

$$\begin{aligned}
 V_{б.к} = & ab_{б.к}h - \frac{\pi d_{р.шт}^2}{4} l_{р.шт} - 2a_3b_3h_3 - \\
 & - 2a_4b_4h_4 - b_{пер.ок}h_{пер.ок}l_{пер.ок} - \\
 & - \left(\frac{\pi d_{в.эл}^2}{4} (l_{в.эл}^1 + l_{в.эл}^2) + \frac{\pi d_{г.эл}^2}{4} l_{г.эл} \right) - \\
 & - \left(\frac{\pi d_{в.сл.к}^2}{4} l_{в.сл.к} + a_{эл.к}h_{эл.к}l_{эл.к} \right) - 2a_5b_5h_5 - \\
 & - 2(a_5b_5h_5 - a_6b_6h_6) - a_7b_7h_7 - 6 \frac{\pi d_{отв.б}^2}{4} b_{б.к}, \quad (5)
 \end{aligned}$$

где a и h — ширина и высота заготовки; $b_{б.к}$ — толщина заготовки большой камеры корпуса; $d_{р.шт}$ и $l_{р.шт}$ — диаметр и длина резьбы под штуцер; a_3 и h_3 — ширина и высота наружной части большой прокладки; b_3 — толщина большой прокладки; a_4 и h_4 — ширина и высота, занимаемая большим мем-

бранным пакетом; b_4 — толщина, занимаемая большим мембранным пакетом; $a_{пер.ок}$ и $h_{пер.ок}$ — ширина и высота переточного окна; $l_{пер.ок}$ — длина переточного окна; $V_{в.эл}$ и $V_{г.эл}$ — объемы вертикального и горизонтального каналов для подвода электрического тока; $d_{в.эл}$ и $l_{в.эл}^1, l_{в.эл}^2$ — диаметр и длина первого и второго участка вертикального канала для подвода электрического тока; $d_{г.эл}$ и $l_{г.эл}$ — диаметр и длина горизонтального канала для подвода электрического тока; $V_{в.сл.к}$ и $V_{эл.к}$ — объемы вертикального и эллиптического канала для слива пермеата; $d_{в.сл.к}$ и $l_{в.сл.к}$ — диаметр и длина вертикального канала для слива пермеата; $a_{эл.к}, l_{эл.к}$ и $h_{эл.к}$ — ширина, длина и высота эллиптического канала; a_5 и h_5 — ширина и высота, занимаемая малым мембранным пакетом; b_5 — толщина, занимаемая малым мембранным пакетом; a_6 и h_6 — ширина и высота внутренней части малой прокладки; b_6 — толщина малой прокладки; a_7 и h_7 — ширина и высота малой камеры разделения раствора; b_7 — длина малой камеры разделения; $d_{отв.б}$ — диаметр отверстий под болты.

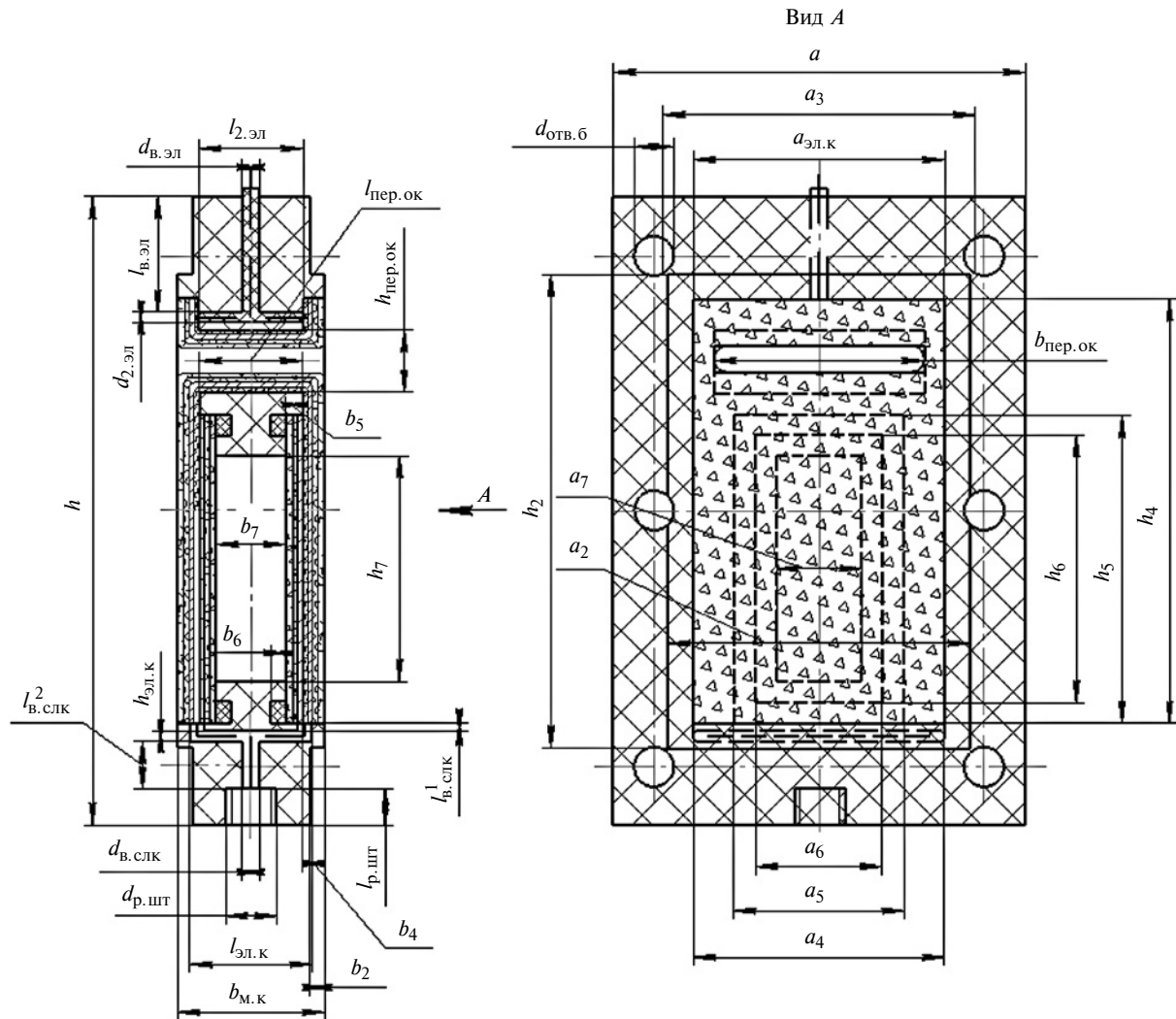


Рис. 5. Расчетная схема объема малой камеры корпуса ЭБМПА

Упростив выражение (5), получим:

$$V_{б.к} = ab_{б.к}h - \pi \left(\frac{d_{р.шт}^2}{4} l_{р.шт} + \frac{d_{в.эл}^2}{4} (l_{в.эл}^1 + l_{в.эл}^2) + \frac{d_{г.эл}^2}{4} l_{г.эл} + \frac{d_{в.сл.к}^2}{4} l_{в.сл.к} + 3 \frac{d_{отв.б}^2}{2} b_{б.к} \right) - a_{эл.к} h_{эл.к} l_{эл.к} - b_{пер.ок} h_{пер.ок} l_{пер.ок} - 2a_3 b_3 h - 2a_4 b_4 h_4 - 4a_5 b_5 h_5 + a_6 b_6 h_6 - a_7 b_7 h_7.$$

На рис. 5 представлена расчетная схема объема малой камеры корпуса. Объем малой камеры ЭБМПА определяем по формуле

$$V_{м.к} = V_{з.м.к} - V_{р.шт} - n_{б.м} V_{б.м} - V_{пер.ок} - V_{эл} - V_{сл.к} - n_{м.м} V_{м.м} - n_{м.пр} V_{м.пр} - V_{м.к.р} - n_{нар} V_{нар} - n_{отв.б} V_{отв.б}, \quad (6)$$

где $V_{з.м.к}$ — объем заготовки для большой камеры; $V_{р.шт}$ — объем резьбовой части штуцеров; $V_{б.м}$ — объем, занимаемый большим мембранным пакетом; $V_{пер.ок}$ — объем переточного окна; $V_{эл}$ — объем канала для подвода электрического тока; $V_{сл.к}$ — объем канала для слива пермеата; $V_{м.м}$ — объем, занимаемый малым мембранным пакетом; $V_{м.пр}$ — объем малой прокладки; $V_{м.к.р}$ — внутренний объем малой камеры разделения раствора; $V_{нар}$ — объем наружного выреза в малой камере корпуса; $V_{отв.б}$ — объем отверстий под болты; $n_{м.пр} = 2$ — число малых прокладок; $n_{б.м} = 2$ и $n_{м.м} = 2$ — числа больших и малых мембранных пакетов; $n_{нар} = 2$ — число наружных вырезов в малой камере корпуса; $n_{отв.б} = 6$ — число отверстий под болты в малой камере корпуса.

Подставив габаритные параметры и объемы каналов в формулу (6), получим:

$$V_{м.к} = ab_{м.к}h - \frac{\pi d_{р.шт}^2}{4} l_{р.шт} - 2a_4 b_4 h_4 - b_{пер.ок} h_{пер.ок} l_{пер.ок} - \left(\frac{\pi d_{в.эл}^2}{4} l_{в.эл} + \frac{\pi d_{г.эл}^2}{4} l_{г.эл} \right) - \left(\frac{\pi d_{в.сл.к}^2}{4} (l_{в.сл.к}^1 + l_{в.сл.к}^2) + a_{эл.к} h_{эл.к} l_{эл.к} \right) - 2a_5 b_5 h_5 - 2(a_5 b_5 h_5 - a_6 b_6 h_6) - a_7 b_7 h_7 - 2(ab_2 h - a_2 b_2 h_{нар}) - 6 \frac{\pi d_{отв.б}^2}{4} (b_{м.к} - n_{нар} b_2), \quad (7)$$

где a и h — ширина и высота заготовки; $b_{м.к}$ — толщина заготовки малой камеры корпуса; $d_{р.шт}$ и $l_{р.шт}$ — диаметр и длина резьбы под штуцер; a_4 и h_4 — ширина и высота, занимаемая большим мембранным пакетом; b_4 — толщина, занимаемая большим мембранным пакетом; $a_{пер.ок}$ и $h_{пер.ок}$ — ши-

Данные для расчета и стоимости ЭБМПА из разных материалов

Материала	ρ , кг/м ³	m , кг	Цена материала, тыс. руб/кг	Стоимость корпуса, тыс. руб.
Капролон ПА 6	1160	12,99	0,480	6,24
Ertalon 6 PLA PA 6	1150	12,88	0,585	7,54
Nylatron66SAFST	1140	12,77	0,750	9,58

рина и высота переточного окна; $l_{пер.ок}$ — длина переточного окна; $V_{в.эл}$ и $V_{г.эл}$ — объемы вертикального и горизонтального каналов для подвода электрического тока; $d_{в.эл}$ и $l_{в.эл}$ — диаметр и длина вертикального канала для подвода электрического тока; $d_{г.эл}$ и $l_{г.эл}$ — диаметр и длина горизонтального канала для подвода электрического тока; $V_{в.сл.к}$ и $V_{эл.к}$ — объемы вертикального и эллиптического канала для слива пермеата; $d_{в.сл.к}$, $l_{в.сл.к}^1$ и $l_{в.сл.к}^2$ — диаметр и длина первого и второго участка вертикального канала для слива пермеата; $a_{эл.к}$, $l_{эл.к}$ и $h_{эл.к}$ — ширина, длина и высота эллиптического канала; a_5 и h_5 — ширина и высота, занимаемая малым мембранным пакетом; b_5 — толщина, занимаемая малым мембранным пакетом; a_6 и h_6 — ширина и высота внутренней части малой прокладки; b_6 — толщина малой прокладки; a_7 и h_7 — ширина и высота малой камеры разделения раствора; b_7 — длина малой камеры разделения; a_2 и $h_{нар}$ — ширина и высота наружной части выреза; b_2 — глубина выреза; $d_{отв.б}$ — диаметр отверстий под болты.

Упростив выражение (7), получим:

$$V_{м.к} = ab_{м.к}h - \pi \left(\frac{d_{р.шт}^2}{4} l_{р.шт} + \frac{d_{в.эл}^2}{4} l_{в.эл} + \frac{d_{г.эл}^2}{4} l_{г.эл} + \frac{d_{в.сл.к}^2}{4} (l_{в.сл.к}^1 + l_{в.сл.к}^2) + 3 \frac{d_{отв.б}^2}{2} (b_{м.к} - n_{нар} b_2) \right) - a_{эл.к} h_{эл.к} l_{эл.к} - b_{пер.ок} h_{пер.ок} l_{пер.ок} - 2a_4 b_4 h_4 - 4a_5 b_5 h_5 + 2a_6 b_6 h_6 - a_7 b_7 h_7 - 2ab_2 h + 2a_2 b_2 h_{нар}.$$

Результаты расчета общего объема корпуса разработанного ЭБМПА и объемов составляющих его элементов представлены в табл. 1.

Массу ЭБМПА определяем по формуле $m = \rho V_a$, где ρ — плотность материала (плотность капролона ПА 6 составляет ПА6 кг/м³); V_a — объем материала, необходимого для изготовления ЭБМПА.

Выполнены расчеты стоимости разработанного ЭБМПА из разных диэлектрических материалов (табл. 2), которые показали, что экономичнее для его изготовления использовать капролон ПА 6.

Определение параметров механизма регулирования подачи объемного насоса с обеспечением постоянной мощности потока на выходе

Рассмотрен механизм регулирования подачи аксиально-поршневого насоса с наклонным диском, работающего с постоянной мощностью. В механизм входят поршень, орган регулирования и две пружины. Методом наименьших квадратов и последовательных приближений определены рабочие показатели механизма — давление включения второй пружины и жесткости пружин. Эффективность регулирования подачи насоса оценивали по относительной погрешности передаваемой мощности.

Ключевые слова: насосная установка, механизм регулирования, подача, давление, мощность, гипербола, аппроксимация.

A mechanism for regulating the feed of an axial-piston pump with an inclined disk operating at constant power is considered. The mechanism includes a piston, a regulator and two springs. By the method of least squares and successive approximations, the working indicators of the mechanism are determined — the pressure of the second spring and the stiffness of the springs. The effectiveness of pump feed control was evaluated by the relative error of the transmitted power.

Keywords: pump installation, control mechanism, feed, pressure, power, hyperbola, approximation.

Насосные установки, обеспечивающие работу гидропривода с постоянной мощностью, широко распространены в промышленности. При конструировании таких насосных установок необходимо добиться того, чтобы орган регулирования подачи насоса обеспечивал на выходе поток рабочей жидкости постоянной мощности (произведение подачи Q насоса и давления p в линии нагнетания) во всех режимах, т. е. $N = Qp = \text{const}$. Конструктивно механическими или гидромеханическими способами выполнить гиперболический закон изменения подачи довольно сложно, поэтому возникает необходимость в аппроксимации. В координатах $Q - p$ график этого закона имеет вид гиперболы — нелинейной функции, которую можно аппроксимировать двумя прямыми — линейными функциями. Конструктивно обеспечить линейную зависимость подачи от давления относительно просто.

При проведении аппроксимации гиперболического закона изменения подачи при изменении давления нагнетания стоит задача размещения и выполнения двух линейных законов, обеспечивающих наиболее полное выполнение передачи мощности, т. е. $N_{\text{гипер}} = N_{\text{аппрок}}$. Прямые линии ап-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 34)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Дыгнерский Ю. И. Обратный осмос и ультрафильтрация. М.: Химия, 1978. 352 с.
2. Дыгнерский Ю. И. Баромембранные процессы. Теория и расчет. М.: Химия, 1986. 272 с.
3. Структурные и проницаемые характеристики ацетатцеллюлозных мембран при очистке промышленных стоков гальванических производств // О. А. Абоносимов, С. И. Лазарев, К. В. Шестаков, А. А. Левин // Химическая технология. 2018. Т. 19. № 2. С. 74—80.
4. Ковалев С. В. Электробаромембранный аппарат трубчатого типа с дифференцированным выделением ионов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2014. № 4. С. 27—29.
5. Ковалев С. В., Лазарев С. И., Эрлих А. В. Экспериментальные исследования кинетических коэффициентов обратноосмотического разделения сульфатсодержащих растворов // Конденсированные среды и межфазные границы. 2010. Т. 12. № 2. С. 128—132.
6. Москвин Л. Н., Царицина Л. Г. Методы разделения и концентрирования в аналитической химии. Л.: Химия, 1991. 256 с.
7. Кинетика электробаромембранного разделения водных сульфатсодержащих растворов / С. И. Лазарев, А. С. Горбачев, Г. С. Кормильцин, О. А. Абоносимов // Конденсированные среды и межфазные границы. 2008. Т. 10. № 1. С. 29—34.

8. Пат. 2403957 Рос. Федерация: В01D 61/42, В01D 61/46. Электробаромембранный аппарат плоскокамерного типа.

9. Проектирование и расчет электробаромембранных аппаратов плоскокамерного типа для очистки промышленных стоков / К. С. Лазарев, С. В. Ковалев, С. И. Лазарев, В. И. Кочетов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2013. № 5. С. 5—9.

10. Пат. 2447930 Рос. Федерации: В01D 61/42, В01D 61/14. Электробаромембранный аппарат плоскокамерного типа.

11. Flat-chamber electrobaromembrane apparatus with improved characteristics and its calculation method / S. I. Lazarev, S. V. Kovalev, O. A. Kovaleva et al. // Chemical and Petroleum Engineering. 2019. V. 55. № 1, 2. P. 114—121.

12. Пат. 2622659 Рос. Федерации: В01D 61/42, В01D 61/46. Электробаромембранный аппарат плоскокамерного типа.

13. Пат. 2689617 Рос. Федерации: МПК В01D 61/42, В01D 61/14. Электробаромембранный аппарат плоскокамерного типа.

14. Разработка конструкции и расчет эффективной площади разделения электробаромембранного аппарата плоскокамерного типа / С. И. Лазарев, С. В. Ковалев, О. А. Ковалева, Д. Н. Коновалов // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2019. № 5. С. 3—7.

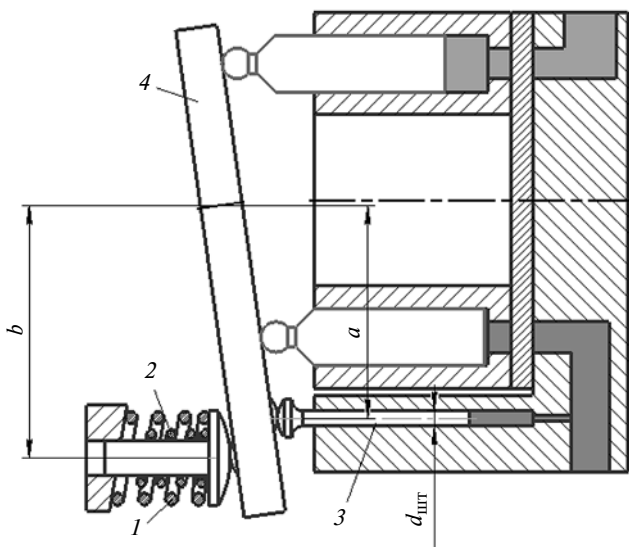


Рис. 1. Конструктивная схема механизма регулирования подачи насоса

проксимации проводят через крайние точки p_0 и p_{\max} диапазона изменения давления. Для выполнения этой задачи необходимо провести как можно более точную аппроксимацию, позволяющую определить момент рабочего включения пружины 2 (рис. 1), т. е. $p_{\text{вкл}}$, и исходя из этого найти предварительное поджатие z_0 пружины 1, жесткости c_1 и c_2 пружин, диаметр $d_{\text{шт}}$ поршня-штока 3, а также размеры плеч a и b (см. рис. 1).

На рис. 1 представлена конструктивная схема механизма регулирования подачи аксиально-поршневого насоса с наклонным диском, который при повороте в пределах $0 \div 20^\circ$ изменяет рабочий объем насоса, что соответствует в этих пределах линейному закону.

Постоянная мощность $N = Qp = \text{const}$ в координатах $Q - p$ определяется гиперболическим (теоретическим) законом $Q_T = N/p$. При обеспечении насоса рычажным механизмом закон изменения подачи будет иметь вид $Q(p_i)$, где индекс i соответствует определенному участку аппроксимации, в рассматриваемом случае $i = 1$ и 2. В принятом варианте механизм регулирования подачи содержит две пружины (1, 2) разной жесткости и поршень-шток 3, в полость которого подается управляющий сигнал рабочей жидкости из полости нагнетания, давление в которой определяется внешней нагрузкой потребителя нагнетаемого потока рабочей жидкости. Механизм поворачивает орган регулирования подачи насоса — наклонный диск 4. Пружина 1 (см. рис. 1) работает в диапазоне давления нагнетания $p_0 \leq p_1 \leq p_{\text{вкл}}$ (рис. 2). Первоначальное поджатие этой пружины обеспечивает удержание наклонного диска в максимально повернутом положении до начального давления p_0 регулирования подачи. Пружина 2 (см. рис. 1) включается при до-

стижении необходимого давления $p_{\text{вкл}}$ нагнетания рабочей жидкости (при определенном угле наклона наклонного диска), величина которого определяется законом $Q(p_i)$, представленным на рис. 2. В дальнейшем обе пружины работают вместе в диапазоне давления нагнетания $p_{\text{вкл}} \leq p_2 \leq p_{\max}$. Соединение с линией нагнетания насоса торцевой полости перемещающегося поршня-штока и наличие пружинной группы позволяют регулировать подачу в зависимости от давления нагнетания. Пружины и поршень-шток механизма регулирования подачи конструктивно могут иметь разные плечи относительно оси вращения наклонного диска. Такая конструкция позволяет обеспечить постоянную мощность насоса с возможно меньшей погрешностью.

Рабочие параметры, соответствующие каждому диапазону изменения давления, обозначены индексами 1 и 2.

В теоретическом варианте регулирования зависимость подачи Q насоса от давления p имеет вид $QT_p = N = \text{const}$ в диапазоне $p_0 \leq p \leq p_{\max}$. В случае аппроксимации имеем:

$$\begin{cases} Q_1(p_1) = A_1 - B_1 p_1, & p_0 \leq p_1 < p_{\text{вкл}}; \\ Q_2(p_2) = A_2 - B_2 p_2, & p_{\text{вкл}} \leq p_2 \leq p_{\max}, \end{cases} \quad (1)$$

где A_1, A_2, B_1, B_2 — коэффициенты.

Для повышения эффективности определения параметров регулирования выведем формулу для нахождения $p_{\text{вкл}}$, которая позволила бы, учитывая диапазон изменения давления от p_0 до p_{\max} , регулировать подачу насоса с возможно меньшей погрешностью. Для этого перейдем к безразмерным величинам.

Максимальная подача насоса $Q_{\max} = A_1 - B_1 p_0$ осуществляется в момент начала регулирования. Поделив подачи насоса $Q_1(p)$ и $Q_2(p)$, определяе-

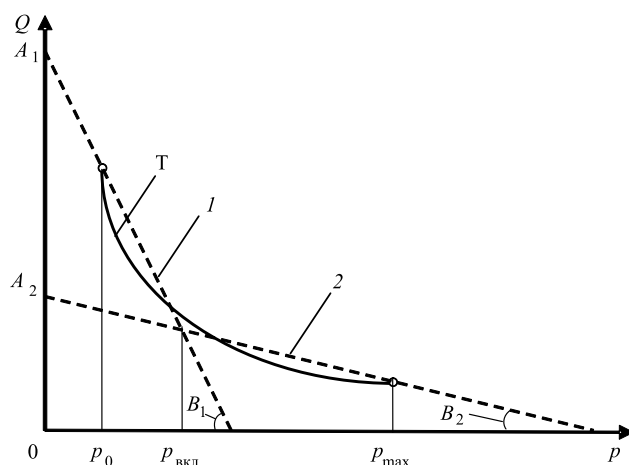


Рис. 2. Теоретическая рабочая характеристика (Т) насоса с механизмом регулирования подачи и аппроксимирующие прямые 1, 2

мые системой уравнений (1), на Q_{\max} , получаем выражение для определения подачи насоса в безразмерном виде:

$$\begin{cases} \overline{Q}_1(\bar{p}) = \overline{A}_1 - \overline{B}_1 \bar{p}, & 1 \leq \bar{p} < \bar{p}_{\text{вкл}}; \\ \overline{Q}_2(\bar{p}) = \overline{A}_2 - \overline{B}_2 \bar{p}, & \bar{p}_{\text{вкл}} \leq \bar{p} \leq \bar{p}_{\text{max}}, \end{cases}$$

где $\overline{A}_1 = \frac{A_1}{A_1 - B_1 p_0}$; $\overline{B}_1 = \frac{B_1}{\frac{A_1}{p_0} - B_1}$; $\overline{A}_2 = \frac{A_2}{A_1 - B_1 p_0}$;

$\overline{B}_2 = \frac{B_2}{\frac{A_1}{p_0} - B_1}$; $\bar{p} = \frac{p}{p_0}$; $\bar{p}_{\text{вкл}} = \frac{p_{\text{вкл}}}{p_0}$; $\bar{p}_{\text{max}} = \frac{p_{\text{max}}}{p_0}$.

Зависимость $Q_T(p)$ в безразмерном виде получаем делением уравнения $p Q_T(p) = p_0 Q_T(p_0)$ на $Q_T(p_0)$:

$$\frac{Q_T(p)}{Q_T(p_0)} = p_0/p;$$

$$\overline{Q}_T(\bar{p}) = 1/\bar{p}.$$

В первом приближении $\bar{p}_{\text{вкл}}$ определяем следующим образом. Проводим касательные к графику $\overline{Q}_T(\bar{p})$ в крайних точках диапазона регулирования с координатами $\bar{p}_0 = 1$, $\overline{Q}_T(\bar{p}) = 1$ и \bar{p}_{max} , $\overline{Q}_T(\bar{p}_{\text{max}})$. Точка пересечения двух касательных имеет координаты $\bar{p}_{\text{вкл}}$ и $\overline{Q}(\bar{p}_{\text{вкл}})$, для определения которых находим:

производную функции $\overline{Q}_T(\bar{p})$ в момент начала регулирования насоса:

$$\overline{B}_1 = \frac{d\overline{Q}_T(\bar{p})}{d\bar{p}};$$

производную функции $\overline{Q}_T(\bar{p})$ в точке с координатой $\bar{p} = \bar{p}_{\text{max}}$ (конечный момент регулирования насоса):

$$\overline{B}_2 = \frac{d\overline{Q}_T(\bar{p}_{\text{max}})}{d\bar{p}};$$

$$\overline{A}_1 = \overline{Q}_T(1) - \overline{B}_2,$$

где $\overline{Q}_T(1)$ означает $\overline{Q}_T(\bar{p} = 1)$;

$$\overline{A}_2 = \overline{Q}_T(\bar{p}_{\text{max}}) - \overline{B}_2 \bar{p}_{\text{max}};$$

$$\overline{A}_1 - \overline{B}_1 \bar{p}_{\text{вкл}} = \overline{A}_2 - \overline{B}_2 \bar{p}_{\text{вкл}}. \quad (2)$$

Из выражения (2) имеем:

$$\bar{p}_{\text{вкл}} = \frac{\overline{A}_1 - \overline{A}_2}{\overline{B}_1 - \overline{B}_2}. \quad (3)$$

Для точного определения $\bar{p}_{\text{вкл}}$ продолжаем аппроксимацию методом наименьших квадратов. Для этого необходимо разбить участок от $\bar{p} = 1$ до $\bar{p}_{\text{вкл}}$ на n произвольных частей. Число n лучше выбирать как можно больше.

Приравниваем к нулю частные производные функции $F(\overline{A}_1, \overline{B}_1) = \sum_{i=1}^n [\overline{Q}_T(\bar{p}_i) - (\overline{A}_1 - \overline{B}_1 \bar{p})]^2$ по переменным \overline{A}_1 и \overline{B}_1 :

$$\begin{cases} \frac{\partial F(\overline{A}_1, \overline{B}_1)}{\partial \overline{A}_1} = 0; \\ \frac{\partial F(\overline{A}_1, \overline{B}_1)}{\partial \overline{B}_1} = 0. \end{cases}$$

Получаем коэффициенты \overline{A}_1 и \overline{B}_1 для первого участка:

$$\begin{cases} \overline{A}_1 = \frac{\sum_{i=1}^n \overline{Q}_T(\bar{p}_i) \sum_{i=1}^n \bar{p}_i^2 - \sum_{i=1}^n \overline{Q}_T(\bar{p}_i) \bar{p}_i \sum_{i=1}^n \bar{p}_i}{n \sum_{i=1}^n \bar{p}_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n \bar{p}_i\right)^2}; \\ \overline{B}_1 = \frac{n \sum_{i=1}^n \overline{Q}_T(\bar{p}_i) \bar{p}_i - \sum_{i=1}^n \bar{p}_i \sum_{i=1}^n \overline{Q}_T(\bar{p}_i)}{\left(\sum_{i=1}^n \bar{p}_i\right)^2 - n \sum_{i=1}^n \bar{p}_i^2}. \end{cases} \quad (4)$$

Для второго участка коэффициенты \overline{A}_2 и \overline{B}_2 определяем аналогичным способом. Для этого участок $\bar{p}_{\text{вкл}} \div \bar{p}_{\text{max}}$ разбиваем на m произвольных частей и получаем:

$$\begin{cases} \overline{A}_2 = \frac{\sum_{i=1}^n \overline{Q}_T(\bar{p}_i) \sum_{i=1}^n \bar{p}_i^2 - \sum_{i=1}^n \overline{Q}_T(\bar{p}_i) \bar{p}_i \sum_{i=1}^n \bar{p}_i}{n \sum_{i=1}^n \bar{p}_i^2 - \left(\sum_{i=1}^n \bar{p}_i\right)^2}; \\ \overline{B}_2 = \frac{n \sum_{i=1}^n \overline{Q}_T(\bar{p}_i) \bar{p}_i - \sum_{i=1}^n \bar{p}_i \sum_{i=1}^n \overline{Q}_T(\bar{p}_i)}{\left(\sum_{i=1}^n \bar{p}_i\right)^2 - n \sum_{i=1}^n \bar{p}_i^2}. \end{cases} \quad (5)$$

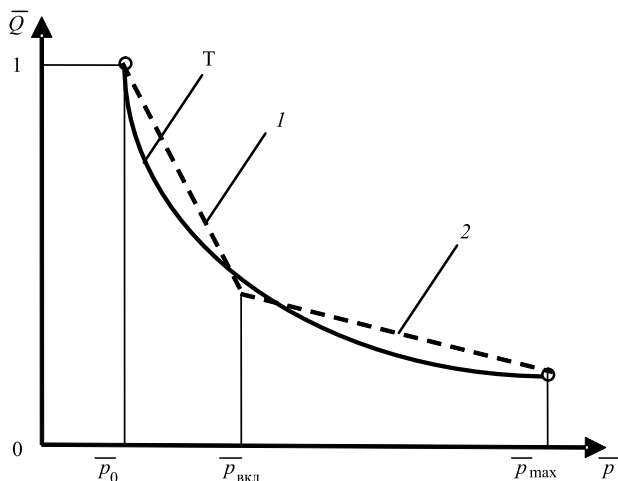


Рис. 3. Теоретическая (Т) и аппроксимированные (1, 2) безразмерные рабочие характеристики насоса с механизмом регулирования подачи

Таким образом, при аппроксимации методом наименьших квадратов и последовательных приближений зависимости давления включения $\bar{p}_{\text{вкл}}$ в диапазоне от $\bar{p}_0 = 1$ до $\bar{p}_{\text{max}} = \frac{p_{\text{max}}}{p_0}$ получаем формулы (4) и (5), с помощью которых определяем коэффициенты $\bar{A}_1, \bar{B}_1, \bar{A}_2, \bar{B}_2$. Результаты приведены в табл. 1.

За критерий точности аппроксимации принимаем равенство площадей (мощностей) под графиками $\bar{Q}_1(\bar{p})$ и $\bar{Q}_2(\bar{p})$ и $\bar{Q}_T(\bar{p})$ (см. рис. 2), т. е.

$$S_1 + S_2 = S_T,$$

где:

$$S_1 = \int_1^{\bar{p}_{\text{вкл}}} \bar{Q}_1(\bar{p}) d\bar{p} \text{ — площадь под графиком } \bar{Q}_1(\bar{p});$$

$$S_2 = \int_{\bar{p}_{\text{вкл}}}^{\bar{p}_{\text{max}}} \bar{Q}_2(\bar{p}) d\bar{p} \text{ — площадь под графиком } \bar{Q}_2(\bar{p});$$

$$S_T = \int_1^{\bar{p}_{\text{max}}} \bar{Q}_T(\bar{p}) d\bar{p} \text{ — площадь под графиком } \bar{Q}_T(\bar{p}).$$

Относительная погрешность в данном случае составляет:

$$\Delta = \frac{S_T - (S_1 + S_2)}{S_T} 100 \%. \quad (6)$$

Зависимость $\bar{p}_{\text{вкл}}$ от \bar{p}_{max} в виде

$$\begin{aligned} \bar{p}_{\text{вкл}} &= 0,71 + 0,311\bar{p}_{\text{max}} = \\ &= 1,021 + 0,311(\bar{p}_{\text{max}} - 1) \end{aligned} \quad (7)$$

получена с учетом $\bar{p}_0 = 1$ и параметров, использованных при определении погрешностей Δ по формуле (6).

На рис. 3 представлены безразмерные рабочие характеристики (Т — теоретическая и 1 и 2 — аппроксимированные) насоса с механизмом регулирования подачи, обеспечивающие постоянную мощность при любой величине давления в принятом диапазоне изменения давления.

Аппроксимирующие прямые не обязательно должны проходить через точки, в которых безразмерная величина подачи насоса равна 1 и $\bar{Q}_T(\bar{p}_{\text{max}})$. Это связано с особенностью метода наименьших квадратов.

С учетом выкладок по определению зависимости $p_{\text{вкл}} = f(p_{\text{max}})$ были проведены поверочные расчеты выбранных параметров механизма, регулирующего подачу с обеспечением постоянной мощности потока рабочей жидкости для насоса мощностью 15 кВт, работающего в интервале давлений от 18 до 40 МПа. Конструктивная схема механизма регулирования подачи насоса и рабочая характеристика насоса с механизмом регулирования подачи подобны показанным соответственно на рис. 1 и на рис. 2. Поверочные расчеты проводились с учетом геометрических параметров a и b ,

Таблица 1

Значения параметров аппроксимации для соответствующих значений \bar{p}_{max}

\bar{p}_{max}	$\bar{p}_{\text{вкл}}$	$\Delta, \%$	\bar{A}_1	\bar{B}_1	\bar{A}_2	\bar{B}_2
1,50	1,116	0,008	2,075	1,067	1,549	0,595
1,75	1,275	0,008	1,803	0,809	1,340	0,445
2,00	1,363	0,007	1,725	0,738	1,217	0,366
2,25	1,440	0,011	1,677	0,696	1,116	0,306
2,50	1,516	0,012	1,632	0,657	1,030	0,259
2,75	1,538	0,037	1,636	0,660	0,980	0,233
3,00	1,615	0,027	1,591	0,621	0,913	0,201

рабочего объема насоса V_0 и с использованием выражений:

$$\begin{cases} Q_1(p_1) = A_1 - B_1 p_1, & p_0 \leq p_1 < p_{\text{вкл}}; \\ Q_2(p_2) = A_2 - B_2 p_2, & p_{\text{вкл}} \leq p_2 \leq p_{\text{max}}. \end{cases}$$

На первом участке ($p_0 \leq p_1 < p_{\text{вкл}}$) сила, действующая со стороны поршня-штока на наклонный диск, противодействует силе, с которой пружина 1 действует на наклонный диск и которая определяется предварительным поджатием z_0 пружины, ее жесткостью c_1 , диаметром $d_{\text{шт}}$ поршня-штока и размерами плеч a и b .

Уравнения равновесия сил относительно оси вращения наклонного диска принимают вид:

$$\sum M_Y = 0;$$

$$F_{01} b = p_0 \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} a,$$

где $F_{01} = c_1 z_0$ — сила, с которой пружина 1 действует на наклонный диск; p_0 — давление в линии нагнетания до момента начала движения, т. е. начала регулирования.

Дальнейшее повышение давления $p_1 > p_0$ вызывает деформацию пружины, тем самым увеличивая силу, с которой она действует на наклонный диск:

$$F_{\text{пр.1}} b = p_1 \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} a; \quad (8)$$

$$F_{\text{пр.1}} = c_1 [z_0 + z_1(p)], \quad (9)$$

где $z_1(p)$ — деформация пружины 1, вызываемая изменением давления; $p_0 < p_1 < p_{\text{вкл}}$.

Зависимость $z_1(p)$ можно выразить через угол наклона диска следующим образом:

$$z_1(p) = b(\text{tg}\gamma_{\text{max}} - \text{tg}\gamma(p)), \quad (10)$$

где γ_{max} и $\gamma(p)$ — максимальный и промежуточный, определяемый давлением p , углы наклона диска.

Подача Q насоса прямо пропорциональна тангенсу угла наклона диска:

$$Q = \frac{V_0}{2\pi} \omega \frac{\text{tg}\gamma(p)}{\text{tg}\gamma_{\text{max}}}, \quad (11)$$

где ω — угловая скорость вала насоса; V_0 — рабочий объем насоса.

Подставив в уравнение (11) уравнения (8)—(10), представим зависимость подачи Q_1 насоса от давления нагнетания $p_0 \leq p_1 \leq p_{\text{вкл}}$ при работе только пружины 1 в виде:

$$Q_1(p) = A_1 - B_1 p_1, \quad (12)$$

$$\text{где } A_1 = \frac{V_0}{2\pi} \omega \left(\frac{z_0}{b \text{tg}\gamma_{\text{max}}} + 1 \right); \quad B_1 = \frac{V_0}{2\pi} \omega \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4 c_1 \text{tg}\gamma_{\text{max}}} \frac{a}{b^2}.$$

При достижении давления нагнетания, равного $p_{\text{вкл}}$, и соответствующего ему угла наклона диска начинает деформироваться пружина 2 жесткостью c_2 . Таким образом, на участке $p_{\text{вкл}} \leq p_2 \leq p_{\text{max}}$ работают одновременно две пружины. Уравнение равновесия относительно оси вращения наклонного диска принимает вид:

$$F_{\text{пр.1}} b + F_{\text{пр.2}} b = p \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} a, \quad (13)$$

где $F_{\text{пр.2}} = c_2 b [\text{tg}\gamma_{\text{вкл}} - \text{tg}\gamma(p)]$ — сила, с которой пружина 2 действует на наклонный диск; c_2 — жесткость пружины 2; $\gamma_{\text{вкл}}$ — угол наклона диска при давлении $p_{\text{вкл}}$, при котором пружина 2 начинает работать. Он зависит от размеров пружины 2 и задается при проектировании насоса.

После преобразования уравнения (11) с учетом уравнений (8)—(10) и (13) получим зависимость подачи Q_2 насоса от давления нагнетания при работе одновременно двух пружин в виде:

$$Q_2(p_2) = A_2 - B_2 p_2, \quad (14)$$

$$\text{где } A_2 = \frac{V_0}{2\pi} \omega \frac{c_1(z_0 + b \text{tg}\gamma_{\text{max}}) + c_2 b \text{tg}\gamma_{\text{вкл}}}{\text{tg}\gamma_{\text{max}} b(c_1 + c_2)};$$

$$B_2 = \frac{\frac{V_0}{2\pi} \omega \frac{\pi d_{\text{шт}}^2 a}{4 b}}{\text{tg}\gamma_{\text{max}} b(c_1 + c_2)}.$$

После вычисления коэффициентов A_1, A_2, B_1, B_2 по формулам (4) и (5), записанным в размерном виде ($p_{\text{вкл}}$ для первого приближения определялся также, как и для безразмерного $\bar{p}_{\text{вкл}}$), определяются все параметры регулирующего органа (жесткости пружин, предварительная деформация пружины 1, угол наклона наклонного диска, при котором в работу вступит пружина 2, диаметр штока, плечи a и b).

Числа n и m участков разбиения выбирали таким образом, чтобы давление изменялось с шагом 0,001 МПа.

Проведенные выкладки показали, что определение момента включения пружины 2 методами наименьших квадратов и последовательных приближений требует достаточно много времени, так как приходится суммировать очень много слагаемых, а также в случае изменения начальных данных (момента начала регулирования — p_0 , конечного момента регулирования — p_{max}) приходится повторно пересчитывать момент включения — $p_{\text{вкл}}$ пружины 2.

Результаты поверочных расчетов величин $p_{вкл}$ и Δ насоса

Номер приближения	1	2	3	4	5	6
$p_{вкл}$, МПа	24,828	25,082	25,268	25,403	25,5	25,569
Δ , %	4,9952	0,0255	0,0238	0,0217	0,0245	0,0205

После определения коэффициентов A_1 , A_2 , B_1 , B_2 вычисляем $p_{вкл}$ по формуле (3) для второго приближения и повторно определяем коэффициенты A_1 , A_2 , B_1 , B_2 по формулам (4) и (5). После каждого приближения по формуле (6) оцениваем относительную погрешность Δ .

В табл. 2 приведены результаты расчета давления включения $p_{вкл}$ и Δ при последовательных приближениях, имеющие большую сходимость с результатами теоретических выкладок.

По разности выполнения передачи мощности $\Delta = N_{аппрок} - N_{гипер}$ после четырех — пяти приближений $\lim \Delta \rightarrow 0$ для рассматриваемого варианта исполнения механизма регулирования подачи было получено $p_{вкл} = 25,27 \div 25,4$ МПа ($\Delta_{\min} = 0,0217$ %).

Из данных табл. 2 можно сделать вывод, что момент включения ($p_{вкл}$) пружины 2 соответствует одной трети диапазона регулируемого давления от момента начала регулирования (p_0). В таком случае получим:

$$p_{вкл} = p_0 + \frac{1}{3}(p_{\max} - p_0) \quad (15)$$

или в безразмерных величинах

$$\bar{p}_{вкл} = 1 + \frac{1}{3}(\bar{p}_{\max} - 1). \quad (16)$$

Выражения (15) и (16) достаточно точно отражают характер поведения и величины параметров в сравнении с формулой (7). Это позволяет заключить, что по выражениям (15) и (16) можно определять момент включения пружины 2 (см. рис. 1) с достаточно высокой точностью и применять эти выражения для диапазона изменения давления относительной протяженности $1 \div 3$.

Относительные погрешности передачи мощности в отдельных характерных точках характеристики изменения подачи, например, в двух крайних точках и одной точке пересечения двух аппроксимирующих прямых, не превышают ± 1 %.

Таким образом, подтверждена возможность использования метода наименьших квадратов для определения параметров механизма регулирования подачи аксиально-поршневого насоса, обеспечивающего подачу потока рабочей жидкости с постоянной мощностью на выходе с очень малыми по-

терями (практически полное использование располагаемой входной мощности).

Практическая проверка выбора параметров механизма, регулирующего подачу с обеспечением постоянной мощности потока рабочей жидкости, для насоса мощностью 15 кВт, работающего в интервале давлений $18 \div 40$ МПа, подтвердила результаты математических выкладок.

Выводы

1. Предложенный метод определения величины давления включения пружины 2 (см. рис. 1) с учетом диапазона изменения давления $p_0 \div p_{\max}$ позволяет создать и определить параметры и размеры высокоэффективного механизма регулирования подачи насоса.

2. Результаты исследований безразмерным методом показали:

величина давления включения пружины 2 в пределах полученных погрешностей зависит от величины изменения давления нагнетания $p_{\max} - p_0$;

для практического определения давления включения пружины 2 можно рекомендовать выражение (15).

3. Остальные параметры механизма (жесткости пружин, предварительную деформацию пружины 1; угол наклона диска, при котором в работу вступит пружина 2; диаметр штока, а также плечи a и b) следует определять, исходя из полученных выражений, по формулам (12) и (14), учитывая конкретные конструктивные размеры механизма регулирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Борисов Б. П.** Объемные гидромашины. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. 240 с.
2. **Никитин О. Ф.** Гидравлика и гидропневмопривод. 2-е изд. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2012. 418 с.
3. **Орлов Ю. М.** Объемные гидромашины и гидропередачи: учебник. М.: Машиностроение, 2006.
4. **Волков Е. А.** Численные методы: учеб. пос. для вузов. М.: Наука, 1987. 248 с.
5. **Калигин Н. Н.** Численные методы. М.: Наука, 1978. 512 с.
6. **Власова Е. А., Зарубин В. С., Кувыркин Г. Н.** Приближенные методы математической физики / Под ред. В. С. Зарубина, А. П. Крищенко. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 704 с.
7. **Линейная аппроксимация** // prog-cpp.ru: сайт, 2015. URL: <https://prog-cpp.ru/mnk>

УДК 678.6

А. А. КЫЧКИН, А. К. КЫЧКИН, канд. техн. наук, М. П. ЛЕБЕДЕВ, чл.-кор. РАН, д-р техн. наук (ИФТПС СО РАН им. В. П. Ларионова, г. Якутск), О. С. ТАТАРИНЦЕВА, д-р техн. наук, Д. Е. ЗИМИН канд. техн. наук (ИПХЭТ СО РАН, г. Бийск), e-mail: icen.kychkin@mail.ru

Исследование физико-механических свойств базальтокомпозитов на основе эпоксиангидридного связующего, модифицированного силикатными наночастицами¹

Исследовано влияние наномодификации силикатными наночастицами полимерной матрицы на основе эпоксиангидридного связующего на эксплуатационные свойства базальтопластиковых материалов. В качестве наномодификатора использовали наночастицы SiO₂ размером 20÷35 нм.

Ключевые слова: базальтокомпозит, эпоксиангидридное связующее, базальтовое волокно, модифицирование, прочность, влагоперенос.

The influence of nanomodification by a silicate nanoparticles of a polymer matrix based on an epoxy anhydride binder on the performance properties of basalt-plastic materials is studied. SiO₂ nanoparticles with a size of 20—35 nm were used as a nanomodifier.

Keywords: basaltocomposite, epoxy anhydride binder, basalt fiber, modification, strength, moisture transfer.

В машиностроении все чаще используют неметаллические полимерные композиционные материалы и, в частности, волокнистые полимерные композиционные материалы (ВПКМ) с анизотропными и высокими упруго-прочностными свойствами. Однако для широкого применения ВПКМ, особенно в высоконагруженных и высокопрочных конструкциях, сдерживающим фактором являются недостаточные вязкость разрушения и трещиностойкость полимерной матрицы, что сокращает срок эксплуатации ВПКМ. Особенно это проявля-

ется при применении эпоксидных смол в качестве основы полимерного связующего, которые наиболее часто используют для изготовления ВПКМ конструкционного назначения.

Устранить данную проблему можно модификацией уже существующих или созданием новых полимерных матриц. При этом на создание новых полимерных композиций требуется больше времени и материальных затрат по сравнению с их модификацией.

Цель данной работы — установление влияния силикатных наночастиц при модификации полимерной матрицы на свойства базальтопластиковых (БП) материалов.

В данном исследовании была принята исходная рецептура эпоксиангидридного связующего ЭДИ: 100 ч. по массе ЭД-20; 75 ч. ИМТГФА; 1,4 ч. УП 606/2, а также режимы отверждения: нагревание при температуре 120÷450 °С в течение 0,5 ч; термообработка при температуре 150 °С в течение 2 ч, обеспечивающие необходимые реологические и физико-механические показатели [1]. В качестве наномодификатора использовали силикатные наночастицы SiO₂ размером 20÷35 нм с разной удельной поверхностью: 20; 70; 135 м²/г.

Для сравнительной оценки основных параметров волокон рассматривали стеклянный ровинг ЕС 13-420-76 и базальтовый НРБ 13-2520-КВ-02, с которых предварительно удалили замасливание.

Химическую стойкость волокон оценивали по потере массы после трехчасового кипячения в дистиллированной воде и в растворах HCl и NaOH. Смачиваемость волокон наномодифицированным связующим ЭДИ-М оценивали по изменению краевого угла смачивания, измеряемого методом покоящейся капли.

Прочностные показатели связующего ЭДИ-М в пластике определяли на образцах из микропластика, изготовленных пропиткой базальтовой нити

¹ В ИФТПС СО РАН исследования проведены в рамках Программы ПЛ28.1 «Разработка междисциплинарных научных основ создания новых материалов и применения перспективных технологий для экстремальных условий эксплуатации». В ИПХЭТ СО РАН работы выполнены по приоритетному направлению V.49 Программы фундаментальных исследований РАН «Фундаментальные исследования в области химии и материаловедения в интересах обороны и безопасности страны» с использованием оборудования Бийского регионального центра коллективного пользования СО РАН.

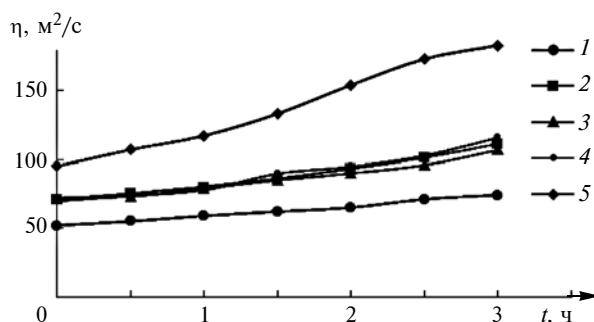


Рис. 1. Зависимости изменения вязкости η связующего от содержания НДН (аэросила) $C_{\text{НДН}} = 0$ (1); 0,25 (2); 0,5 (3); 0,75 (4); 1 % (5) при температуре $T = 40$ °С

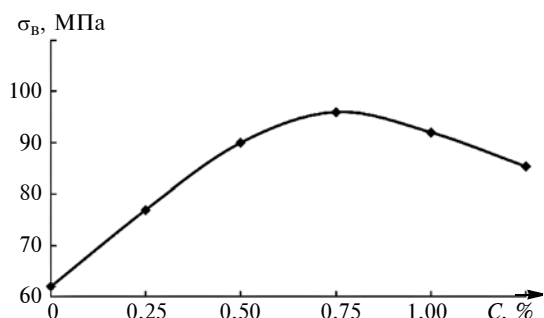


Рис. 2. Зависимость предела прочности $\sigma_{\text{в}}$ связующего от содержания $C_{\text{НДН}} \text{SiO}_2$

наномодифицированным связующим с последующим ступенчатым отверждением.

Физико-механические свойства и процесс влагопереноса в БП на основе базальтового ровинга и эпоксидных связующих (традиционного ЭДИ и модифицированного силикатными наночастицами ЭДИ-М) исследовали на образцах разных форм и размеров — БП стержней, вырезанных вдоль и поперек осевого направления из труб, изготовленных косослойной продольно-поперечной намоткой.

Прочностные показатели базальтокомпозитных стержней определяли согласно ГОСТ 31938—2012 (ISO 10406-1—2008, NEQ) на испытательной машине Zwick/Roel Z600 (BPC — F0600TN.R09, № 160088—2008, ГОСТ 12004—81).

Эксперименты показали, что при увеличении в связующем процентного содержания $C_{\text{НДН}}$ нанодисперсного наполнителя (НДН) (с 0,25 до 0,75 %) вязкость композита возрастает (рис. 1), однако она остается достаточной для переработки полимера намоткой и пултрузией.

Установлено, что термостойкость, определяемая пространственной структурой полимера, не зависит от содержания модификатора, воздействия ультразвука, времени вакуумирования и составляет $T_c = 88 \pm 2$ °С. При этом с введением НДН прочность на изгиб повышается и достигает максимального значения при $C_{\text{НДН}} = 0,75$ % (рис. 2), что согласуется с результатами работ [2—5]. Это указы-

вает на положительное влияние нанодисперсных частиц SiO_2 .

При создании полимерных композитов для работы в экстремальных условиях (повышенная влажность, агрессивная среда, высокие температуры и механические нагрузки) необходимо обоснованно выбирать армирующий наполнитель, так как прочностные показатели, в первую очередь, зависят от свойств волокон. В данном исследовании использовали стеклянный ровинг ЕС 13-420—76 и базальтовый НРБ 13-2520-КВ—02, с которых предварительно были удалены продукты замасливания.

Эксперименты показали преимущества базальтового ровинга по термостойкости, так как его масса практически не изменяется при температурах $T = 100 \div 700$ °С. Стеклянное волокно при нагревании выше 500 °С теряет до 4,5 мас. %. Кроме того, при нагревании базальтовых волокон до температуры 400 °С их прочность снижается незначительно (<15 %), а прочность стеклянных волокон снижается на 50 %. Прочность базальтового волокна после термообработки при $T = 600$ °С в четыре раза превысила прочность стеклянного волокна.

Химическую стойкость волокон оценивали по потере массы после трехчасового кипячения в дистиллированной воде и в растворах HCl и NaOH. Установлено, что базальтовые волокна обладают большей стойкостью в щелочных и, особенно в кислых средах по сравнению со стеклянными волокнами. Прочность базальтовых волокон практически не изменяется после их выдержки в среде с абсолютной влажностью в течение 120 сут., в то время как стеклянные волокна алюмоборосиликатного состава теряют 28 % прочности уже после 64 сут. Это указывает на то, что использование в композитах базальтовых волокон в место стеклянных повысить их эффективность при работе в экстремальных условиях.

Одним из условий хорошего полимолекулярного контакта между компонентами является полное смачивание волокон при пропитке. Смачиваемость волокон связующим ЭДИ-М оценивали по изменению краевого угла смачивания методом покоящей капли.

Эксперименты показали, что базальтовое волокно смачивается эпоксидным связующим лучше, чем стеклянное волокно (рис. 3).

С повышением температуры смачиваемость волокон повышается. При этом изменения угла θ_c смачивания для стеклянного и базальтового ровингов аналогичны зависимостям, полученным при нормальной температуре.

Пропитка является одним из определяющих факторов, влияющих на физико-механические и эксплуатационные свойства композитов. Поскольку из-за оптической непрозрачности базальтового волокна исследование процесса пропитки его связующим под микроскопом затруднено, использо-

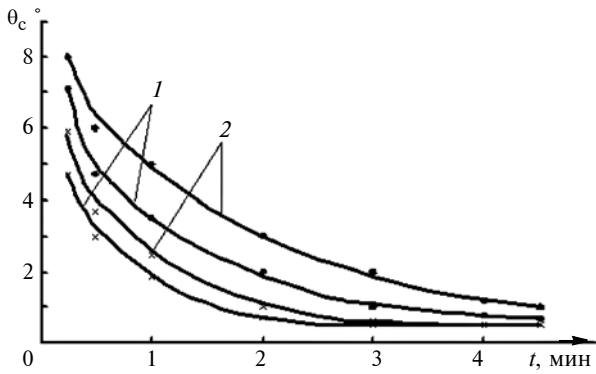


Рис. 3. Зависимости угла θ_c смачиваемости стеклянного (1) и базальтового (2) волокон связующим ЭДИ-М от времени t при $T = 20$ (x) и 50 °C (•)

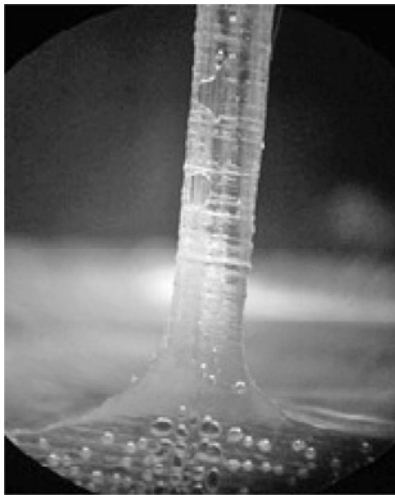


Рис. 4. Пропитка базальтовой нити связующим ЭДИ-М

вали экспресс-метод для оценки пропитки армирующих материалов с помощью катетометра В-630 (рис. 4).

Скорость и степень пропитки эпоксидным связующим базальтового волокна превосходят эти показатели для стеклянного волокна (рис. 5), что указывает на лучшее его смачивание полимером.

Зависимость вязкости модифицированного наночастицами связующего от температуры (рис. 6) показывает, что необходимая для переработки исследуемого материала вязкость ($0,35 \div 0,80$ Па·с) реализуется при низких температурах, что позволит снизить энергозатраты при изготовлении изделий.

Кинетика реакции отверждения нанокompозита вследствие сильного взаимодействия между наночастицами и эпоксидной смолой значительно отличается от кинетики ненаполненной полимерной матрицы (рис. 7). Нанодисперсные частицы SiO_2 замедляют ее и повышают температуру превращения, что согласуется с данными, приведенными в работах [6, 7].

Адгезионное взаимодействие связующего и волокна определяли по разрушающему напряжению

при межслоевом сдвиге микропластиков относительно друг друга. Эксперименты показали, что введение в связующее $0,25 \div 1$ мас. % наночастиц SiO_2 повышает прочность микропластика на сдвиг на $25 \div 28$ % (рис. 8, а). Это обусловлено увеличением прочности микропластиков в трансверсальном направлении, что повышает энергетические затраты на образование поверхности разрушения и пластическую деформацию.

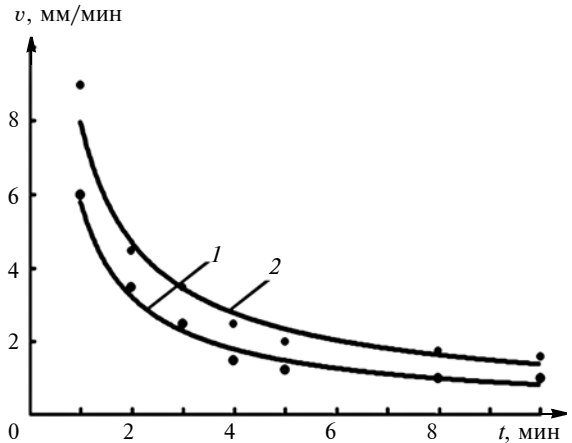


Рис. 5. Зависимости скорости v пропитки стеклянного (1) и базальтового (2) волокон связующим ЭДИ-М от времени t при $T = 20$ °C

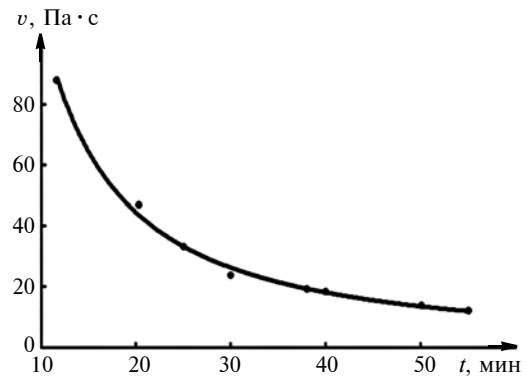


Рис. 6. Зависимость вязкости ν связующего ЭДИ-М от температуры T

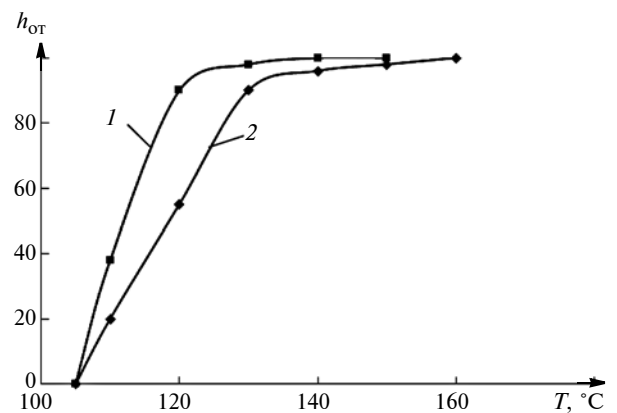


Рис. 7. Зависимости относительной глубины $h_{от}$ отверждения ЭДИ-М (1) и нанокompозита на его основе (2) от температуры T

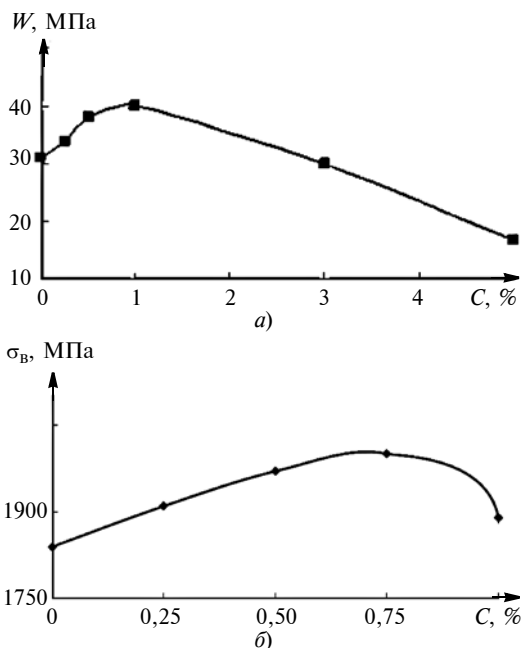


Рис. 8. Зависимости адгезионной прочности W пластика (а) и предела прочности σ_b при растяжении микропластика (б) от $C_{\text{НДН}}$

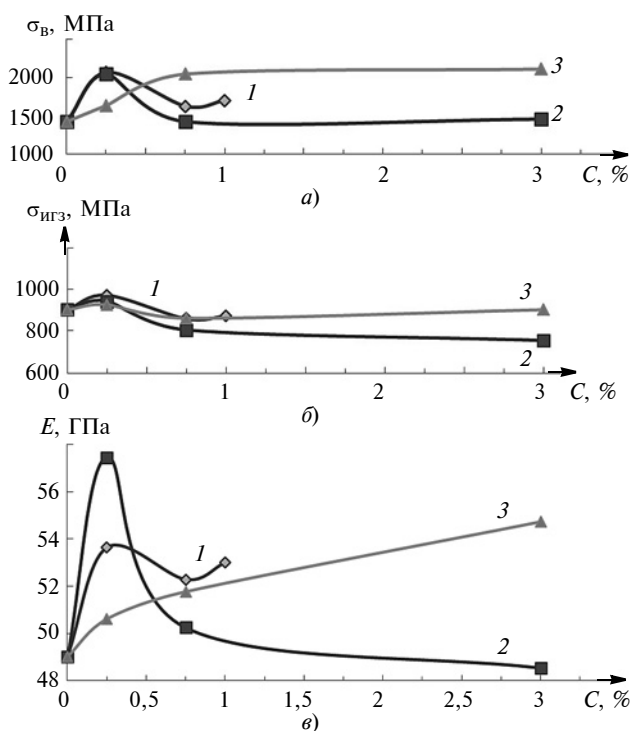


Рис. 9. Зависимости предела прочности $\sigma_{\text{изг}}$ при изгибе (а), предела прочности σ_b при растяжении (б) и модуля E упругости (в) от $C_{\text{НДН}}$ при введении в связующее наночастиц Т-20 (1); Т-70 (2); Т-135 (3)

При дальнейшем увеличении содержания наночастиц сдвиговая прочность снижается из-за роста локальных напряжений в связующем ввиду наличия слишком крупных агломератов модификатора.

Повышение прочности микропластиков наблюдается во всем исследуемом интервале содержания

силикатных наночастиц ($0,25 \div 1$ мас. %), максимальное повышение прочности наблюдается у образцов при $C_{\text{НДН}} = 0,75$ % (рис. 8, б). Такая же тенденция проявляется и на образцах однонаправленного пластика. Прочностные характеристики образцов БП стержней исследованы на растяжение и статический изгиб.

На рис. 9 представлены зависимости изменения прочностных показателей МБП от процентного содержания НДН.

Исследовали образцы стержней из МБП разной модификации. В обозначении Т-20-0,25 первое число указывает удельную поверхность наночастиц, второе число — процентное содержание НДН по массе.

Высокую прочность МБП обеспечивает введение в связующее 0,25 мас. % наночастиц Т-20 и Т-70, а также 3 мас. % наночастиц Т-135 (табл. 1).

Полученные данные согласуются с результатами, полученными при исследовании прочности микропластика (см. рис. 4). При модификации наночастицы внедряются в микротрещины и дефектные зоны, что предотвращает трещинообразование композитов, снижает внутренние напряжения. Это повышает предел прочности при межслоевом сдвиге и растяжении.

Влагоперенос в БП, изготовленных на основе базальтового ровинга и эпоксидных связующих, т. е. ЭДИ и модифицированного силикатными наночастицами ЭДИ-М, исследовали на образцах разных форм и размеров, вырезанных вдоль и поперек осевого направления из труб, которые получали косослойной продольно-поперечной намоткой. Для определения влияния кромки на распространение фронта влаги варьировали форму, размеры и угол вырезки образцов.

Для оценки влагосодержания образцы увлажняли в воздушной среде в термостате при температуре 60 ± 1 °С и относительной влажности 98 ± 2 % до стабилизации массы, затем высушивали до стабилизации массы при той же температуре над прокаленным силикагелем. Изменение массы контролировали с помощью аналитических весов. Толщину образцов измеряли индикаторным микрометром.

Сорбционный эксперимент выполняли в течение 100 сут. в режиме увлажнение—сушка (8 серий, по 6 образцов). В пяти сериях (образцы 1—3, 7, 8)

Таблица 1

Прочностные показатели стержней из БП и МБП разной модификации

БП и МБП	σ_b , МПа	E , ГПа	$\sigma_{\text{изг}}$, МПа
БП	900	49	1421
МБП Т-20-0,25	969	54	2071
МБП Т-70-0,25	941	57	2043
МБП Т-135-0,25	900	55	2109

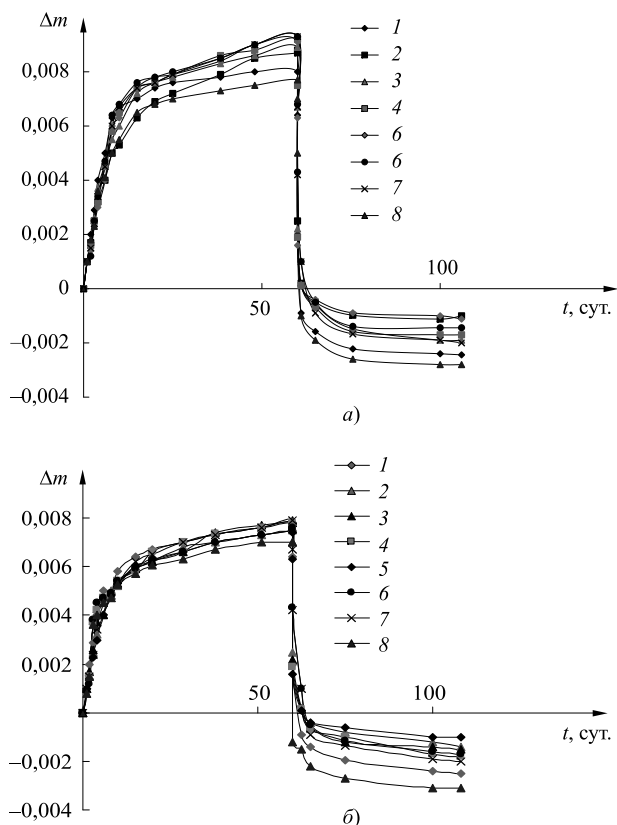


Рис. 10. Зависимости изменения относительной массы Δm МБП на основе связующих ЭДИ (а) и ЭДИ-М (б) в ходе сорбции образцов разных размеров (l — длина, d — диаметр):
 1 — $l = 100$ мм, $d = 10$ мм; 2 — $l = 50$ мм, $d = 10$ мм; 3 — $l = 50$ мм, $d = 25$ мм; 4 — $l = 25$ мм, $d = 25$ мм; 5 — $l = 90$ мм, $d = 25$ мм; 6 — $l = 100$ мм, $d = 25$ мм; 7 — $l = 90$ мм, $d = 10$ мм; 8 — $l = 90$ мм, $d = 5$ мм

определяли показатели на этапах десорбции и сорбции, остальные серии (образцы 4—6) были контрольными, для них влагоперенос прогнозировали с помощью разработанной модели, адекватность которой проверили экспериментально.

Процесс сорбции включает в себя диффузию, релаксацию напряжений и гидролиз связующего. При этом эксперименты показали, что изменения массы зависит от геометрических размеров образцов (рис. 10).

Базальтопластик на основе ЭДИ-М поглощает на 15 % меньше влаги при увлажнении в стационарных условиях по сравнению с БП на основе связующего ЭДИ.

С помощью автоматизированного крутильного маятника исследовали исходные и увлажненные БП на основе связующего ЭДИ-М при температурах $20 \div 250$ °С (рис. 11).

На пластифицирующее влияние влаги указывают снижение динамического модуля сдвига в стеклообразном состоянии связующего и увеличение тангенса угла механических потерь при температурах $30 \div 130$ °С по сравнению с исходными образцами (рис. 12).

Климатическую стойкость стержней диаметром 6 мм из МБП на основе эпоксидных связующих, модифицированных силикатными наночастицами, определяли по прочности при трехточечном изгибе и осевом растяжении. Экспонирование по ГОСТ 9.708—83 осуществляли на базе ЦКП ИФТПС СО РАН в г. Якутске в условиях экстремально холодного климата на открытом полигоне в течение 21 мес.

В табл. 2 представлены результаты испытаний образцов на осевое растяжение и трехточечный изгиб до и после экспонирования на испытательной машине Zwick/Roel Z600, анализ которых показал незначительное снижение прочностных свойств в экстремальных климатических условиях.

Таким образом, исследования показали, что при создании ВПКМ целесообразно использовать в качестве армирующего наполнителя базальтовый ровинг, который по сравнению со стеклянным превосходит по термостойкости, химической стойкости, смачиваемости полимером, скорости и пол-

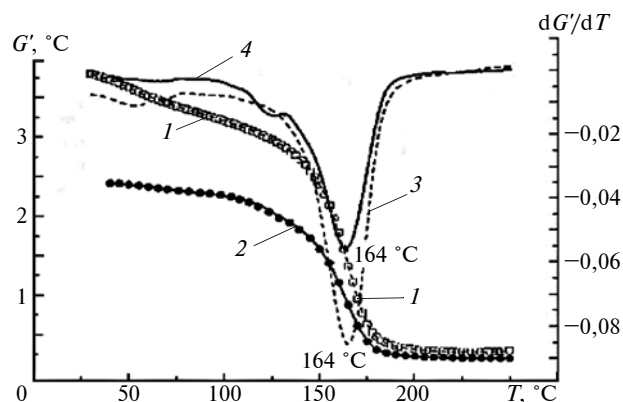


Рис. 11. Зависимости динамического модуля G сдвига (1, 2) и модуля температурного сдвига стеклования dG/dT (3, 4) от температуры T для исходных (1, 3) и увлажненных (2, 4) БП

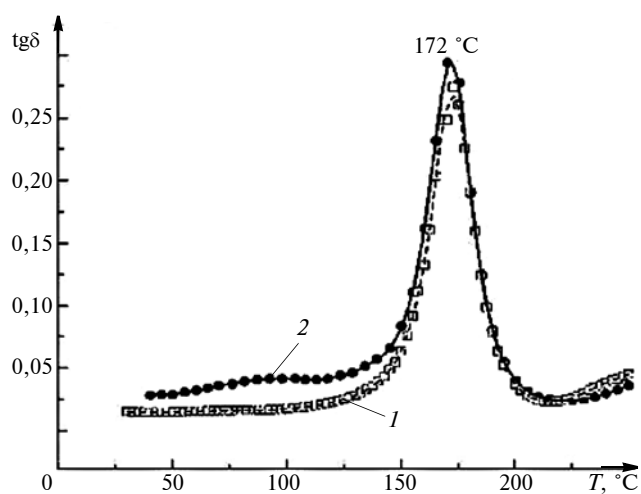


Рис. 12. Зависимости тангенса $\text{tg}\delta$ угла механических потерь от температуры T для исходных (1) и увлажненных (2) БП

Пределы прочности σ_B при растяжении и напряжения δ при изгибе для образцов из МБП до (числитель) и после (знаменатель) экспонирования в течение 21 мес.

МБП	σ_B , МПа	δ , Н/мм ²
T-70-0,25	940,95/749,05	38,15/34,59
T-70-0,75	786,12/731,73	26,22/23,09
T-70-3	749,62/639,63	27,37/23,10
T-135-0,25	925,56/845,94	30,80/24,56
T-135-0,75	858,50/938,63	38,02/29,64
T-135-3	919,75/895,34	39,30/31,82

ноты пропитки, адгезии и вязкости. Кроме того, базальтовые волокна обладают большей устойчивостью в щелочных и, особенно, в кислых средах.

Установлено, что эпоксидные связующие, в том числе наномодифицированные, в БП пластифицируются сорбированной влагой, что является одной из основных причин нелинейного характера влагопереноса. Основными факторами при влагопоглощении следует считать релаксацию внутренних напряжений, гидролиз связующего и связывание воды. При увлажнении базальтопластиков до насыщения наблюдается снижение на 30—35 % динамического модуля сдвига при нормальной температуре.

Предложенная модификация эпоксидного связующего введением наночастиц SiO₂ существенно улучшает физико-механические свойства БП.

1. Зимин Д. Е., Татаринцева О. С., Кычкин А. К. Наномодификация эпоксидного связующего для создания базальтопластика с улучшенными эксплуатационными свойствами // Ползуновский вестник. 2013. № 3. С. 282—285.
2. Структурообразование в полимерных композиционных материалах с полыми стеклянными микросферами / И. Д. Симонов-Емельянов, Н. В. Апекумов, А. Н. Трофимов и др. // Пластические массы. 2012. № 11. С. 6—10.
3. Бабаевский П. Г., Кулик С. Г. Трещиностойкость отвержденных полимерных композиций. М.: Химия, 1991. 336 с.
4. Kinloch A. J., Maxwell D. L., Young R. J. The fracture of hybrid-particulate composites // Journal of Materials Science. 1985. Vol. 20. N. 14. P. 4169—4184.
5. Султанов Р. М., Хозин В. Г., Воскресенский В. А. Влияние кремнеземистых наполнителей на физико-механические свойства эпоксидных полимеров // Изв. вузов. Химия и химическая технология. 1972. Т. 15. № 5. С. 771—773.
6. Friction and wear of low nanometer Si₃N₄-filled epoxy composites / G. Shi, M. Q. Zhang, M. Z. Rong an. et. // Wear. 2003. N. 254. Is. 7, 8. P. 784—796.
7. Improvement of the tribological performance of epoxy by the addition of irradiation grafted nano-inorganic particles / M. Q. Zhang, M. Z. Rong, S. L. Yu an. et. // Macromol. 2002. N. 287. P. 111—115.

УДК 631.344 (088.8)

А. А. ГЕНБАЧ, д-р. техн. наук, Д. Ю. БОНДАРЦЕВ, PhD. (Алматинский университет энергетики и связи, г. Алматы, Казахстан), e-mail: d.bondartsev@inbox.ru

Исследование предельного термического состояния капиллярно-пористых элементов теплоэнергоустановок

Исследовано моделирование малопористых покрытий, плохо проводящих тепло, и металлических подложек. Решение задачи термоупругости позволило определить влияние удельного теплового потока и термических напряжений сжатия и растяжения на предельное состояние системы «пористое покрытие — подложка».

Ключевые слова: капиллярно-пористое покрытие, система охлаждения, термоупругость, термическое напряжение, теплопередача.

The modeling of low-porous coatings that poorly conduct heat and metal substrates is studied. The solution of the thermoelasticity problem made it possible to determine the influence of the heat flux and thermal compressive and tensile stresses on the limiting state of the "porous coating — substrate" system.

Keywords: capillary-porous coating, cooling system, thermoelasticity, thermal stress, heat transfer.

Охлаждение высокотемпературных деталей и узлов силовых энергетических установок является актуальной задачей, для решения которой используют пористые материалы. Кроме систем охлаждения такие материалы применяют в агрегатах, предназначенных для обеспечения взрывобезопасности, охраны труда и срока их службы. Их применение связано с возможностью управления парообразованием за счет избытка жидкости в порах и капиллярах материала, создаваемого совместным действием гравитационных сил (капиллярных и массовых).

Представляют интерес исследования пористой системы охлаждения горелок ракетного типа [1—6] с использованием нагрева электрическим током и факелом горелки. При термическом воздействии на минеральное пористое покрытие, плохо проводящее тепло, часть его поверхности нагревается до определенной температуры, в то время как осталь-

ная поверхность сохраняет начальную температуру. В результате в пористом покрытии возникает градиент температур, вследствие которого покрытие расширяется неравномерно: ненагретые слои сопротивляются этому расширению. В результате термические напряжения возникают как в нагретой части, так и в ненагретом массиве, в том числе в подложке. Напряжения могут достигать разрушающих значений.

В работах [3, 4] рассматривается решение задачи для термоупругих напряжений при идеальных процессах. Показано, что при разрушении основными были нормальные сжимающие напряжения. Пористое покрытие разрушалось в результате потери устойчивости в тонком поверхностном слое. Поэтому рассматривалось напряженное состояние верхнего слоя, толщина которого определяется коэффициентами теплоотдачи и структурами покрытия и подложки (металлической парогенерирующей поверхности).

В нагреваемом покрытии значительно возрастает плотность вакансий, которые объединяются в полости с интенсивностью, пропорциональной квадрату их плотности. Если полости вакансий превращаются в дислокации, то нагреваемое покрытие приобретает пластические свойства и не разрушается при термическом воздействии. Этим свойством наряду со всеми металлами обладают и некоторые минеральные породы — туф, мрамор, известняк. Если в покрытии дислокации не образуются, то по краям растущих полостей вакансий концентрируются напряжения, которые ведут к разрушению в то время, когда термические напряжения в покрытии еще не достигли предела пластической текучести. Происходит хрупкое термическое разрушение.

Обзор литературы по охлаждению теплообменных поверхностей элементов энергоустановок (вплоть до критических тепловых потоков $\approx 10^6$ Вт/м²) показал, что в построении механизма теплообмена в пористых структурах имеют место кажущиеся противоречия при обсуждении среды, соприкасающейся со стенкой: жидкость, пар или пароводяная смесь [7—15]. В работах [12, 13] показано, что все модели не противоречат друг другу, а описывают разные режимы кипения.

Для исследования предельного состояния теплообменной поверхности с капиллярно-пористым покрытием разработаны экспериментальные установки, позволяющие определять интегральные характеристики теплопередачи: удельные тепловые потоки q ; расходы жидкости ($m_{ж}$) и пара ($m_{п}$); распределения температурного поля по высоте и длине теплообменной поверхности. Исследовали капиллярно-пористые покрытия системы охлаждения, которая может работать как замкнутая испарительно-конденсационная или как разомкнутая система. Изучали разные условия теплообмена: способ под-

вода охладителя; степень прижатия структуры к поверхности нагрева; возможность подпитки структуры из микроартерий по высоте теплообменной поверхности; ориентацию поверхности относительно гравитационных сил; плоские, трубчатые и искривленные поверхности охлаждения [4].

Для исследования предельного состояния естественных минеральных капиллярно-пористых покрытий (гранитных, кварцевых и тешенитных) использовали экспериментальную установку, выполненную в виде термореактивной горелки [3] со сверхзвуковым (до 2000 м/с) высокотемпературным (до 2500 °С) пульсирующим факелом. Результаты разрушения камер сгорания и сверхзвуковых сопел ракетных горелок показаны в работе [1], условия проведения опытов отражены в работе [6].

Модель капиллярно-пористой структуры системы охлаждения

На основании экспериментальных и теоретических исследований построили динамические модели интенсификации теплоотдачи при кипении на пористой поверхности. Поверхности содержат развитые, связанные между собой внутренние полости в виде прямоугольных каналов и небольших пор, соединяющих каналы с объемом жидкости.

Отношение потока скрытого тепла $\left(\frac{\pi}{6} \bar{D}_o^3 \bar{r} \rho_{п} \bar{n} \bar{f}\right)$ к полному тепловому потоку (q_r/q) для развитой поверхности может быть в 2—5 раз больше, чем для обычной поверхности при удельном тепловом потоке до $1 \cdot 10^4$ Вт/м². При больших тепловых потоках данное отношение уменьшается. Отклонение некоторых данных от расчетных достигало 300 %. Здесь \bar{D}_o — средний отрывной диаметр паровых пузырей в пористой структуре; \bar{r} — удельная теплота парообразования; $\rho_{п}$ — плотность пара; \bar{n} — средняя плотность центров ядрообразования; \bar{f} — средняя частота генерации и молчания паровых пузырей [1—6].

Рассмотрим физическую модель передачи удельного теплового потока q через парогенерирующую поверхность (стенку или подложку) с капиллярно-пористым покрытием [2]. Теплоперенос в пористом покрытии проходит с избытком жидкости $\tilde{m} = m_{ж}/m_{п}$ в результате потенциала давления, создаваемого капиллярными и массовыми силами ($\Delta P_{кап} + \Delta P_g$).

Изученные термогидравлические (внутренние) характеристики кипения [5, 6] позволили описать механизм теплопереноса в исследованных сетчатых пористых структурах [4, 5], работающих в гравитационном поле, и получить расчетные уравнения отводимого теплового потока [6].

Модель капиллярно-пористого покрытия для предельного состояния поверхности нагрева

При небольших тепловых потоках в исследуемой системе охлаждения теплота передается за счет кондуктивного теплообмена и тем больше, чем выше теплопроводность пористой структуры, смачиваемой жидкостью, и корпуса. При плавном течении жидкости на ее поверхности не наблюдаются паровые пузыри и связанные с ними возмущающие процессы. Жидкость интенсивно испаряется из менисков при малых избытках теплоносителя, с увеличением избытка жидкости начинается испарение пленок, стекающих с поверхности [6].

При тепловом потоке, меньшем параметра $\tilde{m} = m_{ж}/m_{п}$, нарушается плавное волнистое течение пленки жидкости и появляются отдельные паровые пузыри. Постоянно действующими центрами их генерации являются несколько активно действующих ячеек структуры. Начало закипания жидкости ($\Delta T_{н.з}$) зависит от множества режимных и конструктивных параметров и определяется перепадом температур $\Delta T_{н.з}$, которому соответствует тепловой поток $q_{н.з}$. Уменьшение расхода $m_{ж(y)}$ охлаждающей жидкости или увеличение притока теплоты q приводят к бурному росту центров \bar{n} парообразования. Интенсивность действия каждого центра в начале кипения различная, в некоторых частях поверхности нагрева центры едва пробуждаются. При увеличении расхода $m_{ж(y)}$ циркулирующего теплоносителя время "жизни" отдельных паровых пузырей возрастает, а некоторые активные поры прекращают работу. Наступают длительные паузы между зарождением пузырей, вплоть до прекращения активного генерирования центра. При увеличении избытка жидкости \tilde{m} другие активно работающие центры генерации становятся нежизнеспособными.

Зона перехода к развитому пузырьковому кипению невелика вследствие увеличения активно действующих центров \bar{n} парогенерации. Дальнейшее повышение тепловой нагрузки q приводит к устойчивой работе большего числа активных центров образования пузырей, равномерному их распределению по всей парогенерирующей поверхности. Однако в критических условиях наступает кризис кипения и пережог поверхности. Аналогия процессов преднамеренного разрушения хрупких материалов и кризиса кипения позволяет смоделировать и установить их механизмы.

Для изучения механизма разрушения провели опыты с использованием методов фотоупругости и голографии [1]. Напряженное состояние моделей в аналогичные моменты времени оценивали путем фотографической регистрации изохром и подсчета порядка n полос в разных точках исследуемых направлений.

Решение задачи термоупругости позволило определить предельное состояние среды для пористого покрытия и металлической парогенерирующей поверхности [3].

При термическом разрушении плохо теплопроводящих малопористых покрытий и металлической стенки (подложки) необходимо установить влияние удельного теплового потока q , подводимого к поверхности, и времени τ его действия на возникновение разрушающих напряжений σ , гранулометрический состав шелухи (размер отрывающихся частиц), а для металла — на глубину δ проникновения температурного возмущения.

При увеличении потока q за очень короткое время τ динамические эффекты становятся весьма значительными, напряжения σ сжатия достигают больших значений, часто в несколько раз превышающих предел прочности материала на сжатие. Поэтому необходимо учитывать эти напряжения в механизме термического разрушения материала, и установить, какие из напряжений σ_i раньше достигают своих предельных значений.

Рассмотрим пластину толщиной $2h$. К верхней поверхности ($z = +h$), начиная с момента времени $\tau = 0$, подводится постоянный удельный тепловой поток q . Нижняя поверхность ($z = -h$) и боковые края пластины — теплоизолированы. Уравнения теплопроводности с граничными и начальными условиями можно записать в виде:

$$\begin{cases} \alpha_{ст} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{\partial T}{\partial \tau} \text{ при } T = 0 \text{ и } \tau < 0; \\ \lambda_{ст} \frac{\partial T}{\partial z} = q \text{ при } z = +h; \\ \lambda_{ст} \frac{\partial T}{\partial z} = 0 \text{ при } z = -h, \end{cases} \quad (1)$$

где $\alpha_{ст}$ и $\lambda_{ст}$ — коэффициенты температуропроводности и теплопроводности стенки (подложки).

Распределение температуры по толщине пластины зависит от теплофизических свойств материала, величины теплового потока и времени его действия [2, 3] и определяется по формуле

$$T\left(\frac{z}{h}; \tau\right) = q \left\{ \frac{M}{2(c\lambda\rho)_{ст}} \tau + \frac{\frac{3z^2}{h^2} + \frac{6z}{h} - 1}{12M} - \frac{4}{\pi^2 M} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n^2} \exp\left[-n^2 \frac{\pi^2 M^2}{4(c\lambda\rho)_{ст}} \tau\right] \cos\left[\frac{n\pi}{2}\left(\frac{z}{h} + 1\right)\right] \right\},$$

де $M = \lambda_{ст}/h$; n — целые положительные числа; c — теплоемкость; ρ — плотность материала стенки.

Зная распределение температуры в пластине, рассчитаем термические напряжения растяжения и

сжатия, возникающие в момент времени τ на разной глубине δ_i ($h = z_i$) от поверхности при данном тепловом потоке q , так как пластина с температурой, переменной по толщине, находится в плоско-напряженном состоянии [3], по формуле

$$\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = -\frac{\alpha E}{(1-\nu)} T\left(\frac{z}{h}; \tau\right) + \frac{1}{(1-\nu)2h} \int_{-h}^{+h} \alpha E T\left(\frac{z}{h}; \tau\right) dz, \quad (2)$$

где α — коэффициент линейного расширения; E — модуль упругости (Юнга); ν — коэффициент поперечного сжатия (Пуассона). Первый член уравнения (2) определяет напряжение сжатия, второй — растяжения.

Рассмотрим решение системы (1) уравнений. Задавшись предельными значениями напряжений сжатия ($\sigma_{пр.сж}$) и растяжения ($\sigma_{пр.раст}$) для покрытия и металла, получим функциональную зависимость теплового потока q , необходимого для разрушения, от времени τ подачи охладителя и глубины δ проникновения. Приравняв температуру T на поверхности пластины к температуре плавления $T_{пл}$ покрытия и металла, определим удельные тепловые потоки q_1 , q_2 и q_3 , необходимые для расплавления поверхностного слоя за разные промежутки времени их действия, т. е. для каждого конкретного случая получим функциональные зависимости теплового потока от времени его воздействия на покрытие и металлическую поверхность [3]:

для плавления поверхности:

$$q_1 = \frac{T_{пл}}{\left\{ \frac{M}{2(c\rho\lambda)_{ст}} \tau + \frac{3}{2M} - \frac{4}{\pi^2 M} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n^2} \exp\left[-n^2 \frac{\pi^2 M^2}{4(c\rho\lambda)_{ст}} \tau\right] \cos n\pi \right\}}$$

для создания предельных напряжений сжатия:

$$q_2 = \frac{(1-\nu)\sigma_{пр.сж}/(\alpha E)}{\left[\frac{M}{2(c\rho\lambda)_{ст}} \tau + \frac{\frac{3z^2}{h^2} + \frac{6z}{h} - 1}{12M} - \frac{4}{\pi^2 M} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n^2} \times \exp\left[-n^2 \frac{\pi^2 M^2}{4(c\rho\lambda)_{ст}} \tau\right] \cos\left[\frac{n\pi}{2}\left(\frac{z}{h} + 1\right)\right] \right]}$$

для создания предельных напряжений растяжения:

$$q_3 = \left[\frac{(1-\nu)\sigma_{пр.раст}}{\alpha E} \right] / \left[\frac{M}{2(c\rho\lambda)_{ст}} \tau \right].$$

Для кварцевых и гранитных пластин, тешенитных покрытий, меди и коррозионно-стойкой стали функциональные зависимости q_1 , q_2 , q_3 рассчитывали на ПК. Термомеханические характеристики покрытий и металлов приведены в работе [3].

Расчет предельного состояния поверхности теплообмена

Для кварцевой пластины (покрытия) тепловые потоки рассчитывали в интервале времени $\tau = 10^{-8} \div 10^3$ с. Нижний предел 10^{-8} с — время релаксации. Соотношение величин q_1 и q_2 теряет физический смысл в интервале времени $10^{-8} \div 10^{-3}$ с. Так как терморазрушение — это макропроцесс, то принимаем время его протекания $5 \cdot 10^{-3} \div 10^3$ с. При разрушении покрытия только в результате сжатия получили кривые, каждая из которых соответствует определенной толщине отрывающейся частицы, которая для тешенита составляет $0,25 \div 0,3$ мм, что подтверждается экспериментом, полученным в результате скоростной киносъемки камерой СКС-1М [4].

Участки кривых сжатия, определяющие отрыв частиц толщиной $\delta > 0,3$ мм при больших потоках q и небольшом времени τ , экранируются кривой плавления, при небольших тепловых потоках и значительном времени τ — кривой растяжения. Кривая плавления кварцевого покрытия проходит значительно выше, чем тешенитного покрытия, что объясняет его устойчивое хрупкое разрушение.

Причины разрушения котлотурбинных деталей зависят от предыстории развития трещин в месте концентратора напряжений (релаксационной зоне) [7–10, 14, 15]. Начало разрушения отсчитывается от времени возникновения взрывообразного парового зародыша (от 10^{-8} с до 10^{-3} с). Энергия спонтанного появления парового пузыря близка к постоянной (инвариантной) за время его роста и затрачивается на поддержание зародыша радиусом $R_{кр}$ и предотвращение его схлопывания (q достигает 10^8 Вт/м²). В указанный промежуток времени устанавливается термодинамическое равновесие для перехода от микропроцесса [микрочастиц и кластеров с размерами $10^{-7} \div 10^{-8}$ м (наночастицы) отдельных (единичных) индивидуальных пузырей] к процессам с участием большого количества пузырей, интегральные характеристики которых \bar{q} , $\bar{\alpha}$, $\bar{\Delta T}$, $\bar{\Delta P}$, \bar{w} — есть средние значения коэффициента теплопередачи, температурного и гидрогазодинамического напоров и скорости потока. Наличие концентраторов напряжений, в которых зарождается активная паровая фаза, в 1–2 раза снижает отношение $\sigma_{пр.сж}/\sigma_{пр.раст}$, в том числе для энергосталей. Необходимо также учитывать наличие других концентраторов напряжений, цикличность нагрузок при пуско-остановочных режимах

работы оборудования, способствующих образованию усталостных трещин (напряжений).

Например, для турбинных сталей предел прочности на растяжение $\sigma_B \approx 400 \div 1000$ МПа; предел текучести при рабочей температуре $400 \div 550$ °С снижается до $200 \div 900$ МПа при деформации 0,2 %. Пределы длительной прочности снижаются до $70 \div 260$ МПа при деформации 10÷20 %. Временное термонапряжение уменьшается до $40 \div 120$ МПа, т. е. на порядок. Основные оценочные напряжения усталости составляют всего до $0,45\sigma_B$. Следовательно, велика вероятность получения $\sigma_{пр.раст} \approx \sigma_{пр.сж}$ и $\sigma_{пр.раст}$ до 10 МПа, т. е. одного порядка с пористыми покрытиями. Схлопывание пузырей, как и их зарождение, также носит взрывной характер ($\tau = 10^{-8} \div 10^{-6}$ с), что приводит к кумулятивным явлениям, которые наряду с коррозионными и электрическими процессами разрушают концентраторы напряжений — активные центры генерации эрозии, доводя их размеры до критической трещины. Объем пара при его мгновенной конденсации в выемке (лунке) исчезает и образуется мощный кумулятивный эффект — кавитация. При этом ударные волны распространяются в глубь деталей, развиваются трещины, по которым поступает кислород.

В момент зарождения пузыря или капли величина α составляет до $1 \cdot 10^5$ Вт/(м² · К) при температуре пара $500 \div 565$ °С, ΔT доходит до 500 °С, а действующие в основании пузыря (зоне "сухого" пятна) потоки q — до $5 \cdot 10^7$ Вт/м². С учетом того, что индивидуальный паровой пузырь генерирует энергии q в 10 раз больше ее интегрального значения [3, 4], то итоговый q составляет $5 \cdot 10^8$ Вт/м², что и представлено на рисунках $q = q(\tau, \delta)$. Чем больше глубина проникновения тепловой волны (или δ отрывающейся частицы от пористого покрытия), тем больше времени потребуется для разрушения деталей по напряжениям, что представлено эпюрами напряжений по толщине кварцевой (рис. 1), гранитной (рис. 2) и тешенитной (рис. 3) пластин.

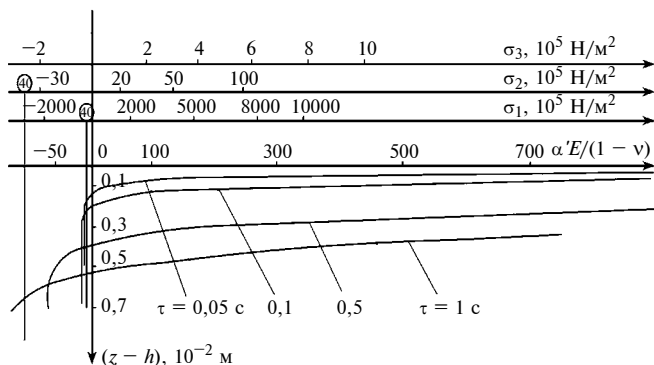


Рис. 1. Эпюры напряжений по толщине кварцевого покрытия при различных величинах q_i и τ :

$q_1 = 8,8 \cdot 10^7$ Вт/м²; $q_2 = 0,12 \cdot 10^7$ Вт/м²; $q_3 = 0,008 \cdot 10^7$ Вт/м²; $\sigma_{пр.раст} = 40$ МПа; $\sigma_i = 10^5$ Н/м²; $E = 10^5$ Н/м²

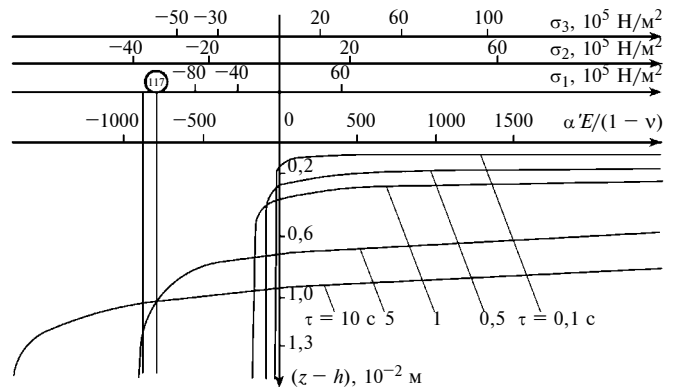


Рис. 2. Эпюры напряжений по толщине гранитного покрытия при различных величинах q_i и τ :

$q_1 = 0,142 \cdot 10^7$ Вт/м²; $q_2 = 0,042 \cdot 10^7$ Вт/м²; $q_3 = 0,0075 \cdot 10^7$ Вт/м²; $\sigma_{пр.раст} = 117$ МПа; $\sigma_i = 10^5$ Н/м²; $E = 10^5$ Н/м²

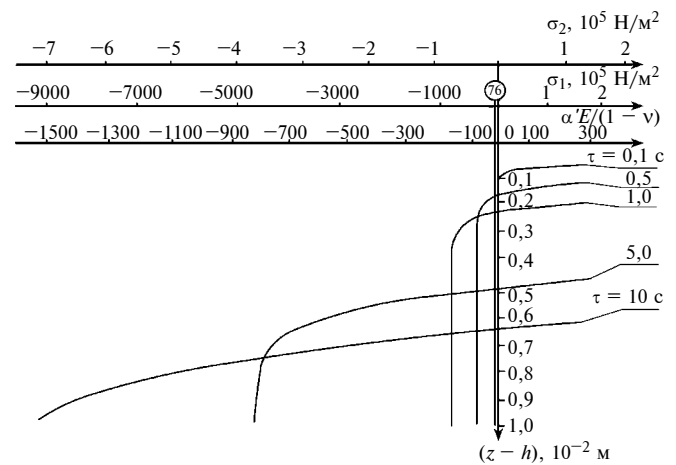


Рис. 3. Эпюры напряжений по толщине тешенитного покрытия при различных величинах q_i и τ :

$q_1 = 6,6 \cdot 10^6$ Вт/м²; $q_2 = 1 \cdot 10^4$ Вт/м²; $\sigma_{пр.раст} = 76$ МПа; $\sigma_i = 10^5$ Н/м²; $E = 10^5$ Н/м²

Взаимосвязь напряжений сжатия и растяжения можно проследить на рис. 1—3, которые представляют собой эпюры напряжений внутри пластины (покрытия) для различных интервалов времени от начала рассматриваемого процесса. При малых величинах $\tau \approx 10^{-2}$ с для всех материалов возникают только напряжения сжатия. Начиная с $\tau \approx 10^{-1}$ с, напряжения сжатия переходят в напряжения растяжения, причем для разных интервалов времени они находятся на различной глубине от поверхности пластины.

Разрушение покрытия и металла под действием сил сжатия наступает во времени значительно раньше, чем начинают действовать силы растяжения. Интервалы теплового потока, в которых происходит такое разрушение, составляют: для покрытий из кварца — $q_{max} = 7 \cdot 10^7$ Вт/м², $q_{min} = 8 \cdot 10^4$ Вт/м², для гранитного покрытия — $q_{max} = 1 \cdot 10^7$ Вт/м², $q_{min} = 21 \cdot 10^4$ Вт/м², для металла (подложки) —

$q_{\max} = 2 \cdot 10^6$ Вт/м² (кризис кипения в пористой системе), $q_{\min} = 1 \cdot 10^4$ Вт/м² (без охлаждения).

С увеличением потока q в нагреваемом слое и, следовательно, с уменьшением времени τ нагрева возрастают напряжения сжатия. Несмотря на высокую сопротивляемость сжатию, разрушение от сжимающих термонапряжений проходит в более благоприятных условиях и малых объемах для любого материала.

Для парогенерирующих поверхностей нагрева в результате смены режима кипения устанавливался пленочный режим и резко возрастала температура поверхности до величины $T_{\text{пл}}$.

Провели расчет удельной энергии Q разрушения единицы объема кварцевого, гранитного и тешенитного покрытий, которую определяли в зависимости от толщины δ отрываемых частиц.

Кривые имели явно выраженные минимумы.

Для кварцевого покрытия минимальная энергоемкость разрушения составила $Q = 0,5 \cdot 10^9$ Дж/м³ при $\tau = 0,1 \div 1$ с и $\delta_i = (0,1 \div 0,25) 10^{-2}$ м.

Для гранитного покрытия: $Q = 2,5 \cdot 10^9$ Дж/м³ при $\tau = 0,1 \div 5$ с и $\delta_i = (0,1 \div 0,3) 10^{-2}$ м, а также при $q = 0,1 \cdot 10^7$ Вт/м² и $\delta = (0,2 \div 1,5) 10^{-2}$ м.

Для тешенитного покрытия: $Q = 0,5 \cdot 10^9$ Дж/м³ при $\tau = 0,1 \div 5$ с и $\delta_i = (0,1 \div 0,4) 10^{-2}$ м, причем отношение предельных нормальных напряжений сжатия и растяжения изменялось от 20 до 30. Наличие микротрещин в монолите покрытия снижает его прочность на сжатие в окрестности данной трещины так, что предел прочности на сжатие может быть лишь в 2 раза больше предела прочности на растяжение.

С ростом δ_i минимумы кривых $Q = f(q)$ смещаются в сторону снижения q , причем для термического разрушения хрупких покрытий требуется и меньшая энергоемкость Q .

Выводы

Опасность появления предельных термических напряжений велика в момент пуска и останова котлотурбинного оборудования электростанций. Эти напряжения возникают прежде всего в местах концентраторов, которыми являются центры зарождения активной паровой фазы, либо центры образования капель конденсата.

Капиллярно-пористая структура может быть как естественного происхождения (солевые отложения, налеты), так и созданная из искусственных материалов с хорошей и плохой теплопроводностью, с пористостью от 3 до 90 % и проницаемостью.

Структуры могут быть моделирующими или служить в качестве высокоинтенсивной и форсированной системы охлаждения. Например, моделирующим материалом служат тешенитовые пористые покрытия, имеющие в 5 раз больший коэф-

фициент линейного расширения, в 10 раз — более низкий коэффициент теплопроводности и примерно одинаковую температуру плавления по сравнению с энергетическими сталями. Они являются наиболее вязкими с пористостью до 30 %.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Genbach A. A., Bondartsev D. Yu., Iliev I. K.** Investigation of a high-forced cooling system for the elements of heat power installations // *Journal of machine Engineering*. 2018. V. 18 (2). P. 106—117.
2. **Genbach A. A., Bondartsev D. Yu., Iliev I. K.** Modeling of capillary coatings and heat exchange surfaces of elements of thermal power plants // *Bulgarian Chemical Communications*. 2018. V. 50. Special Issue G. P. 133—139. https://elibrary.ru/title_about.asp?id=30604.
3. **Генбач А. А., Бондарцев Д. Ю.** Разрушение капиллярно-пористых покрытий при интенсивном теплообмене // *Деформация и разрушение материалов*. 2018. № 10. С. 40—46.
4. **Генбач А. А., Бондарцев Д. Ю.** Экспериментальный метод исследования кризиса теплопередачи в капиллярно-пористых структурах для элементов котлотурбинной техники // *Тяжелое машиностроение*. 2018. № 3. С. 32—38.
5. **Genbach A. A., Bondartsev D. Yu.** Experimental method of investigation of the heat transfer crisis in a capillary-porous cooling system // *News of the academy of sciences of the RK*. 2018. V. 2. № 428. P. 81—88.
6. **Genbach A. A., Bondartsev D. Yu., Iliev I. K.** Heat transfer crisis in the capillary-porous cooling system of elements of heat and power installations // *Thermal Science*. 2019. V. 23. Issue 2. P. 849—860.
7. **Jamialahmadi M.** Experimental and Theoretical Studies on Subcooled Flow Boiling of Pure Liquids and Multi-component Mixtures // *Intern. J. Heat. Mass. Transfer*. 2008. V. 51. N. 9—10. P. 2482—2493.
8. **Ose Y., Kunugi T.** Numerical Study on Subcooled Pool Boiling // *Progr. In Nucl. Sci. and Technology* 2. 2011. P. 125—129.
9. **Krepper E.** CFD Modeling Subcooled Boiling-Concept, Validation and Application to Fuel Assembly Design, *Nucl. Eng. and Design*, 237 (2007). 7. P. 716—731.
10. **Овсяник А. В.** Моделирование процессов теплообмена в кипящих жидкостях. Гомель: Гомельский ГТУ им. П. О. Сухого, 2012. 284 с.
11. **Alekseik O. S., Kravets V. Yu.** Physical Model of Boiling on Porous Structure in the Limited Space // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2013. V. 64. N. 4/8. P. 26—31.
12. **Поляев В. М., Майоров В. А., Васильев Л. Л.** Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкций летательных аппаратах. М.: Машиностроение, 1998. 168 с.
13. **Ковалев С. А., Соловьев С. Л.** Испарение и конденсация в тепловых трубах. М.: Наука, 1989. 112 с.
14. **Kupetz M., Jeni Heiew E., Hiss F.** Модернизация и продление срока эксплуатации паротурбинных электростанций в Восточной Европе и в России // *Теплоэнергетика*. 2014. № 6. С. 35—43.
15. **Гринь Е. А.** Возможности механики разрушения применительно к задачам прочности, ресурса и обоснования безопасной эксплуатации тепломеханического энергооборудования // *Теплоэнергетика*. 2013. № 1. С. 25—32.

Л. С. БЕЛЕВСКИЙ, д-р техн. наук (Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова), М. А. ЛЕВАНЦЕВИЧ, канд. техн. наук (Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск), Р. Р. ДЕМА, канд. техн. наук, Л. В. ДЕРЯБИНА, Т. В. УСАТАЯ, кандидаты педагогических наук, О. Р. ЛАТЫПОВ (Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова), e-mail: l.belevskiy@mail.ru

Способы модификации поверхностей гибким инструментом и их практическое применение.

Часть 1. Пластическое деформирование поверхностного слоя с одновременным нанесением функциональных покрытий вращающимися проволочными щетками¹

Рассматриваются обработка металлических поверхностей и нанесение функциональных покрытий гибким инструментом — вращающимися проволочными щетками. Фрикционное плакирование осуществляется на металлорежущих станках с использованием простой оснастки или ручных углошлифовальных машин.

Ключевые слова: фрикционное плакирование, гибкий инструмент, наноструктурирование, микротопография.

The processing of metal surfaces and the application of functional coatings with a flexible tool — rotating wire brushes — are considered. Friction cladding is carried out on metal cutting machines using simple tools or manual angle grinders.

Keywords: friction cladding, flexible tool, nanostructuring, microtopography.

Вредным воздействиям в первую очередь подвергается поверхностный слой изделий, который в значительной мере определяет их прочность, износостойкость, антифрикционные и коррозионные свойства. Существуют сотни способов модификации поверхностей, связанных с их упрочнением, нанесением покрытий, износостойкостью, усталостной прочностью, коррозией и др. Одним из эффективных способов упрочнения является поверхностное пластическое деформирование (ППД). В последние десятилетия получили развитие комбинированные процессы обработки, когда к механическому воздействию добавляют воздействие электрическим током, лазером, плазмой и т. п. Один из таких способов — фрикционное нанесение металлических покрытий [1]. Покрытие наносится прижатием прутка из медьсодержащих сплавов к вращающейся обрабатываемой детали. Процесс малопроизводителен и требует подготовки поверхности, при этом толщина покрытия составляет 1÷2 мкм. Значительно эффективнее уп-

рочнение с одновременным нанесением покрытия гибким инструментом — вращающейся проволочной щеткой (ВПЩ), давно применяемой для очистно-упрочняющей обработки различной техники [2]. Использование ВПЩ для нанесения металлических покрытий предложено А. А. Абиндером в 1940 г. [3]. Какие-либо исследования этого процесса в технической литературе отсутствуют.

Отметим, что приоритет в разработке технологии упрочнения поверхности с одновременным нанесением покрытий гибким инструментом принадлежит сотрудникам ФГБОУ ВО "МГТУ им. Г. И. Носова": авторское свидетельство [4], публикация [5], кандидатская диссертация [6] и монография [7]. Работы по этой важной научно-технической проблеме начались почти 40 лет назад и продолжают сейчас.

При исследованиях использовали образцы пластин размером 3 × 20 × 100 мм из стали 08. Покрытия на них наносили на плоскошлифовальном станке, на который вместо абразивного круга установили ВПЩ и приспособление для подачи материала покрытия. Цилиндрические образцы Ø20 мм из стали 20 обрабатывали на токарном станке, на суппорте которого разместили приставку с ручной углошлифовальной машиной (УШМ). Щетка Ø220÷290 мм имела частоту вращения 3000÷6000 мин⁻¹, ворс из стальной проволоки Ø0,25÷0,50 мм и длиной 30÷40 мм. Для покрытий использовали алюминий, медь, бронзу и латунь Л-63, из которых изготовили цилиндры Ø15÷30 мм и прижимали их к ВПЩ с усилием 20÷40 Н. Натяг (подача ВПЩ на обрабатываемое изделие) $N = 1 \div 4$ мм, число проходов ВПЩ по обрабатываемой поверхности $n = 2 \div 9$.

Для металлографических исследований использовали оптические микроскопы Epikvant (Carl Zeiss, Германия), Epityp-2 (Carl Zeiss, Jena, Германия), IM7000 (Meiji Techno) и растровый электронный микроскоп РЭМ JSM-6490 LV (Jeol, Япония) с приставкой для микрорентгеноспектрального анализа (МРСА) Inca (Oxford Instruments, Великобритания). Микротвердость определяли на приборе "Micromet" (Buehler, Бельгия). Электронно-микроскопические исследования выполнены Ю. Ю. Ефи-

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по проекту № 11.2054.2017/ПЧ в рамках государственного задания на 2017—2019 гг. (номер проекта 11.2054.2017/4.6).

мовой в центре коллективного пользования НИИ "Наносталей" МГТУ им. Г. И. Носова методом реплик на просвечивающем электронном микроскопе (ПЭМ) TESLABC-613 (Tesla, Чехия). Исследования микротопографии поверхностей выполнены Е. В. Губаревым в лаборатории НИЦ "Микротопография" МГТУ им. Г. И. Носова на оптическом профилометре ContourGTK I (Bruker, Германия).

Рассмотрим способы нанесения покрытий.

Фрикционное плакирование (ФП). При ФП стержень из материала покрытия (МП) с определенным усилием прижимается к ворсу ВПЩ. В зоне контакта МП нагревается почти до температуры плавления, налипает на концы ворсинок и переносится на обрабатываемую поверхность изделия. В результате совместной пластической деформации частичек МП и поверхностного слоя изделия покрытие прочно сцепляется с основой. Минимальная толщина покрытий в экспериментах составила $10 \div 12$ мкм, максимальная — $40 \div 45$ мкм [8].

На рис. 1, а показан общий вид латунного покрытия на стали 20 и результаты МРСА верхнего слоя покрытия (рис. 1, б) и слоя, прилегающего к основе (рис. 1, в). Сплошное однородное покрытие толщиной ≈ 30 мкм состоит из латуни с незначительным количеством железа, которое может попасть в покрытие с поверхности основы или ворса ВПЩ.

Толщина слоя с мелкодисперсными частицами на границе раздела "сталь — покрытие" составила примерно 0,4 мкм. Частицы настолько малы, что не определяются при увеличениях до 25 000. В покрытии встречаются оплавленные участки (рис. 2, показаны стрелкой). При анализе структуры покрытий из латуни, меди и алюминия, нанесенных на сталь, установлены в целом одни и те же закономерности. Размеры кристаллитов алюминиевого и латунного покрытий не превышают 100 нм.

Ударно-фрикционное плакирование (УФП).

Сплошными ВПЩ в зависимости от конструкции и режимов обработки можно в широких пределах изменять шероховатость поверхности разных металлов и сплавов, а также наносить функциональные покрытия. Однако глубина упрочненного слоя при обработке стальных изделий составила $10 \div 30$ мкм. Сплошная ВПЩ оказывает в основном фрикционное воздействие. Для упрочнения и наноструктурирования поверхностного слоя целесообразнее использовать секционные щетки из стальной закаленной проволоки, сплетенной в пучки. При контакте такого пучка с поверхностью изделия он оказывает не только фрикционное, но и ударное воздействие, подобное действию пучка дроби из дробеметной установки или упрочнению чеканкой. Отметим, что скорость пучка дроби составляет, как правило, $60 \div 70$ м/с. Таких скоростей легко достигают и ВПЩ. Секционные щетки можно также использовать для нанесения покрытий

или проводить комбинированную обработку в два этапа. Сначала поверхность упрочняют секционной ВПЩ, а затем ее заменяют сплошной ВПЩ с ворсом из проволоки $\varnothing 0,2 \div 0,25$ мм, которая и наносит покрытие.

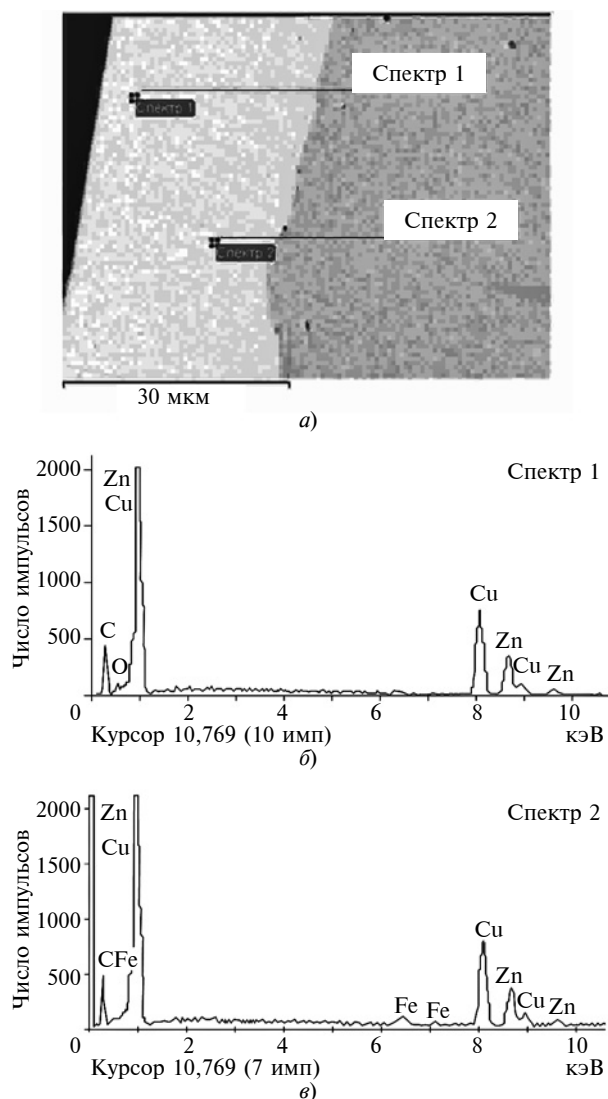


Рис. 1. Латунное покрытие на образце из стали 20 (а) и его характеристические спектры 1 (б) и 2 (в)

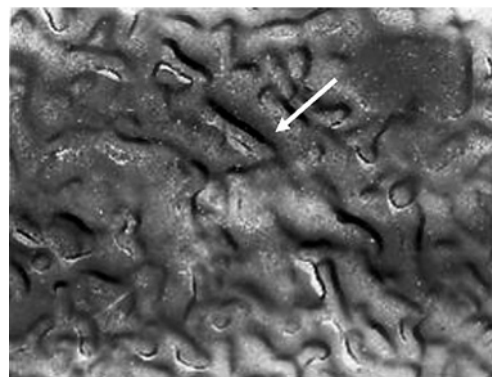


Рис. 2. Алюминиевое покрытие на образце из стали 08кп, нанесенное методом ФП

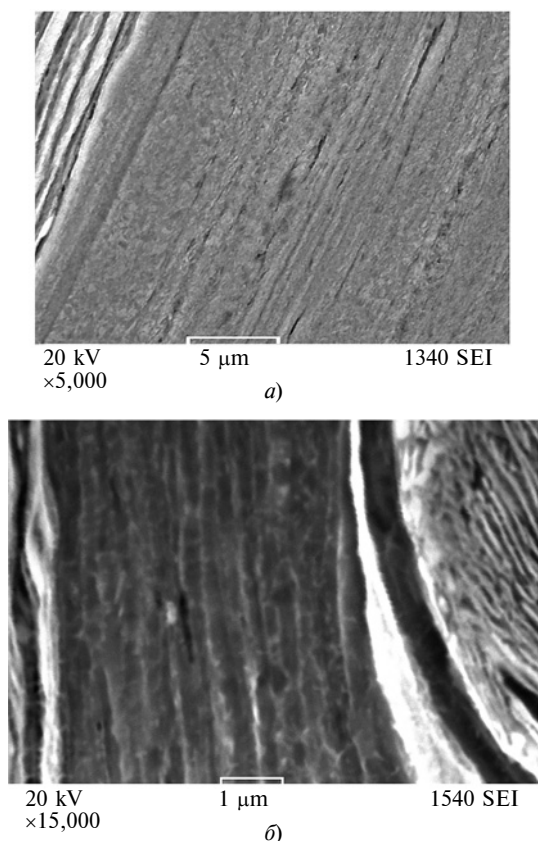


Рис. 3. Микроструктуры поверхностного (а) и приповерхностного (б) слоев прутка из стали 20 после ударно-деформационной обработки секционной ВПЩ

РЭМ анализ не позволил определить микроструктуру слоя после УФП, лишь на отдельных участках различались волокна толщиной порядка 0,15 мкм, что свидетельствует о большой степени деформации. Такой слой можно условно отнести к аморфизированному или наноструктурированному (рис. 3, а). Кроме деформационных полос в микроструктуре наблюдалось образование фрагментов феррита размером до 0,13 мкм (рис. 3, б). Аналогичный размер фрагментов можно получить разными методами ИПД, в частности, при равноканальном угловом прессовании сталей такого же класса [9, 10].

Электрофрикционное плакирование (ЭФП). Для модельных опытов изготовили установку, которая позволила менять напряжение от 10 до 40 В и силу тока от 20 до 120 А. Провели серию экспериментов по нанесению покрытий на цилиндрические образцы $\varnothing 18$ мм из стали 20. Покрытия наносили на токарном станке, на суппорте которого закрепили угловую шлифовальную машинку с ВПЩ диаметром 100 мм с ворсом длиной 25 мм из проволоки $\varnothing 0,25$ мм. Частота вращения щетки — $11\,000\text{ мин}^{-1}$, натяг — 1 мм. Ниже приведены результаты исследований двух образцов, один из которых обрабатывали без подачи электрического тока, другой при тех же режимах — с подачей импульсного электри-

ческого тока силой 50 А и напряжением 40 В. Положительный полюс подводил к металлу покрытия, отрицательный — к обрабатываемому образцу. Таким образом осуществлялся дополнительный нагрев в зоне контакта МП — ВПЩ и в зоне контакта ВПЩ — поверхность образца. Для покрытия использовали латунь Л63. Результаты металлографического и электронно-микроскопического исследований приведены на рис. 4. На рис. 5, а показана микрофотография поверхности, обработанной точением. При ЭФП (рис. 5, в) поверхностные слои изделия выглядят более гладкими, чем при ФП (рис. 5, б). Очевидно, что дополнительный нагрев электрическим током делает поверхностный слой более пластичным. Бороздки от ворсинок щетки успевают деформироваться, что подтверждают замеры микротвердости покрытия, которая при ЭФП и нагрузке 10 гс составляет в среднем 2432 МПа, а при ФП и той же нагрузке — 4290 МПа. Основа при ЭФП и ФП деформируется примерно одинаково. Толщина покрытия при ЭФП примерно в 2 раза больше, чем при ФП (см. рис. 4).

В работе [11] исследовали структуру хромовых покрытий, сформированных ЭФП на специальной установке, в которой использовали металлическую щетку с нихромовыми пластинами-вставками. По-

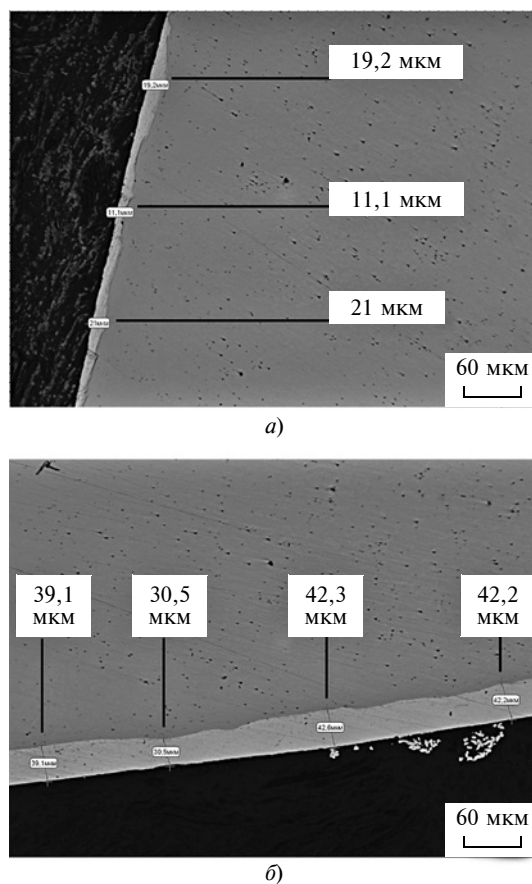


Рис. 4. Толщина покрытия, полученная методами ФП (а) и ЭФП (б)

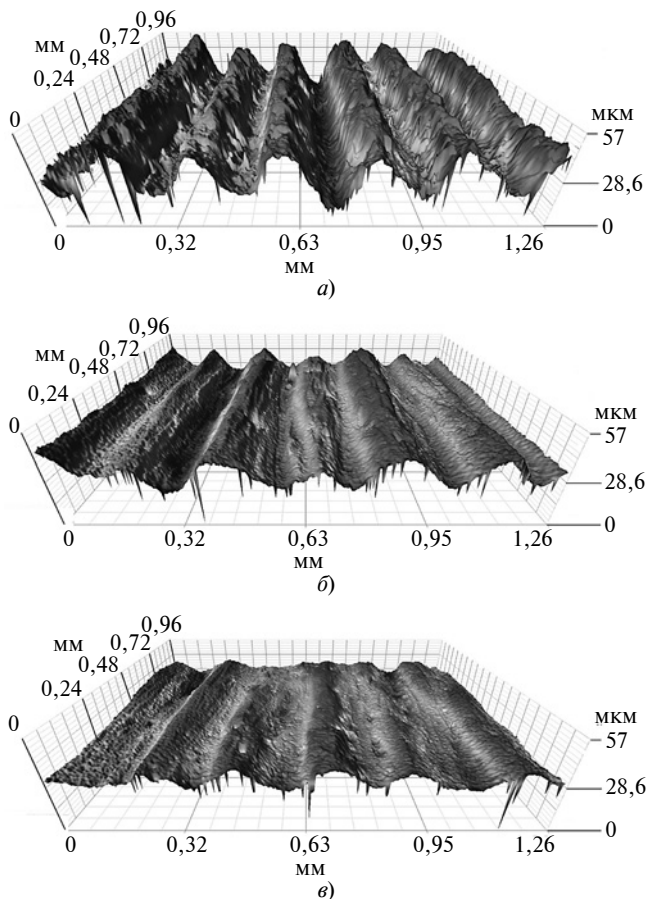


Рис. 5. Микрофотографии поверхности образцов:

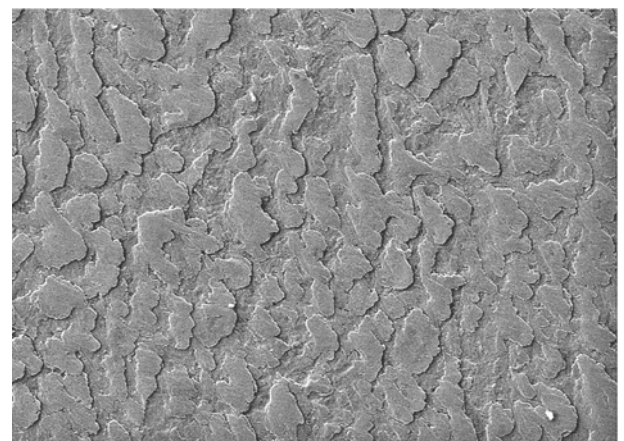
a — точение ($W_z \approx 25$ мкм, $W_{sm} \approx 90$ мкм); *б* — ФП ($W_z \approx 15$ мкм, $W_{sm} \approx 110$ мкм); *в* — ЭФП ($W_z \approx 8$ мкм, $W_{sm} \approx 110$ мкм); W_z и W_{sm} — усредненная амплитуда и шаг профиля волнистости

ложительный полюс подвели к ролику из металла покрытия, а отрицательный — к вставным нихромовым пластинам. Толщина хромовых покрытий составила $12 \div 15$ мкм. Толщина двухслойных покрытий "хром — фторопласт Ф-4" и "хром — баббит Б83" — $18 \div 20$ мкм. Металлографическими и трибологическими исследованиями установлено, что верхний слой хромового покрытия состоит из мелких и крупных частиц подплавленного хрома. Триботехнические испытания показали, что дополнительные покрытия из фторопласта или баббита не дают каких-либо существенных преимуществ, в том числе и по сравнению с образцами с гальваническими хромовыми покрытиями. Параметр шероховатости Ra покрытий, нанесенных ЭФП, на 30 % больше, чем гальванических хромовых покрытий.

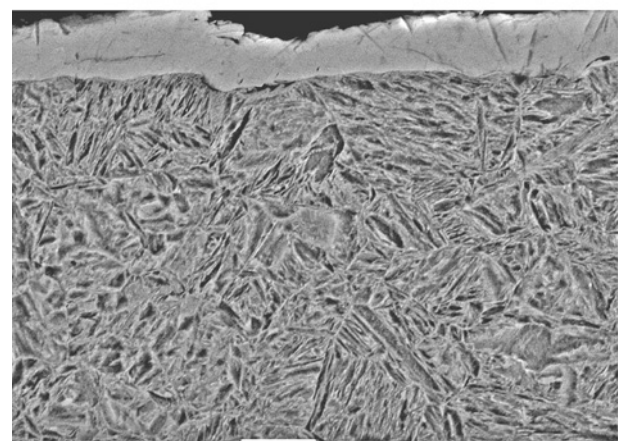
В работе [12] исследовали влияние материала проволочного ворса ВПЩ на структурно-фазовый состав хромовых покрытий, сформированных с использованием технологии ЭФП. Структурно-фазовые исследования проводили на образцах размером $10 \times 6 \times 2$ мм из стали 45 твердостью $43 \div 45$ HRC. Материал покрытия сформирован в виде стержня методом порошковой металлургии спеканием сме-

си порошков чистого хрома и наноразмерной алмазнографитной шихты УДАГ (не более 1 мас. %). ЭФП осуществляли поочередно вращающимися металлическими щетками с гофрированным ворсом, выполненным из стали 65Г и коррозионно-стойкой стали 03X17H14M2 фирмы OSBORN. Щетка диаметром 200 мм и шириной 30 мм имела частоту вращения 300 с^{-1} , диаметр и вылет ворса соответственно — 0,2 и 40 мм. Сила подаваемого тока — $I = 140$ А.

После обработки с помощью прибора МТЦ-3 измерили толщину сформированных покрытий. Толщина покрытий, сформированных щеткой с ворсом из стали 65Г, составила $3 \div 5$ мкм, а покрытий, сформированных щеткой с ворсом из стали 03X17H14M2, — $7 \div 10$ мкм. Для покрытий, сформированных щеткой из стали 65Г, параметр шероховатости $Ra = 0,25 \div 0,35$ мкм, а для покрытий, сформированных щеткой из стали 03X17H14M2, $Ra = 0,6 \div 0,8$ мкм.



SEM MAG: 200x
View field: 994,4
SEM HV: 20kV
DET: SE Detector
200 μm
a)



20 kV
 $\times 3,000$
5 μm
1140 SEI
б)

Рис. 6. Фотографии рельефа поверхности (а) и микроструктуры образца из стали 45 с хромовым покрытием, полученным методом ЭФП (б)

Содержание, %, химических элементов в хромовых покрытиях, сформированных ВМШ с ворсом из сталей 65Г (1) и 03Х17Н14М2 (2) методом ЭФП на образцах из стали 45

Образец	Al	Si	P	S	Cr	Mn	Ni	Cu	Zn	Mo	Fe
1	—	0,79	0,11	0,03	0,91	1,00	0,32	0,27	0,04	—	Остальное
	0,24	0,79	0,09	0,03	0,22	1,0	0,33	0,30	—	—	
2	0,34	1,22	0,13	0,03	4,83	1,18	3,12	0,35	—	0,03	Остальное
	0,18	0,85	0,09	0,01	0,22	0,99	0,32	0,31	—	0,02	

Примечание. В числителе приведены данные для покрытия, в знаменателе — для основы.

Для металлографического анализа поверхностных слоев образцов, подвергнутых деформационному плакированию, использовали инвертированный микроскоп Альтами МЕТ 1МТ. Рентгеноструктурный анализ исследуемых образцов выполнили на дифрактометре ДРОН 3.0. Изучение морфологии поверхности хромовых покрытий показало, что рельеф поверхности покрытия имеет развитую шероховатую структуру (рис. 6, а), состоящую из плотно уложенных и вытянутых в направлении вращения щетки разных по размерам микрочастиц хрома. Дефекты покрытия в виде несплошностей и островков отсутствуют. Между хромовым покрытием и основой наблюдается граница раздела без

видимых признаков наличия промежуточного слоя (рис. 6, б).

Исследование структуры и фазового состава плакированных слоев хромовых покрытий выявило присутствие в них аустенита и хрома (рис. 7). Период кристаллической решетки плакированного хрома $a = 0,2884$ нм. При этом процентное содержание хрома и никеля в плакированном слое покрытия, сформированном щеткой из стали 03Х17Н14М2, соответственно в 5,3 и 9,6 раза выше, чем в покрытии, сформированном щеткой из стали 65Г (таблица).

Образование аустенита в поверхностных слоях плакированных образцов, а также повышенное содержание хрома и никеля в покрытии, сформированном щеткой из стали 03Х17Н14М2, свидетельствуют о том, что в процессе ЭФП наряду с частицами материала донора в хромовое покрытие переносятся также частицы проволочного ворса щетки.

Заключение

При обработке вращающимися проволочными щетками наблюдается упрочнение поверхностного слоя толщиной $0,04 \div 0,14$ мм всех исследуемых материалов. Впервые установлено, что ударно-фрикционная обработка гибким инструментом позволяет получить твердый наноструктурированный поверхностный слой с размером фрагментов до 0,13 мкм, подобный получаемому при ИПД. Ударно-фрикционную обработку секционными ВПЩ можно использовать для упрочнения деталей и инструмента. Нанесение функциональных покрытий дополнительно повышает служебные характеристики изделий. Использование электрического тока интенсифицирует процесс фрикционного плакирования, при этом существенно увеличивается толщина покрытия и его пластичность. Нанесение медьсодержащего покрытия повышает срок службы штоков и плунжеров гидравлики в 1,4—3 раза, а зубьев колес волновых передач торцевого исполнения — в 6 раз.

Установлено, что на структуру и фазовый состав хромовых покрытий, сформированных методом ЭФП гибким инструментом, существенное влияние оказывают не только вид и состав материала-

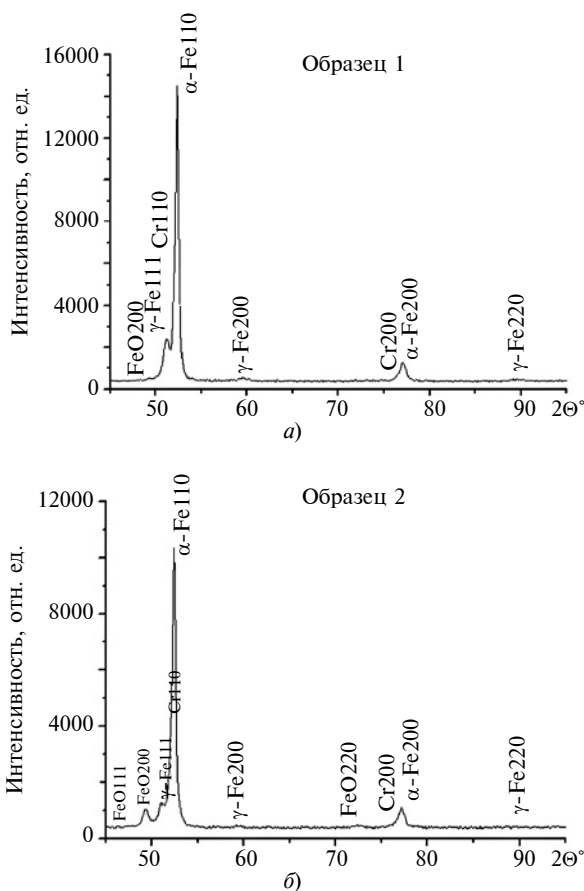


Рис. 7. Фрагменты рентгеновских дифрактограмм хромовых покрытий, сформированных методом ЭФП на поверхности стали 45 щетками с ворсом из сталей 65Г (а) и 03Х17Н14М2 (б)

Цифровые модели для оптимизации производственно-технологических процессов¹

Рассматривается применение цифровых моделей для оптимизации производственных и технологических процессов на предприятии.

Ключевые слова: цифровой двойник, 3D-печать, карта Кохонена, цифровое предприятие.

The application of digital models for the optimization of production and technological processes on an enterprise is considered.

Keywords: digital twin, 3D printing, Kohonen map, digital enterprise.

Современные машиностроительные производства все больше используют новейшие методы конструирования, постановки на производство и производства продукции, связанные с применением

цифровых технологий. Наиболее активно развиваются информационные цифровые технологии, технологии виртуальной реальности и создания цифровых двойников, технологии, основанные на системах искусственного интеллекта, 3D-технологии и другие, позволяющие автоматизировать многие процессы создания и производства продукции, что сокращает трудоемкость ее изготовления и себестоимость, повышает производительность труда. Используя цифровые модели механизмов, технологических установок и персонала, можно смоделировать работу целых производственных участков и цехов, а также сопряженных логистических цепочек, т. е. заранее найти наиболее оптимальные конструкторско-технологические решения, определить трудоемкость изготовления единицы продукции и производственные риски. При этом необходимые параметры производственно-технологического процесса должны определяться оптимальным способом, обеспечивающем надлежащее качество продукции при приемлемом уровне трудоемкости и себестоимости производимых работ.

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке Минобрнауки РФ в рамках научного проекта № 26.1146.2017/4.6 "Разработка математических методов прогнозирования эффективно применения космических услуг в народном хозяйстве".



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 58)

донора, но и материал проволочного ворса щетки. Полагаем, что использование щеток с ворсом из стали 03X17H14M2 повышает коррозионную стойкость формируемых покрытий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Гаркунов Д. Н. Триботехника. М.: Машиностроение, 1985. 128 с.
2. Перепичка Е. В. Очистно-упрочняющая обработка изделий щетками. М.: Машиностроение, 1989. 136 с.
3. А. с. 57162 СССР: МПК С23 С26 / 02. Способ нанесения металлических покрытий.
4. А. с. 1206068 СССР: МПК В24 В39 / 00. Способ нанесения покрытий.
5. Белевский Л. С. Поверхностное пластическое деформирование с одновременным нанесением покрытий // Изв. вузов. Черная металлургия. 1987. № 7. С. 104, 105.
6. Кадошников В. И. Совершенствование технологии производства биметаллической сталеалюминиевой проволоки применением нового способа нанесения промежуточного слоя: Дис. ... канд. техн. наук; Магнитогорский ТГУ им. Г. И. Носова. Магнитогорск, 1988. 192 с.
7. Белевский Л. С. Пластическое деформирование поверхностного слоя и формирование покрытия при на-

несении гибким инструментом. Магнитогорск: Лицей РАН, 1996. 231 с.

8. Ударно-фрикционная комбинированная обработка гибким инструментом / Л. С. Белевский, И. В. Белевская, Ю. Ю. Ефимова, Н. В. Копцева // Вестник Магнитогорского ГТУ им. Г. И. Носова. 2014. № 4 (48). С. 53—57.

9. Koptseva N. V., Chukin M. V., Nikitenko O. A. Use of the Thixomet PRO software for quantitative analysis of the ultrafine-grain structure of low-and medium-carbon steels subjected to equal channel angular pressing // Metal Science and Heat Treatment. 2012. V. 54. N. 7—8. P. 387—392.

10. Формирование структуры и механических свойств углеродистой конструкционной стали в процессе наноструктурирования методом равноканального углового прессования / Н. В. Копцева, Ю. Ю. Ефимова, М. П. Барышников, О. А. Никитенко // Деформация и разрушение материалов. 2011. № 7. С. 11—17.

11. Повышение эксплуатационных характеристик деталей и оборудования методом электрофрикционного плакирования гибким инструментом / Л. С. Белевский, М. А. Леванцевич, Е. Л. Юреть и др. // Производство проката. 2018. № 10. С. 3—38.

12. Леванцевич М. А., Пилипчук Е. В., Кукареко В. А. Структурно-фазовый анализ хромовых покрытий, сформированных электродеформационным плакированием // Сб. тр. межд. симпозиума "Перспективные материалы и технологии", Брест, 27—31 мая 2019 г. / НАН Беларуси, Министерство образования республики Беларусь. Витебск, 2019. С. 504—506.

Автоматизация процедур оптимизации производственно-технологических процессов — одна из основных задач, решаемая применением цифровых технологий разработки и производства на основании цифровых двойников изделия. Используя "умные" интеллектуальные методы имитационного математического моделирования, можно в автоматическом режиме определять, например, параметры технологического процесса. В работе [1] предложен цифровой двойник для 3D-печати на станках с ЧПУ, который в зависимости от материала детали, заданных допусков на размеры элемента, предела текучести и других параметров заготовки, а также параметров технологического оборудования (ширины и высоты единичного валика и др.) позволяет определять параметры, необходимые для 3D-печати детали и дальнейшей ее обработки на станках с ЧПУ (скорость печати, тип газовой смеси и т. д.) при соблюдении качественных характеристик детали, заданных разработчиками.

Сложность задачи оптимизации производственно-технологических процессов связана с учетом большого числа параметров, на основании которых принимаются конструкторские и технологические решения: выбор материалов, назначения допусков и посадок, определение оборудования и методов обработки и т. д. Варьируя эти факторы, при условии удовлетворения детали заданным техническим характеристикам можно определить оптимальный способ ее изготовления. Современное производство обеспечивает достаточное число вариантов изготовления изделий и их составных частей, которое постоянно увеличивается с расширением технологических возможностей, достижений науки и техники.

В настоящей работе для выбора оптимального варианта изготовления детали предлагаются интеллектуальные методы анализа данных.

В условиях цифровизации процессов конструирования, подготовки производства и производства продукции для управления организацией технологического процесса можно задействовать современные методы интеллектуальной обработки информации. Однако большая часть этой информации недоступна для непосредственного анализа лицами, принимающими руководящие решения. Одна из причин этого — высокая размерность информационных потоков, обусловленная тем, что любые информационные события одновременно описываются большим числом различных показателей, непрерывно меняющихся во времени. Кроме того, для истинной оценки состояния системы необходимо одновременно анализировать не отдельные показатели, а всю совокупность многомерных данных. Таким образом, возникает актуальная задача — построение эффективных методов и информационных систем оперативного анализа многомерных потоков производственно-технологических данных

для управления организацией производственно-технологических работ.

Современные методы решения данной задачи связаны с цифровизацией основных процессов создания продукции. Большие массивы производственных данных и аналитика становятся одними из наиболее важных активов предприятия при управлении организацией работ по созданию новой продукции. Анализ накопленных производственных данных позволяет компаниям автоматизировать и совершенствовать свои операции в рамках единого цифрового предприятия, работа которого организована на применении соответствующего комплексного технологического инструментария, представляющего совокупность передовых технологий, используемых в разных областях хозяйственной деятельности организации. В настоящее время в практике промышленных организаций активно используются три основных комплексных инструментария:

- работа с данными, ставшими одним из важных активов организаций;

- обеспечение производственного процесса с использованием киберфизических систем, роботизации, аддитивных технологий и технологий открытого производства;

- взаимодействие организации с внешней средой благодаря беспилотным, безбумажным, мобильным и биометрическим технологиям, а также технологии "мозг—компьютер".

Инструментарий работы с данными представляется следующими технологиями: искусственный интеллект; туманные вычисления; сквозные, квантовые и суперкомпьютерные технологии; технологии идентификации; блокчейн; нейронные сети. Совокупность технологий обеспечивает эффективное управление и использование больших данных о внутренней и внешней среде организации и построение на их основании процесса управления организацией конструкторских и технологических работ. Этот инструментарий позволяет использовать накопленный опыт для формирования будущих решений с помощью прогрессивных алгоритмов самообучения. Кроме того, модели принятия решений сами адаптируются к новым условиям при получении новых данных. Важное преимущество указанных технологий в управлении данными — достижение высокой точности их обработки и минимизации ошибок, обусловленных человеческим фактором.

Рассмотрим управление организацией технологического процесса применением современных методов интеллектуальной обработки данных на основе нейронных сетей и построения цифровой модели (двойника) процесса. В данном случае под цифровой моделью подразумевается математическая модель адаптивного управления параметрами

технологического процесса в зависимости от параметров детали (заготовки) и применяемого технологического оборудования.

На рис. 1 приведена нейросетевая модель (двойник) для 3D-печати на станках с ЧПУ [1], с помощью которой назначаются рекомендуемые параметры 3D-печати и поддерживаются необходимые и достаточные режимы для получения структурных и механических характеристик конечного изделия, заданных разработчиком. На практике нейронные сети могут работать с десятками входных и выходных параметров, обеспечивая их оптимальный выходной набор по результатам обработки совокупности исходных данных.

Нейронные сети широко применяются в управлении многопараметрическими процессами, когда эффективные решения вырабатываются в результате анализа разнородных данных. Генерируемые экономическими процессами (в том числе производственными) большие данные являются результатом повсеместной цифровизации современной экономики, сопровождающейся большим информационным потоком при любой производственной или организационной деятельности.

Для решения задачи одновременного глубокого анализа многомерных информационных потоков идеально подходит нейросетевая модель, получившая название самоорганизующихся карт Кохонена. Метод позволяет строить наглядные графические карты, которые отражают распределение многомерных данных согласно их "внутреннему устройству". Это дает возможность строить наглядные размеченные карты различных состояний системы, которые можно использовать для классификации и

представления многомерной информации, причем методы машинного обучения на основе самоорганизующихся карт Кохонена автоматически анализируют исходные данные.

После построения (обучения) самоорганизующиеся карты можно использовать в качестве наглядного индикатора текущего состояния сложной системы. Для этого в каждый момент времени на карту нужно наносить точку, соответствующую текущему состоянию системы, что позволяет построить траекторию состояния системы на карте Кохонена. Анализируя поведение этой траектории, можно выделять опасные тенденции в ее развитии, а следовательно, принимать управленческие решения. Полученная карта Кохонена позволяет в оперативном режиме не только анализировать текущее состояние, но и оценивать принятые управленческие решения.

На рис. 2 приведен пример размеченной карты Кохонена, где темно-серым цветом в правом нижнем углу рисунка выделена область, соответствующая состоянию системы, а черным (левый верхний угол) — ее опасное состояние; черная линия — траектория состояний системы на карте Кохонена. Часть изменений траектории связана с управляющими решениями, направленными на исправление опасной ситуации.

Метод многомерных информационных потоков на основе построения самоорганизующихся карт Кохонена можно использовать для анализа поведения сложных систем в разных областях деятельности.

Производственно-технологический аудит предприятия как большой технико-экономической сис-

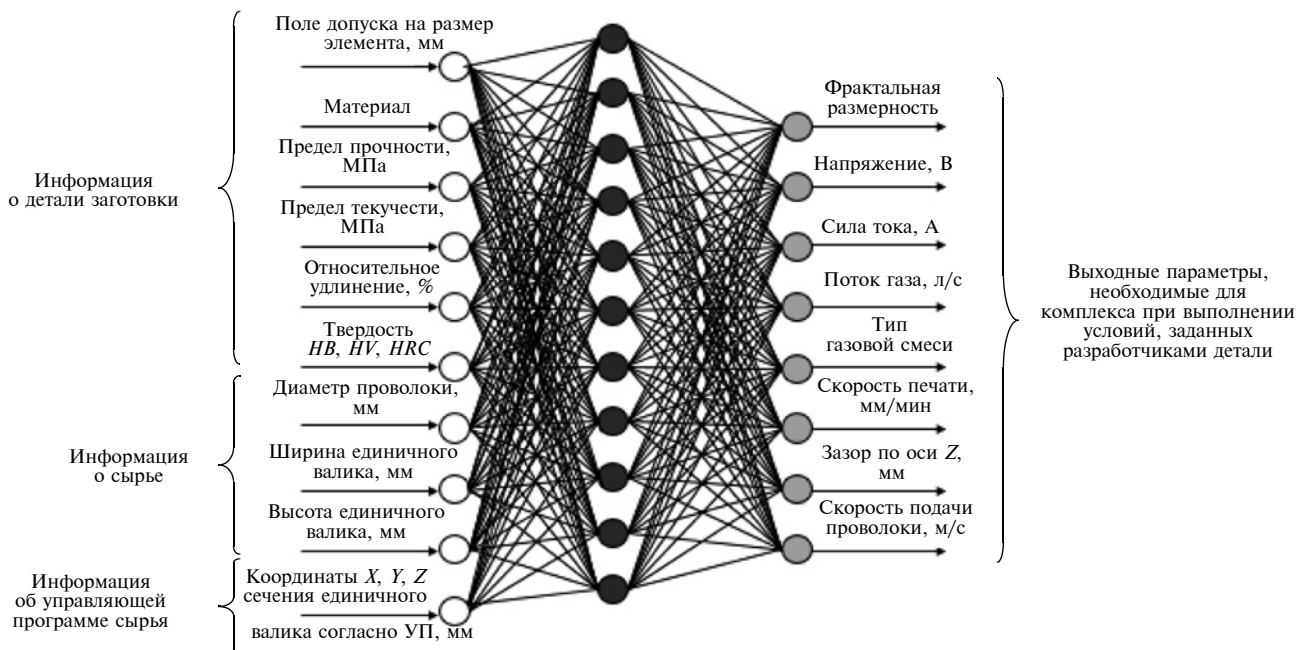


Рис. 1. Многослойная нейронная сеть для подбора параметров технологического процесса

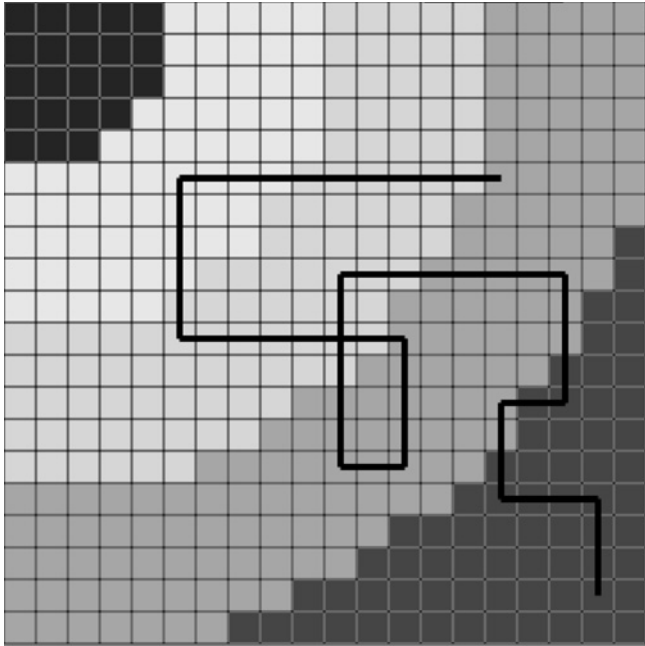


Рис. 2. Пример карты Кохонена с траекторией состояний системы

темы предусматривается в связи с тем, что функционирование любого предприятия связано с большим числом технико-экономических показателей, описывающих его состояние. При этом только комплексный анализ всех данных позволяет оценить истинное состояние предприятия и обнаружить опасные экономические тенденции.

Сложная техническая система также описывается большим числом показателей и индикаторов, которые в совокупности позволяют обнаружить рас- согласования в функционировании системы.

Многоагентная организационно-техническая система, например, производственные автоматизированные линии, описывается большими потоками данных, которые могут включать в себя как производственно-технологическую, так организационно-управленческую информацию. При этом успешность функционирования всей системы не сводится к успешному функционированию каждой отдельной компоненты, т. е. требуется корректная координация всей системы.

Таким образом, интеллектуальный анализ данных — это мощный инструмент, который можно эффективно использовать на всех этапах создания высококонкурентоспособной продукции как важный фактор формирования ее оптимальной себестоимости и трудоемкости изготовления (рис. 3).

Цепочка создания перспективного продукта на промышленном предприятии разбивается на следующие этапы, каждый из которых может характеризоваться большими массивами данных (рис. 4): разработка продукта; планирование производства; подготовка производства и инжиниринг; собственно производство продукта; техническое обслуживание и ремонт.

На каждом из этапов, в зависимости от конкретного производства, используются свои наборы

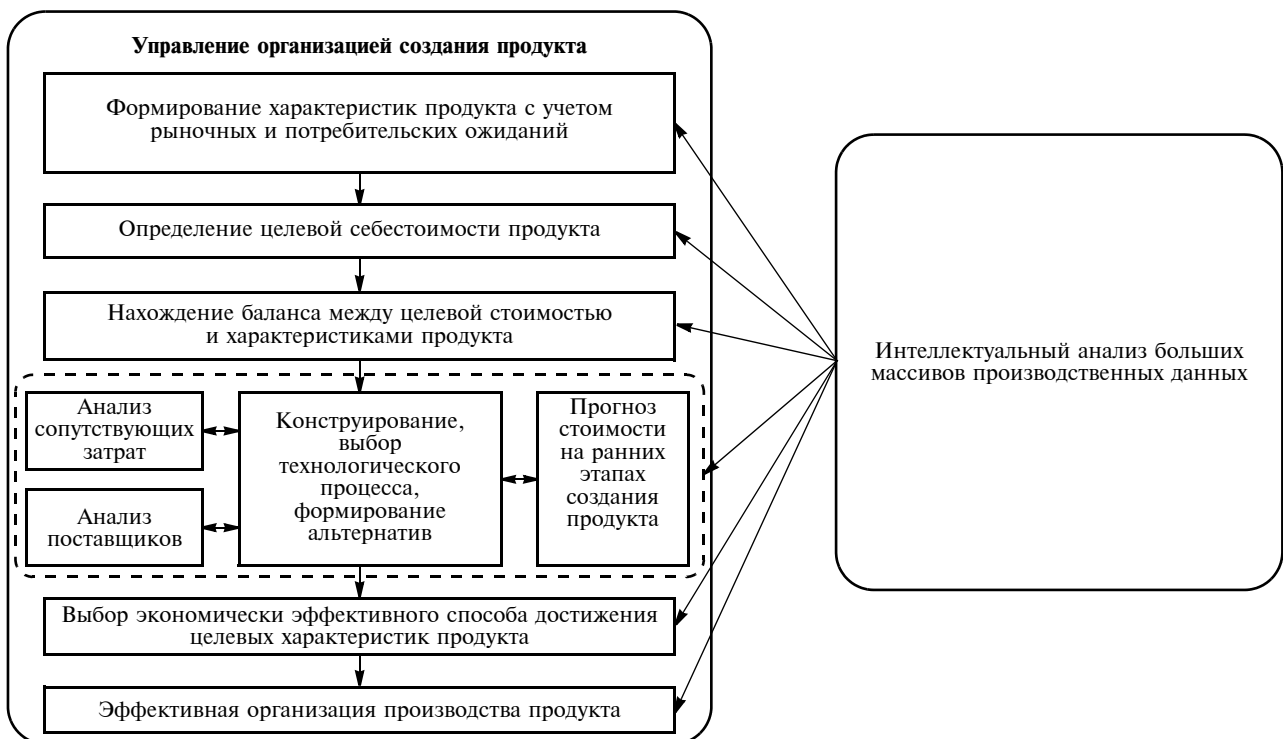


Рис. 3. Блок-схема интеллектуального анализа данных на всех этапах управления созданием продукта

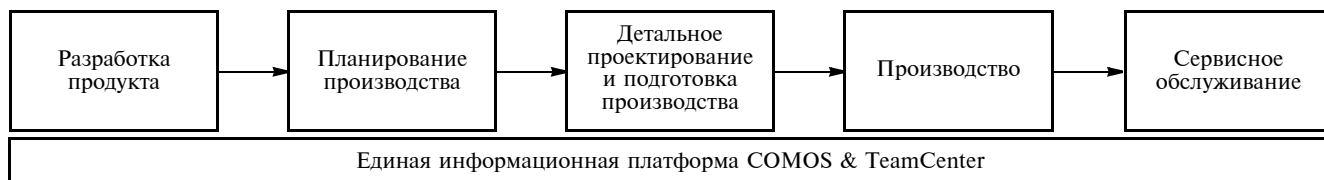


Рис. 4. Последовательность создания продукта на промышленном предприятии

компонентов, инструментов, технологических установок и решаются специфические задачи путем построения ее цифрового двойника. При этом происходит взаимодействие с факторами внутренней и внешней среды (например, поставщиками), что является отдельной задачей оптимизации на основе обработки больших массивов данных о поставщиках. В рамках цифровизации бизнес-процессов создается отражение этой цепочки в виртуальном мире, состоящее из цифровых двойников объектов и процессов реального мира. Затем с помощью информационных методов работы с цифровыми двойниками рассчитывается прогнозный технико-экономический эффект, который можно получить в результате создания продукции согласно разработанному и смоделированному "в цифре" облику продукции и этапов ее создания.

Заключение

Современная практика управления организацией конструирования и производственно-технологических процессов предполагает активное использование технологий цифровой экономики, представляющих собой эффективные инструменты анализа больших массивов производственной информации. Такая система управления производством лежит в основе создания "умного завода", т. е. цифровой системы управления производством, которая имеет следующие характеристики:

создание цифровых интеллектуальных платформ — своеобразных экосистем передовых цифровых технологий. На основании предикативной аналитики больших данных такой подход позволяет объединить территориальных участников проектирования и производства продукта будущего (создать так называемые виртуальные предприятия с целью объединения лучших технологий и компетенций для производства перспективного продукта с заданными стоимостью и высоким качеством), повысить гибкость и кастомизацию с учетом требований потребителей;

разработка цифровых моделей новых проектируемых изделий и производственных процессов. Цифровые модели должны быть больше адекватны реальным объектам и процессам (конвергенция материального и цифрового миров, порождающих синергетические эффекты);

цифровизация всего жизненного цикла изделий (от идеи, проектирования, производства, эксплуатации, сервисного обслуживания и до его утилизации). Так как позднее внесение изменений повышает стоимость изделий, то характеристики глобальной конкурентоспособности или высокие потребительские требования с учетом конкурентной цены должны предусматриваться еще на стадии проектирования.

Применение цифровых моделей изделия и производственно-технологических процессов направлено на оптимальное управление созданием и производством продукта путем применения современных интеллектуальных киберфизических и киберэкономических систем, образующих интегрированную цифровую платформу поддержки процесса принятия эффективных решений при управлении жизненным циклом изделия на предприятии и информационного обеспечения управленческой системы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Цифровой** двойник 3D-печати на станках с ЧПУ / Ю. Г. Кабалдин, П. В. Колчин, Д. А. Шатагин и др. // Вестник машиностроения. 2019. № 7. С. 47—49.
2. **Chursin A., Vlasov Yu., Makarov Yu.** Innovation as a Basis for Competitiveness. Heidelberg: Springer International Publishing, 2017. 336 p.
3. **Богинский А. И., Чурсин А. А.** Алгоритм минимизации технологической себестоимости производства детали в зависимости от допусков на ее изготовление // Сегодня и завтра российской экономики. 2018. № 87—88. С. 23—32.
4. **Богинский А. И., Ученов А. А., Чурсин А. А.** Оценка эффективности создания организационно-экономической системы управления // Экономика и управление: проблемы, решения. Т. 1. № 2 (86). С. 46—52.
5. **Восканян Е., Кривошапка И.** Цифровизация экономики: влияние на управление // Эффективное антикризисное управление. 2016. № 6 (99). С. 6—11.
6. **Балашова К. В.** Управление жизненным циклом создания инновационной продукции // Сборник статей IV Международной научно-практической конференции "Научные достижения и открытия современной молодежи". Пенза: Изд-во "Наука и Просвещение", 2018. С. 79—82.
7. **Дубровин А. В., Денискин Ю. И.** Моделирование процессов жизненного цикла изделий аддитивного производства // Качество и жизнь. 2016. № 4—5 (12). С. 282—288.

Разработка технологических основ изготовления, исследование и испытание новых фрикционных изделий сухого трения на основе железа для трансмиссий легких гусеничных машин¹

Рассматриваются технология изготовления, исследования и испытания новых фрикционных изделий на основе железа, работающих при сухом трении, получаемых динамическим горячим прессованием. Изделия предназначены для трансмиссий легких гусеничных машин большой мощности.

Ключевые слова: трансмиссия, фрикционный узел, сухое трение, накладка, заготовка, железо, каркас, покрытие, прессование, спекание, динамическое горячее прессование.

The technology of manufacturing, research and testing of new friction products based on iron, working at dry friction, obtained by dynamic hot pressing, are considered. Products are intended for transmissions of light tracked vehicles of high power.

Keywords: transmission, friction unit, dry friction, pad, billet, iron, frame, coating, pressing, sintering, dynamic hot pressing.

Известны заготовки секторных фрикционных накладок с плоской поверхностью сухого трения, состоящие из металлического каркаса с гальваническим покрытием и припеченной к нему порошковой прессовкой на основе железа [1], которые используются в разных отраслях машиностроения, в том числе в трансмиссиях легких гусеничных машин (ГМ) большой удельной мощности — более 2,25 кВт/кН (30 л. с/тс).

Серийное производство таких заготовок накладок включает приготовление шихты, прессование накладки под давлением, ее сборку с каркасом и длительное (несколько часов) спекание под давлением. Детали, полученные таким способом, имеют небольшую прочность и недостаточно надежное сцепление каркаса с прессовкой. Для повышения надежности и долговечности фрикционных порошковых накладок прессовку припекают к стальному каркасу под большим давлением, что значительно усложняет процесс изготовления заготовок, увеличивает их брак и снижает производительность процесса, требует применения малопроизводительных вертикальных садковых термических печей для длительного высокотемпературного спекания [2—4].

Поэтому в настоящее время актуальны разработка высокопроизводительного метода изготовле-

ния фрикционных изделий сухого трения на основе железа с высокими эксплуатационными и технологическими показателями для широкого производства, а также их исследования и испытания. Цель данной работы — создание подобного метода для изготовления фрикционных накладок сухого трения для трансмиссий легких ГМ большой удельной мощности [5]. Новизна заключается в разработке высокопроизводительного метода динамического горячего прессования (ДГП) новых порошковых фрикционных материалов (ПФМ) на основе железа, наносимых на подслои из карбонильного железа, для изготовления заготовок фрикционных накладок.

Известные методы горячей штамповки (в том числе с использованием метода ДГП) порошковых конструкционных материалов реализуются по следующим схемам:

1) приготовление порошковой шихты, холодное прессование порошковой заготовки, ее спекание, нагревание под горячую штамповку, горячая штамповка порошковой заготовки;

2) приготовление порошковой шихты, холодное прессование заготовки, совмещенное спекание и нагревание заготовки под горячую штамповку, горячая штамповка порошковой заготовки;

3) приготовление порошковой шихты, холодное прессование порошковой заготовки, ее нагревание под горячую штамповку, горячая штамповка заготовки.

Порошковые штамповки могут подвергаться последующей механической и термической обработке.

Технология обеспечивает: повышение коэффициента использования материала до $0,85 \div 0,95$; снижение трудоемкости изготовления изделий путем использования точных порошковых штамповок с шероховатостью поверхности $Ra = 3,2 \div 0,8$ мкм; получение изделий с заранее заданными свойствами и изделий из материалов, которые невозможно получить по традиционным технологиям; повышение ресурса деталей.

На основании известных методов горячей штамповки конструкционных ПФМ предлагается новый метод получения ПФМ сухого трения на основе железа, называемый методом "ДГП — ПФМ", а получаемые материалы — "марка шихты — ДГП".

Новая заготовка фрикционной накладки с плоской поверхностью трения или колодки с криволинейной поверхностью трения изготавливается следу-

¹ Работа выполнена при поддержке РФФИ и администрации Волгоградской области по проекту № 19-48-340021.

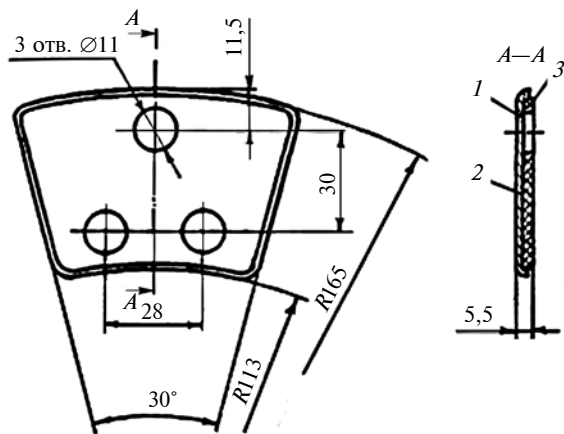


Рис. 1. Заготовка фрикционной накладки:

1 — несущий каркас; 2 — подслой; 3 — металлокерамика— порошковая прессовка

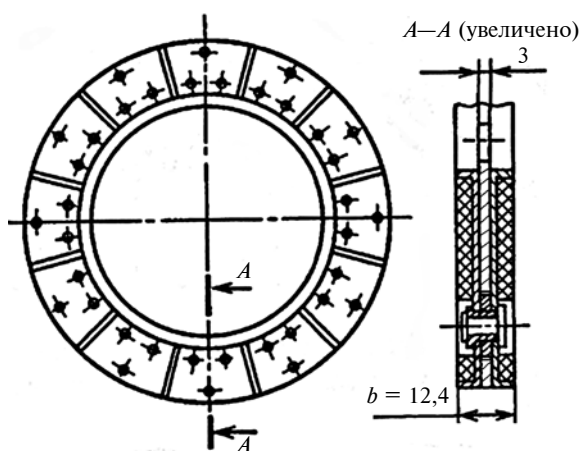


Рис. 2. Диск трения с фрикционными накладками сухого трения

ющим образом. На стальную основу с гальваническим покрытием и подслоем карбонильного железа или никеля, наносимым методом плазменного напыления, при давлении 450÷500 МПа напрессовывается порошковая шихта. Порошковую прессовку предварительно припекают к каркасу при температуре спекания фрикционного слоя, например, 900÷950 °С для шихты ФМК-79, МКВ-50, СМК-80, СМК-137, СМК-137П, СМК-249 с изотермической выдержкой в защитной атмосфере эндогаза в течение 1÷2 ч в проходной термической печи без

давления с последующим охлаждением. Далее предварительно спеченную заготовку быстро нагревают, например, токами высокой частоты в закалочном индукторе до температуры 1000÷1100 °С и проводят ДГП в штампе при давлении 500÷700 МПа с последующим охлаждением заготовки на воздухе.

Заготовки накладок и колодок на основе железа и ПФМ ФМК-79, изготовленные по технологии ДГП, отличаются плотной металлической матрицей фрикционного слоя и равномерным распределением пор. Физико-механические свойства ПФМ, из которых изготовлены накладки и колодки (температура спекания 1150 °С), в сравнении с материалом СМК-137П (температура спекания 1000÷1100 °С) приведены в табл. 1.

В лабораторных условиях определяли триботехнические свойства этих материалов при работе всухую согласно "Инструкции по контрольно-сдаточным испытаниям фрикционной металлокерамики на машине трения ИМ-58 № 173 ВИАМ" в соответствии с режимом: работа трения $A = 75,02$ кДж; удельная работа торможения $A_{уд} = 5,3$ кДж/см²; начальная скорость скольжения $v_H = 20$ м/с; удельное давление $p_{уд} = 0,5 \div 0,7$ МПа; коэффициент взаимного перекрытия 0,64; время торможения $t_T = 20$ с; число циклов 10. Контртело — чугун ЧНМХ (129÷148 НВ — партия I; 167 НВ — партия II).

На рис. 1 приведена новая заготовка фрикционной накладки для дискового остановочного тормоза (ОТ), полученная методом ДГП — ПФМ, которая состоит из секторного каркаса 1 с отбортовкой и покрытием, подслоя 2 и порошковой прессовки 3. Каркас толщиной 2 мм изготовлен из стали 20. Никелевое покрытие каркаса имеет толщину 18÷30 мкм. Подслой из порошка карбонильного железа, имеющий хорошие спекаемость и магнитные свойства, напыляется на покрытие каркаса плазменным методом, обеспечивающим надежное сцепление прессовки с каркасом за счет хорошей адгезии.

Диск трения с секторными фрикционными накладками сухого трения, прикрепленными к несущему диску с помощью плавающего заклепочного соединения, приведен на рис. 2.

На рис. 3 приведены конструкции разработанных порошковых фрикционных изделий узлов

Таблица 1

Физико-механические свойства фрикционных материалов порошковых накладок и колодок, изготовленных по технологии ДГП

Фрикционный материал	Химический состав, %	Толщина заготовки, мм	Твердость, HRF	Пористость, %	Плотность, г/см ³
ФМК-79, ДГП партия I	6 С; 0,7 S; 10 Cu; 1,6 В; 3 Si; остальное Fe	5,5÷6,1	95,5÷104	5÷8	5,2÷5,6
ФМК-79, ДГП партия II	То же	5,9÷6,3	83÷105,5	То же	То же
МКВ-50А, ДГП партия I	9,5÷9,8 С; 1,0÷1,2 S; 9,8÷9,9 Cu; 3,5÷3,7 В; 3,5÷3,7 Si; 3,1÷3,3 асбест; остальное Fe	5,27÷5,5	60÷80	5÷8	5,0÷5,1
СМК-137П ТУ 356-5-88 (раздельное прессование и спекание)	11÷13 С; 6÷8 FeMg; 20÷22 Cu; 24 концентрат Мо; 35 электрокорунд; 42÷44 Fe; 9÷11 мочевины	5,5÷6,0	20÷30	20÷25	5,2

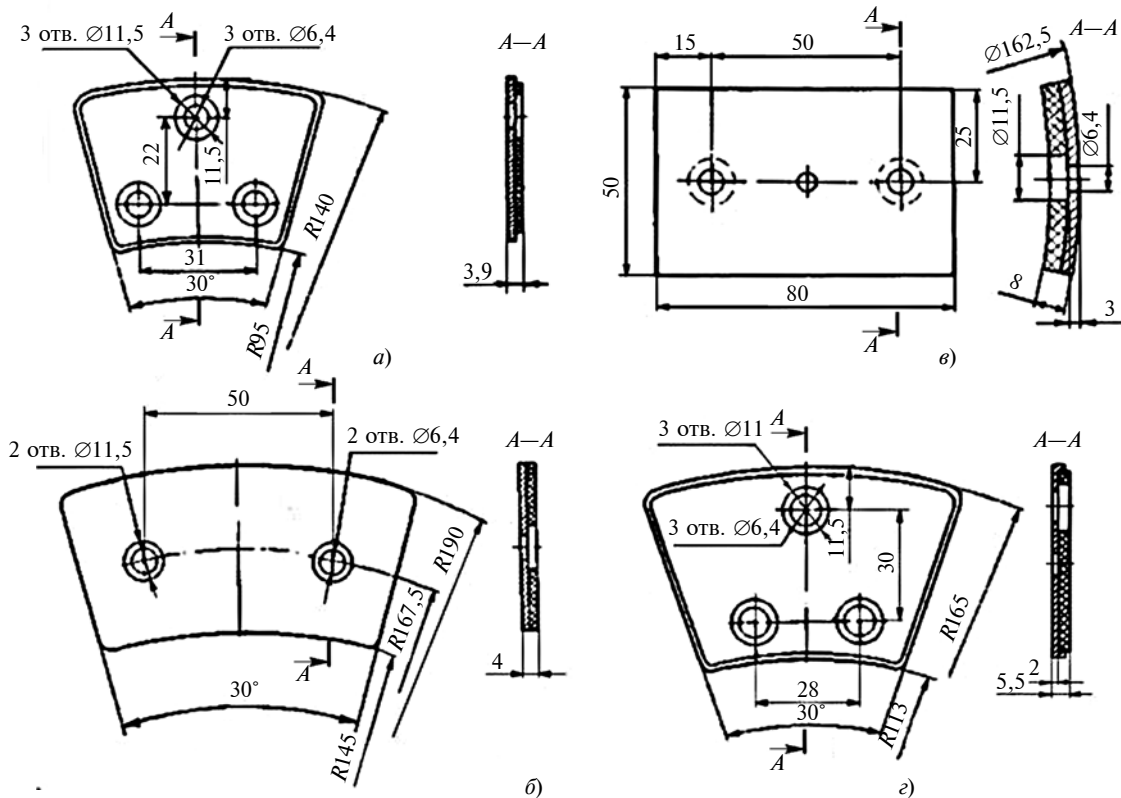


Рис. 3. Конструкции разработанных фрикционных изделий для узлов трансмиссий легких гусеничных машин: а, б — накладки для главного фрикциона; в — колодка для ленточного тормоза; г — накладка для дискового тормоза

трансмиссий легких ГМ большой удельной мощности.

Для оценки надежности сцепления порошковой прессовки с каркасом (подложкой) разработали математическую модель нагружения фрикционного ведущего диска ОТ трансмиссии легкой ГМ с учетом геометрических характеристик фрикционного устройства и места его установки в трансмиссии:

$$\frac{0,5 GR_{в.к}}{i_{б.п}} = \mu PR_{ср} z < 0,2 D_H^3 \left(1 - \frac{D_B^4}{D_H^4} \right) [\tau_{кр}], \quad (1)$$

где G — вес ГМ; $R_{в.к}$ — радиус ведущего колеса; $i_{б.п}$ — передаточное число бортовой передачи; μ — коэффициент трения; P — сила (нормальная), сжимающая трущиеся детали; $R_{ср}$ — средний радиус трения; z — число пар трения; $[\tau_{кр}]$ — допускаемые напряжения кручения в сопряжении "фрикционный материал — стальная основа"; D_H и D_B — наружный и внутренний диаметры зоны трения на диске.

Рассчитанные по модели (1) напряжения $\tau_{кр}$ кручения сравнивали с результатами экспериментальных испытаний и корректировали.

Натурные диски ОТ с накладками из новых фрикционных материалов испытывали на одномассовом инерционном электростенде (инерционная масса маховика $I = 1,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ соответствовала

приведенной к валу ОТ массе изделия). Предварительные сравнительные испытания прошли четыре варианта дисков для сухого трения [6] с накладками, изготовленными в соответствии с рис. 2 из фрикционной металлокерамики на основе железа:

- 1) СМК-137П, полученной методом раздельного прессования и длительного спекания под давлением [7];
- 2) ФМК-79, полученной методом ДГП (партия I, см. табл. 2);
- 3) ФМК-79, полученной методом ДГП (партия II, см. табл. 2);
- 4) МКВ-50А, полученной методом ДГП (партия I, см. табл. 2).

В качестве контртела использовали сталь 45Х.

Износ накладок дисков трения определяли циклами, соответствующими режимам работы ОТ в среднестатистических условиях эксплуатации ГМ массой 18 т с пробегом 1000 км. Каждый вариант дисков трения ОТ прошел ресурсные испытания на стенде, соответствующие 4000 км пробега ГМ. При реализации указанных режимов начальная скорость v_H скольжения дисков и среднее удельное давление $q_{уд}$ на диски составляли соответственно $v_H = 14,8 \div 40,5 \text{ м/с}$ и $q_{уд} = 0,1 \div 0,4 \text{ МПа}$.

За оценочные показатели влияния фрикционного материала накладок и технологии их изготовления на эксплуатационные характеристики

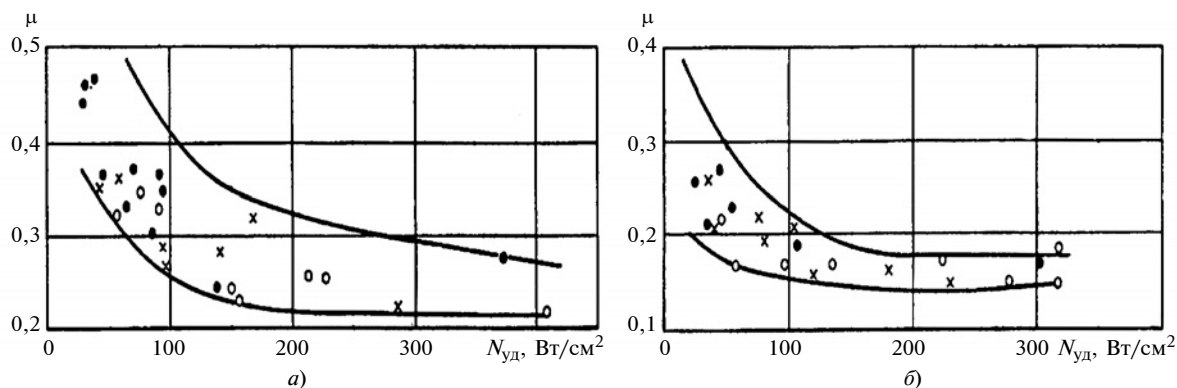


Рис. 4. Зависимости среднего коэффициента трения μ от удельной мощности $N_{уд}$ трения для пар "сталь 45X — фрикционный материал": а — ФМК-79, ДГП партия II; б — СМК 137П при удельной работе трения, равной 135 (●), 465 (×), 1030 Дж/см² (○); линиями обозначены границы области разброса результатов испытаний

дисков приняли: суммарный износ пары трения и износ металлокерамического диска (МКД), соответствующий пробегу машины 1000 км; средний коэффициент трения на наиболее тяжелом режиме испытаний дисков; состояние дисков трения в конце этапа испытаний.

На рис. 4 приведены зависимости среднего за время буксования коэффициента μ трения от удельной мощности $N_{уд}$ трения для пар "сталь 45X — фрикционный материал". В табл. 3 приведены оценочные показатели для дисков с разными накладками в конце этапа I испытаний, эквивалентных 1000 км пробега изделия.

Результаты испытаний показали, что фрикционные материалы ФМК-79 (партии I и II) и МКВ-50А (партия I), полученные методом ДГП, практически равнозначны по износостойкости, уступая максимум на 50 % металлокерамике СМК-137П, полученной методом раздельного прессования и длительного спекания под давлением. Из трех матери-

алов явное преимущество имеет металлокерамика ФМК-79 (партия I), обеспечивающая при прочих равных условиях более высокий средний коэффициент трения и относительно стабильное его изменение при торможении, что позволяет упростить конструкцию привода тормоза и уменьшить интенсивность "клевок" машины при торможении [8].

Установленная склонность материала СМК-137П к выкрашиванию у кромок отверстий и по наружному диаметру накладок снижает эксплуатационную надежность тормозов при длительной эксплуатации и сводит на нет небольшие преимущества по износостойкости. Кроме того, СМК-137П по сравнению с другими фрикционными материалами имеет более низкие фрикционные свойства.

В табл. 4 приведены оценочные показатели для дисков трения с разными накладками, полученные на конец испытаний, эквивалентных 4000 км пробега ГМ.

Таблица 2

Результаты триботехнических испытаний

Фрикционный материал	Износ, мкм, при торможение		Коэффициент трения	Стабильность коэффициента трения,	Твердость до механической обработки по шкале <i>HRF</i>
	фрикционного материала	контртела			
ФМК-79, ДГП партия I	8,3	1,2	0,381	0,91	95,5÷104
ФМК-79, ДГП партия II	8,9	1,3	0,414	0,86	83÷105,5
ФМК -79 ОСТ 1.90115-74 (раздельное прессование и длительное спекание под давлением)	Не более 12	Не более 9	0,3÷0,4	Не менее 0,7	80÷105

Таблица 3

Оценочные показатели для дисков с разным типом накладок в конце этапа I испытаний

Фрикционный материал	Износ пары трения, мкм	Износ МКД, мкм	Средний коэффициент трения	Состояние дисков	
				Наличие выкрашивания фрикционного слоя	Коробление, мм
СМК-137П	155	324	0,12	Есть	0,3÷0,4
ФМК-79, ДГП партия I	238	426	0,19	Нет	0,4÷0,9
ФМК-79, ДГП партия II	227	387	0,29	—/—	0,7÷0,8
МКВ-50А, ДГП партия I	233	429	0,25	—/—	3,8÷4,0

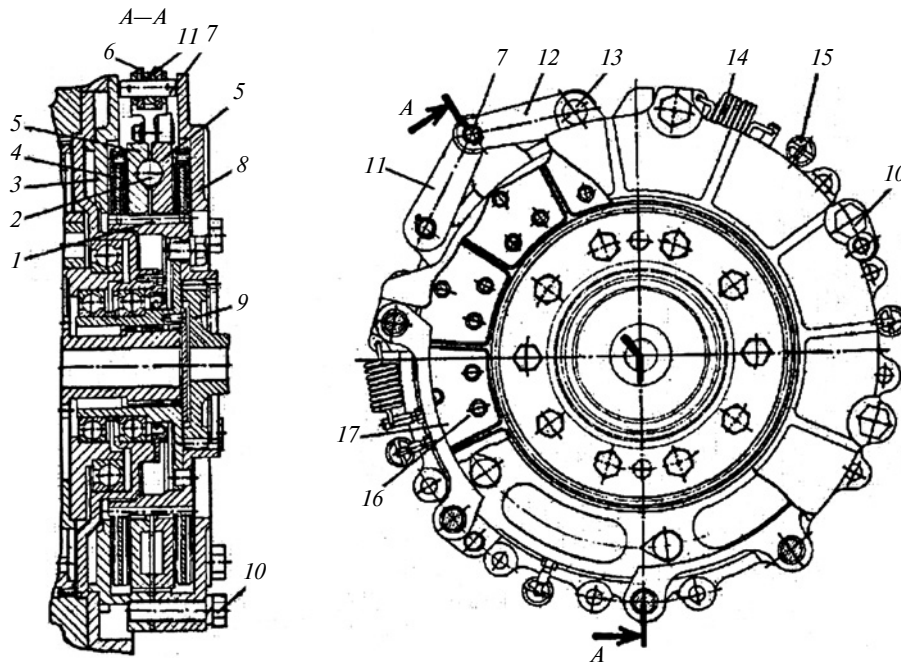


Рис. 5. Дисковый остановочный тормоз:

1 — барабан ведущий; 2 — шарик; 3 — корпус; 4 — диск трения; 5 — диск нажимной; 6 — ролик; 7 — ось; 8 — крышка; 9 — вал ведущий; 10 — болт; 11 — серьга; 12 — вилка; 13 — ось; 14 — пружина; 15 — пружина; 16 — заклепка; 17 — накладка

По результатам сравнительных натурных стендовых испытаний тормозных дисков, соответствующих 4000 км пробега ГМ, износостойкость и фрикционные свойства накладок из ПФМ, полученных методом ДГП, выше, чем накладок, полученных методом спекания под давлением. Кроме того, меньшая склонность к выкрашиванию порошкового материала предлагаемых фрикционных накладок повышает эксплуатационную надежность фрикционных узлов сухого трения при длительной эксплуатации ГМ в тяжелых условиях [9, 10].

Новые заготовки фрикционной накладки из материала на железной основе типа ФМК-79 для ОТ сухого трения, полученные методом ДГП—ПФМ на подслое карбонильного железа, по сравнению с накладками, полученными методом отдельного прессования и длительного спекания под давлением, имеют в 2—2,5 раза большую прочность сцепления фрикционного слоя со стальной основой и в 1,1—1,5 раза большую твердость фрикционного слоя. При этом в 1,5—3 раза увеличивается производительность изготовления накладки, повышаются механическая прочность и технологичность деталей. Кроме того, малопроизводительные вертикальные садковые термические печи, не обеспечивающие стабильное высокотемпературное спекание под давлением, были заменены высокопроизводительными проходными горизонтальными печами для спекания без давления, обеспечивающими стабильное предварительное спекание.

Условия работы фрикционных узлов сухого трения трансмиссий легких ГМ большой удельной мощности рассматриваются в работах [11—14] и

представлены в табл. 5. Общий вид испытуемого ОТ с новыми фрикционными дисками представлен на рис. 5.

Результаты сравнительных эксплуатационных испытаний ГМ большой удельной мощности (2,25 кВт/кН) массой 13,2 т по определению износостойкости дисков трения ОТ с накладками из порошкового материала ФМК-79—ДГП представлены в табл. 6, в которой показаны высокие эксплуатационные характеристики ОТ с новыми накладками сухого трения при работе в условиях теплоимпульсного нагружения [15].

Подтверждена допустимая адгезионная прочность сцепления порошкового материала с каркасом накладки ведущего диска ОТ, которая заложена при создании фрикционного узла.

Прогрессивный высокопроизводительный метод (ДГП—ПФМ) изготовления порошковых фрикционных накладок и колодок сухого трения может быть использован для изготовления узлов трения трансмиссий легких ГМ с большой удельной мощ-

Таблица 4
Результаты стендовых испытаний дисков трения с накладками из порошковых материалов

Материал накладки	Износ накладки, мкм, после пробега, км					
	1000	1000	1000	1000	суммарного за 4000	среднего за 1000
СМК-137П	155	355	216,5	278	1004,5	251
ФМК-79, ДГП партия II	227	230	251	192	904	226

Условия работы фрикционных узлов сухого трения трансмиссий легких ГМ большой удельной мощности

Узел трения	Работа трения, Н·м	Удельная работа трения, Н·м/см ²	$V_{ск.маx}$, м/с	$p_{уд.маx}$, Н/см ²	Температура в зоне трения, °С		Время буксования, с	Масса ГМ, т
					средняя допустимая	диапазон рабочих температур		
Главный фрикцион	745*	39,2	42,2	15,0	$\frac{300 \div 400}{700}$	-60÷+700	0,47	7÷8
Бортовой фрикцион	235*	3,98	65,8	39,8	$\frac{300 \div 400}{700}$	-60÷+700	0,38	
Ленточный ОТ	6860	1050	73	83,6	$\frac{400 \div 500}{800}$	-60÷+ 800	4÷8	
Дисковый ОТ	18620	882	96	24,5	$\frac{400 \div 500}{900}$	-60÷+900	4÷8	17,5
Дисковый (малогабаритный) ОТ	14750	800	60	41,6	$\frac{400 \div 500}{1000}$	-60÷+900	4,9÷8	13,2

Примечание: $p_{уд.маx}$ — максимальное удельное давление на поверхность трения; $V_{ск.маx}$ — максимальная скорость скольжения относительно контртела. *При трогании со II передачи.

ностью, а материал трения ФМК-79—ДГП может быть использован в качестве унифицированного для этих узлов трения: главный фрикцион, бортовой фрикцион, ленточный ОТ, дисковый ОТ.

Таким образом, предложен метод динамического горячего прессования новых порошковых фрикционных материалов (ДГП—ПФМ) на основе железа для изготовления изделий сухого трения из шихты разных составов на подслое из карбонильного железа.

При использовании метода ДГП—ПФМ повышаются: надежность сцепления прессовки с каркасом; плотность и механическая прочность; технологичность и производительность изготовления порошковой фрикционной накладки; упрощается термическое оборудование для ее изготовления, что повышает надежность и ресурс фрикционных устройств трансмиссий легких ГМ большой удель-

ной мощности. Полученные результаты можно использовать при создании новых и модернизации существующих фрикционных узлов трансмиссий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Тормозные** устройства / Под ред. М. П. Александрова. М.: Машиностроение, 1985. 132 с.
2. **Федорченко И. М., Крячек В. М., Панаиоти И. И.** Современные фрикционные материалы. Киев: Наукова думка, 1975. 334 с.
3. **Словарь-справочник** по трению, износу и смазке деталей машин / Е. Л. Шведков, Д. Я. Ровинский, В. Д. Зогула, Э. Д. Браун. Киев: Наукова думка, 1979. 188 с.
4. **Панаиоти И. И., Иванова И. И., Карпец М. В.** Кинетика трибосинтеза структур в зоне фрикционного контакта материалов фрикционной пары, работающей в условиях теплоимпульсного нагружения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2009. № 4. С. 40—43.
5. **Дроздов Ю. Н., Павлов В. Г., Пучков В. Н.** Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник. М.: Машиностроение, 1986. 223 с.
6. **Трансмиссии** гусеничных и колесных машин / В. М. Труханов, В. Ф. Зубков, Ю. И. Крыхтин, В. Ф. Желтобрюхов. М.: Машиностроение, 2001. 736 с.
7. **Порошковая** металлургия, материалы, технологии, свойства, области применения: Справочник / И. М. Федорченко, И. Н. Францевич, И. Д. Родомысльский и др. Киев: Наукова думка, 1985. 623 с.
8. **Шаповалов В. В., Сладковски А., Эркенов А. Ч.** Актуальные задачи современной триботехники и пути их решения // Известия вузов. Машиностроение. 2015. № 1 (658). С. 64—75.
9. **Трение**, изнашивание и смазка: Справочник. Кн. 1 / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. М.: Машиностроение, 1978. 400 с.
10. **Белый В. А., Свириденко А. И.** Актуальные направления развития исследований в области трибологии // Трение и износ. 1986. Т. 7. № 4. С. 593—603.
11. **Крыхтин Ю. И., Карлов В. И.** Разработка главных фрикционов с металлокерамическими дисками с новыми материалами трения в трансмиссиях гусеничных машин и математической модели нагружения фрикционного материала // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2018. Т. 19. № 11 (219). С. 497—502.

Таблица 6

Результаты эксплуатационных испытаний ГМ массой 13,2 т по определению износостойкости дисков трения ОТ с накладками из ФМК-79—ДГП

Номер машины	Пробег, км	Материал накладок	Средний максимальный односторонний износ h поверхности трения фрикционного диска, мм	
			левого ОТ	правого ОТ
1	4000*	ФМК-79—ДГП	0,5/0,35	0,3/0,38
2	8000	То же	0,3/0,32	0,34/0,33
3	8500	СМК-137	0,55/0,42	0,42/0,55
4	8550	СМК-137П	0,46/0,35	0,345/0,375

Примечание: В числителе приведены данные для накладок из материала партии I, в знаменателе — из материала партии II. *Эксплуатация в нештатной ситуации: с подтормаживанием дисков трения при выключенном ОТ.

УДК 621.788

А. А. КОСТРЮКОВ, А. В. ЩЕДРИН, кандидаты технических наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), А. А. БЕКАЕВ, канд. техн. наук (Московский политехнический университет), e-mail: kaaoz@bk.ru

Математическая модель для прогнозирования сил волочения сплошных цилиндрических заготовок с модифицированным поверхностным слоем

Получена уточненная математическая модель для прогнозирования и анализа сил волочения сплошных цилиндрических заготовок с модифицированным поверхностным слоем при обработке инструментом с регулярным микрорельефом и использовании инновационных металлоплакирующих смазочных материалов, обеспечивающих эффект безызносности Гаркунова—Крагельского при трении.

Ключевые слова: сила волочения, регулярный микрорельеф, очаг деформации, металлоплакирующий смазочный материал.

An refined mathematical model is obtained for predicting and analyzing the drawing forces of continuous cylindrical billets with a modified surface layer when machining with a regular microrelief tool and using innovative metal-clad lubricants that provide the Garkunov–Kragelskiy wearless effect with friction.

Keywords: drawing force, regular microrelief, deformation zone, metal-clad lubricant.

Волочение — высокоэффективный метод формообразующей и отделочно-упрочняющей охватывающей обработки сплошных и полых профилей разной длины, структуры и формы поперечного сечения [1—3].

В настоящее время данный метод обработки сплошных цилиндрических профилей систем-

но [4—6] интенсивно совершенствуется благодаря использованию самоорганизующихся триботехнологий, которые включают регуляризацию микрогеометрии и модификацию поверхности волочильного инструмента и заготовки, а также применение инновационных металлоплакирующих смазочных материалов, реа-

лизующих эффект безызносности при трении Гаркунова — Крагельского [7—13].

Это позволит уменьшить на 25÷72 % силы обработки, примерно в 2 раза повысить ее качество и производительность, а также существенно снизить затраты на волочильный инструмент применением более дешевых инструментальных материалов в результате образования защитной (сервовитной) пленки.

При выборе технологического оборудования для соответствующих операций волочения необходимо максимально точно прогнозировать силы обработки. Наиболее точной теоретической моделью для прогнозирования и анализа сил волочения сплошных цилиндрических заготовок является формула А. Л. Воронцова [14].

На основании ранее выполненных теоретико-экспериментальных исследований с учетом знака и высоты волны внеконтактной деформации, возникающей на рабочем конусе деформирующей фильеры, и избирательного переноса при трении в виде сервовитной пленки [9, 15] уточненная математическая модель сил волочения сплошных цилиндрических заготовок с модифицированным поверхностным слоем при использовании металлоплакирующих смазок имеет вид:

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 68)

12. **Крыхтин Ю. И., Карлов В. И.** Разработка дисковых остановочных тормозов с металлокерамическими дисками в трансмиссиях гусеничных машин и математическая модель нагружения фрикционного материала // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. Т. 20. № 1 (222). С. 12—17.

13. **Крыхтин Ю. И., Карлов В. И.** К вопросу разработки бортовых фрикционов с металлокерамическими дисками с новыми материалами трения в трансмиссиях гусеничных машин и математической модели нагружения фрикционного материала // Справочник. Инженерный журнал. 2019. № 1. С. 36—41.

14. **Крыхтин Ю. И., Карлов В. И.** К вопросу разработки ленточного остановочного тормоза с металлокерамическими колодками с новыми материалами трения в трансмиссиях гусеничных машин и математической модели нагружения фрикционного материала // Справочник. Инженерный журнал. 2019. № 2. С. 9—15.

15. **Лукович В. В., Панаиоти И. И.** Математическая модель расчета температуры пятна фрикционного контакта и плотности теплового потока в материалах пары трения за тормозной цикл // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2008. № 5. С. 15—25.

$$\left\{ \begin{aligned}
 q_d^T &= 0,25(D_L - 2h_{c.п})\bar{\sigma}_s \left[\left(2 + f \frac{\sin \alpha}{1 - \cos \alpha} \right) \ln \left(\frac{D_3 \pm 2\Delta R_3 + 2h_{c.п}}{D_L - 2h_{c.п}} \right) + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{1 - \cos \alpha}{\sin \alpha} + 2f \frac{L_L}{(D_L - 2h_{c.п})} \right]; \\
 F_d^T &= \pi q_d^T (D_L - 2h_{c.п}); \\
 q_\Phi^T &= \frac{E_{пр}(\chi_3 + 1)}{\pi K_1 K_2 (\chi_3 + 1,5)} \sqrt{\frac{\varepsilon_3 H_{3 \max}}{K_3 R_{пр}}}, \\
 f &= f_a + f_d = \left(\frac{\pi K_1 K_2 (\chi_3 + 1,5)}{E_{пр}(\chi_3 + 1)} \tau_0 \sqrt{\frac{K_3 R_{пр}}{\varepsilon_3 H_{3 \max}}} + \beta \right) + \left(0,28 \sqrt{\frac{\varepsilon_3 H_{3 \max}}{R_{пр}}} \right),
 \end{aligned} \right. \quad (1)$$

ности рабочего канала фильеры, мкм; $H_{3 \max}$ и ε_3 — максимальная высота микровыступа шероховатой поверхности заготовки до волочения, мкм, и его относительная деформация при волочении; τ_0 — прочность адгезионной связи при $q_\Phi^T = 0$; β — пьезокоэффициент влияния q_Φ^T на прочность адгезионной связи.

Определение перечисленных параметров и коэффициентов частично рассмотрено в работе [15].

Для первой экспериментальной проверки теоретической модели (1) приняли метод волочения

где q_d^T — теоретическая удельная (погонная) сила волочения, Н/мм; D_L — диаметр рабочего канала деформирующей фильеры по калибрующей ленточке, мм; $h_{c.п}$ — толщина части модифицированного слоя в виде защитной (сервовитной) пленки, мм; $\bar{\sigma}_s$ — среднее по очагу деформации напряжение текучести обрабатываемого материала, МПа; e_i — накопленная деформация; α — угол рабочего конуса фильеры, град; f , f_a и f_d — коэффициент трения скольжения и его адгезионная и деформационная составляющие; D_3 — диаметр заготовки до волочения с учетом регулярной микрогеометрии поверхности и толщины антифрикционного покрытия [10–13], мм; ΔR_3 — параметр, учитывающий знак и высоту волны внеконтактной деформации, возникающей на рабочем конусе фильеры, мм; L_L — ширина калибрующей ленточки фильеры, мм; F_d^T — теоретическая суммарная сила волочения, Н; q_Φ^T — теоретическое фактическое контактное давление на рабочем конусе фильеры, МПа; $E_{пр}$ — приведенный модуль упругости, МПа; χ_3 — распределение по высоте микровыступов поверхности заготовки до волочения; K_1 , K_2 , K_3 — коэффициенты общего решения контактной задачи Герца — Беляева; $R_{пр}$ — приведенный радиус округления вершины единичного микровыступа поверх-

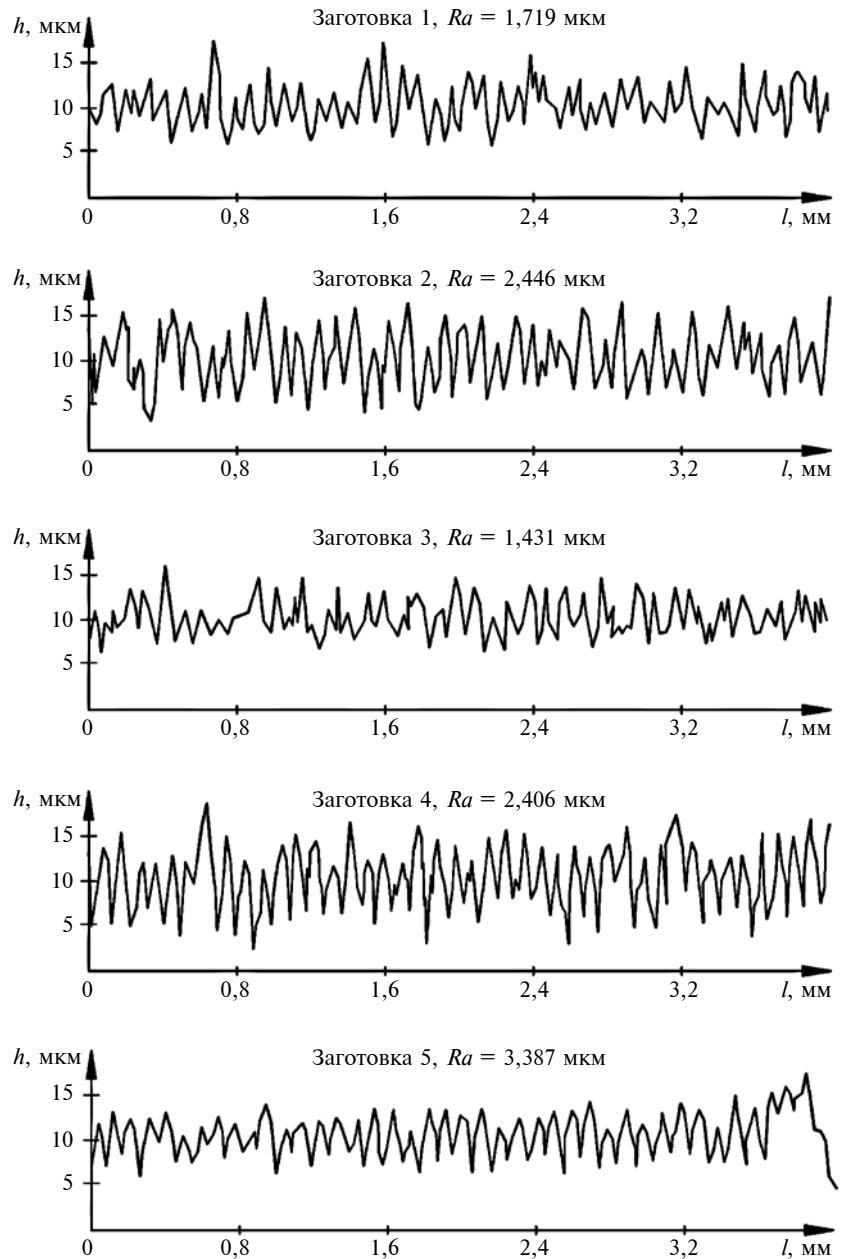


Рис. 1. Продольные профилограммы поверхностей заготовок 1–5 из стали 45

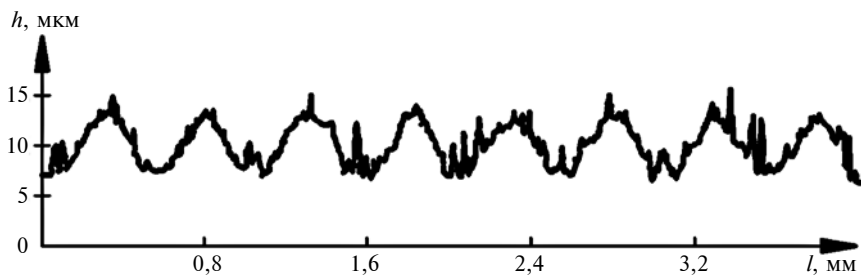


Рис. 2. Продольная профилограмма поверхности калибрующей ленточки фильеры с регулярным микрорельефом:

$\Gamma_k = 10$ мкм и $\text{Ш}_k = 0,5$ мм — соответственно глубина и шаг канавок; сталь 9ХС; $Ra_{\text{н}} = 1,791$ мкм — шероховатость поверхности рабочего канала фильеры по калибрующей ленточке

сплошных цилиндрических заготовок из отожженной стали 45 ($174 \div 187$ HB) через деформирующую фильеру из инструментальной стали 9ХС ($58 \div 61$ HRC) [9], аналогичную инструментам [10–12], рабочий канал которой упрочнен регулярным микрорельефом в виде однозаходных винтовых канавок радиусом 1,5 мм, с шагом 0,5 мм и первоначальной глубиной 10 мкм на участке калибрующей ленточки. Участок заготовок [9] для обработки волочением в приспособлении [16] имел длину 150 мм.

Продольные профилограммы поверхности заготовок до волочения (после точения) для определения параметров χ_3 и $H_{3\text{max}}$ представлены на рис. 1. Продольная профилограмма калибрующей ленточки деформирующей фильеры [9] для определения радиуса $R_{\text{пр}}$ показана на рис. 2. Номинальное обжатие $i_{\text{н}}$ на диаметр варьировалось в диапазоне $0,1 \div 0,5$ мм через 0,1 мм. Скорость волочения 1 м/мин. В качестве технологической смазки использовали минеральное масло марки И-40 с добавкой 50 об. % металлоплаки-

рующей присадки "Валена", реализующей эффект безызносности (избирательного переноса) при трении Гаркунова — Крагельского [7, 13].

На рис. 3 приведены продольные профилограммы очага деформации на рабочем конусе фильеры, по которым от максимального микровыступа исходной (до волочения) поверхности заготовок с соответствующим знаком можно определить величину ΔR_3 , зависимость которой от фактического обжатия $i_{\text{ф}}$ для стали 45 приведена на рис. 4, где h — высота профилограммы, мкм; l — длина профилограммы, мм.

Для реального учета в математической модели (1) упрочнения обрабатываемого материала провели испытания по ГОСТ 25.503—97. Получили общую кривую упрочнения стали 45 (рис. 5, а). Рассматриваемый диапазон накопленной деформации заготовки e_i в экспериментальном исследовании составил $e_i = 0,011 \div 0,044$, поэтому полученную кривую на участке $e_i = 0,00675 \div 0,045$ аппроксимировали частной кривой

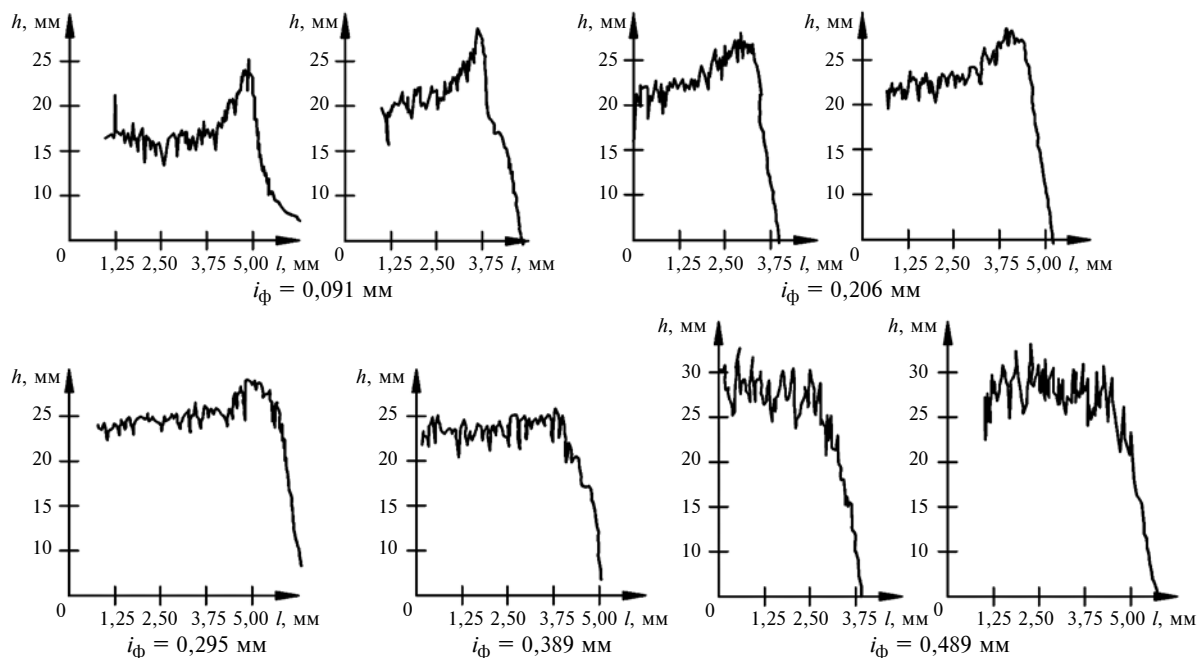


Рис. 3. Продольные профилограммы очагов деформаций на рабочем конусе фильеры при разных значениях фактической абсолютной деформации $i_{\text{ф}}$:

$\Gamma_k = 10$ мкм и $\text{Ш}_k = 0,5$ мм; сталь 45; смазочный материал И-40 + 50 % присадка "Валена"

(рис. 5, б), уравнение которой имеет вид (МПа):

$$\sigma_s = 241,061 + 5872e_i \quad (1)$$

Исходная информация и результаты расчета по математической модели (1), а также сравнение теоретической q_d^T и экспериментальной $q_d^Э$ удельных сил волочения для заготовок 1–5 приведены в табл. 1. Экспериментальная удельная сила волочения определяется по формуле (Н/мм):

$$q_d^Э = 49,363 + 364,31i_\Phi \quad (2)$$

После аппроксимации полученных результатов теоретическая удельная сила волочения определяется по формуле

$$q_d^T = 76,279 + 236,34i_\Phi \quad (3)$$

На рис. 6 приведены экспериментальная (линия 1) и теоретическая (линия 2) зависимости удельной силы волочения, полученные соответственно по формулам (2) и (3). Анализ результатов табл. 1 показал, что в диапазоне $i_\Phi = 0,091 \div 0,489$ мм относительная погрешность теоретических

значений удельной силы волочения [$\Delta q_d = ((q_d^Э - q_d^T)/q_d^Э)100\%$] составляет от $-29,1$ до $+23\%$, а зависимости сходятся при $i_\Phi = 0,21$ мм (см. рис. 6). Это связано с большим разбросом параметра шероховатости поверхности заготовок до волочения (см. рис. 1 и табл. 1), который существенно влияет на контактные процессы в соответствии с примененными формулами коэффициента трения скольжения и фактического контактного давления [5].

При этом фактическое контактное давление существенно больше среднего по очагу деформации напряжения текучести обрабатываемого материала, что свидетельствует об аналогичном соотношении фактической и номинальной площадей контакта поверхностей заготовки и рабочего канала деформирующей фильеры (см. рис. 1 и 2) [4, 5].

Для второй экспериментальной проверки достоверности теоретической модели (1) приняли аналогичный предыдущему метод волочения сплошных цилиндрических заготовок из стали 45 (186 НВ) со сложно модифици-

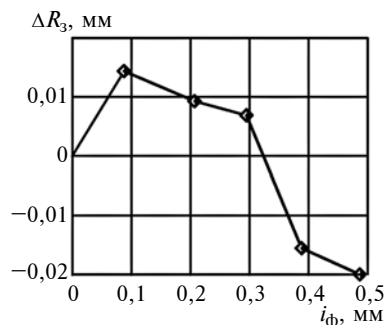


Рис. 4. Зависимость величины и знака внеконтактной деформации ΔR_3 от фактического абсолютной деформации i_Φ : $\Gamma_k = 10$ мкм и Π_k "Валена" = 0,5 мм; сталь 45; смазочный материал И-40 + 50 % присадки "Валена"

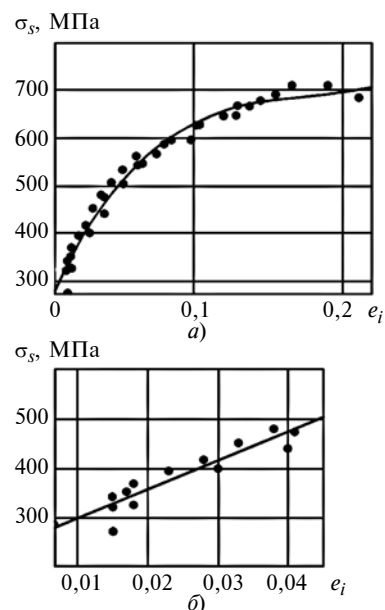


Рис. 5. Общая (а) и частная (б) кривые упрочнения стали 45

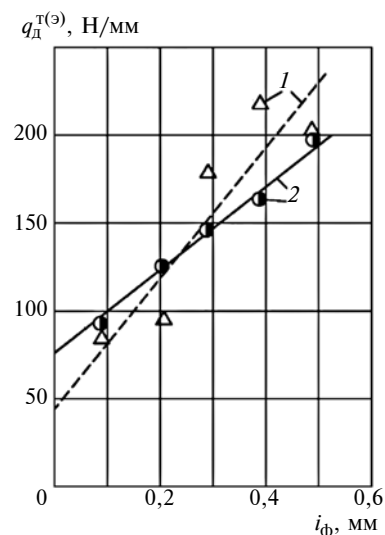


Рис. 6. Экспериментальная (1) и расчетная (2) зависимости удельной силы q_d волочения от абсолютной фактической деформации i_Φ

Таблица 1

Параметр	Заготовка				
	1	2	3	4	5
i_Φ , мм	0,091	0,206	0,295	0,389	0,489
D_3 , мм	20,091	20,206	20,295	20,389	20,489
ΔR_3 , мм	+0,014	+0,009	+0,007	-0,016	-0,020
χ_3	1,367	0,345	1,132	1,340	1,441
e_i	0,01186	0,02227	0,03066	0,03538	0,0444
$\bar{\sigma}_s$, МПа	275,89	306,46	331,089	344,93	371,4
$H_{\text{зmax}}$, мкм	11,5	13	9,0	15,5	21,0
ε_3	0,896	0,920	0,917	0,940	0,953
f	0,016	0,017	0,016	0,016	0,017
$q_d^Э$, Н/мм	85,8	95,96	178,37	217,89	204,34
q_d^T , Н/мм	93,65	123,9	148,93	167,7	198,82
Δq_d , %	-9,14	-29,1	+16,5	+23	+2,7
q_Φ^T , МПа	1595	1517,7	1400,8	1893,3	2235

Примечание: $h_{с.п} = 1,5$ мкм; $D_л = 20$ мм; $\alpha = 5^\circ$; $L_л = 5$ мм; $R_{\text{пр}} = 8727$ мм; $K_1 = 3,778$; $K_2 = 0,408$; $K_3 = 1,220$; $\tau_0 = 9,873$ МПа; $\beta = 0$.

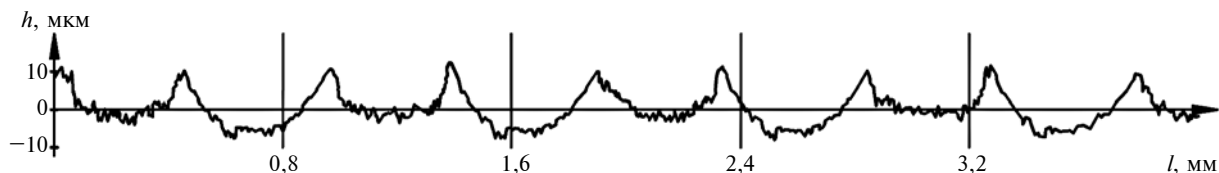


Рис. 7. Продольная профилограмма поверхности цилиндрической заготовки из стали 45 с регулярной микрогеометрией поверхности

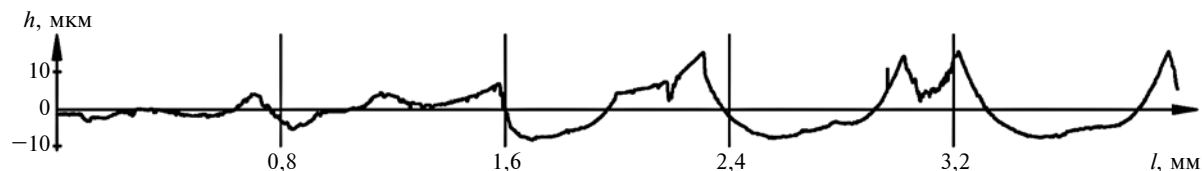


Рис. 8. Продольная профилограмма очага деформации, возникающего на рабочем конусе деформирующей фильеры при волочении сплошной цилиндрической заготовки со сложно модифицированным поверхностным слоем

рованным поверхностным слоем, включающим пленку латуни, регулярную микрогеометрию (рис. 7) и сервитивную пленку меди [11], но при отсутствии в зоне контакта волны внеконтактной деформации (рис. 8) [10, 12].

Исходные данные для расчета и сравнения экспериментальной и теоретической удельной силы волочения приведены в табл. 2. В этом случае кривая упрочнения с учетом предварительной плас-

тической регуляризации микрогеометрии поверхности заготовок [11] на глубину канавок 20 мкм (см. рис. 7, где параметры регулярного микрорельефа выполнены в виде однозаходных винтовых канавок радиусом 1,5 мм, шагом 1 мм и глубиной канавок 20 мкм и рис. 8, где $i_\Phi = 0,56$ мм; глубина канавок регулярного микрорельефа 20 мкм; толщина латунированного слоя 5 мкм; смазка масло И-40 + 50 % металлопла-

кирующей присадки; скорость волочения 0,05 м/мин) имеет вид (МПа):

$$\sigma_s \approx 264 + 5872e_i.$$

При этом коэффициент трения скольжения определяется по формуле

$$f = f_a + f_d = \left(\frac{\tau_0}{HB_3} + \beta \right) + \left(0,28 \sqrt{\frac{\varepsilon_3 H_{3 \max}}{R_{\text{пр}}}} \right),$$

где HB_3 — поверхностная твердость заготовок, МПа; $R_{\text{пр}}$ — приведенный радиус скругления вершин единичных микровыступов поверхностей заготовки и рабочего канала деформирующей фильеры, мкм, который определяется по формуле

$$R_{\text{пр}} = \frac{4}{\frac{1}{R_{3x}} + \frac{1}{R_{3y}} + \frac{1}{R_{ix}} + \frac{1}{R_{iy}}}.$$

Здесь R_{3x} , R_{3y} , R_{ix} , R_{iy} — продольные и поперечные радиусы скругления вершин единичных микровыступов поверхностей соответственно заготовки и рабочего канала фильеры, мкм.

После аппроксимации значений экспериментальной и теоретической удельных сил получим их аналитические зависимости, Н/мм, по формулам:

$$q_d^3 = 214,826 + 290,843i_\Phi; \quad (4)$$

$$q_d^T = 67,11 + 533,65i_\Phi. \quad (5)$$

Таблица 2

Параметр	Заготовка				
	1	2	3	4	5
i_Φ , мм	0,133	0,246	0,335	0,453	0,56
D_3 , мм	20,133	20,246	20,335	20,453	20,560
$H_{3 \max}$, мкм	28,37	28,833	28,833	28,832	28,82
ε^3	0,5169	0,963	0,959	0,9518	0,95
e_i	0,01325	0,0244	0,0332	0,04479	0,0552
$\bar{\sigma}_s$, МПа	291,64	324,5	350,2	384,09	414,66
HB_3 , МПа	1860	1860	1860	1860	1860
R_{3y} , мкм	10 065	10 123	10 167	10 226	10 280
f_d	0,03378	0,04649	0,04639	0,04622	0,0461
f	0,05678	0,06949	0,06939	0,0692	0,0691
q_d^T , Н/мм	139,156	200,44	243,24	305,38	369
q_d^3 , Н/мм	272,29	243,63	320,06	366,24	374,2
Δq_d , %	+48,9	+17,7	+24	+16,6	+1,38

Примечание: $DR_3 = 0$; $b = 0$; $t_0 = 42,965$ МПа; $HB_3 = 1860$ МПа; $R_{ix} = 3125$ мкм; $R_{iy} = 10\,000$ мкм; $R_{3x} = 273$ мкм; $R_{\text{пр}} = 1007$ мкм; $f_a = 0,023$; $D_\Gamma = 20$ мм; $\alpha = 5^\circ$; $L_\Gamma = 5$ мм; $\Gamma_K = 10$ мкм; $\Pi_K = 0,5$ мм.

Анализ выражений (4) и (5) показал, что зависимости сходятся при $i_{\phi} = 0,608$ мм.

Таким образом, получена уточненная математическая модель сил волочения сплошных цилиндрических заготовок с модифицированным поверхностным слоем деформирующим инструментом с регулярной микрогеометрией при использовании инновационных металлоплакирующих смазок, которую можно эффективно использовать для алгоритмических процедур (проектирования инновационных технологий) системного структурно-параметрического синтеза перспективных методов охватывающей обработки [4–6, 13].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мастеров В. А., Берковский В. С.** Теория пластической деформации и обработка металлов давлением. М.: Металлургия, 1989. 400 с.
2. **Деформирующая** обработка валов: Монография / С. А. Зайдес, В. Н. Емельянов, М. Е. Попов и др.; Под ред. С. А. Зайдеса. Иркутск: ИрГТУ, 2013. 452 с.
3. **Трофимов В. Н.** Совершенствование технологии волочения длинномерных осесимметричных композиционных электропроводников: Дис. ... д-ра техн. наук. Ижевский ГТУ, 2015. 267 с.
4. **Щедрин А. В., Кострюков А. А., Чихачева Н. Ю.** Искусственный технологический интеллект как идеологическая основа всеобщей системы методов обработки материалов // Упрочняющие технологии и покрытия. 2015. № 6. С. 20–26.
5. **Трибология** как фундаментальная основа системного проектирования конкурентоспособных технологических объектов / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов, А. А. Бекаев и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2009. № 4. С. 15–20.
6. **Ярославцев В. М.** Разработка методологии поиска новых методов обработки и ее практическая реализация // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Серия. Машиностроение. 2007. № 2. С. 56–70.
7. **Трибология** на основе самоорганизации / Д. Н. Гаркунов, Э. Л. Мельников, В. Г. Бабель и др. Германия: Lambert. 245 с.
8. **Повышение** качества и производительности методов комбинированной обработки инструментом с регулярной микрогеометрией поверхности на основе применения металлоплакирующих смазок / А. В. Щедрин, С. А. Гаврилов, В. В. Ерохин и др. // Упрочняющие технологии и покрытия. 2011. № 8. С. 21–25.
9. **Гаврилов С. А.** Совершенствование процесса поверхностного пластического деформирования на основе применения металлоплакирующих смазочных материалов // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2013. № 4. С. 33–39.
10. **Щедрин А. В., Козлов А. Ю., Кострюков А. А.** Совершенствование охватывающего поверхностного пластического деформирования за счет регуляризации микрогеометрии поверхности обрабатываемой заготовки // Упрочняющие технологии и покрытия. 2017. Т. 13. № 4. С. 162–168.
11. **Щедрин А. В., Кострюков А. А.** Применение триботехнологий на основе самоорганизации для системного совершенствования процессов холодного пластического деформирования // Упрочняющие технологии и покрытия. 2017. Т. 13. № 11. С. 495–499.
12. **Совершенствование** охватывающего поверхностного пластического деформирования заготовок из алюминиевых сплавов / А. В. Щедрин, А. А. Кострюков, В. Ф. Алешин и др. // Упрочняющие технологии и покрытия. 2018. Т. 14. № 7. С. 291–296.
13. **Пат. 2647057 Рос. Федерация:** МПК В24В39/00. Способ холодного пластического деформирования металлов.
14. **Осадчий В. Я., Воронцов А. Л.** Формула для расчета напряжения волочения круглых сплошных профилей // Производство проката. 2001. № 6. С. 3–8.
15. **Теоретические** и экспериментальные исследования охватывающего поверхностного пластического деформирования в условиях применения металлоплакирующих смазочных материалов / А. В. Щедрин, В. А. Кузнецов, С. А. Гаврилов и др. // Упрочняющие технологии и покрытия. 2014. № 2. С. 11–17.
16. **Совершенствование** способа воздействия на обрабатываемый материал в методах охватывающего поверхностного пластического деформирования / А. В. Щедрин, А. А. Кострюков, В. Ф. Алешин и др. // Заготовительные производства в машиностроении. 2017. Т. 15. № 5. С. 211–216.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс **27841**



УДК 331.56.001.57

В. В. ГЛУЩЕНКО, д-р техн. наук (РУТ МИИТ), И. И. ГЛУЩЕНКО, д-р экон. наук (РГСУ),
e-mail: glu-valery@yandex.ru

Стратегическое управление рисками инновационной деятельности в машиностроении

Исследованы риски инновационной деятельности в машиностроении, их значение для экономики и научно-технического прогресса. Рассмотрены структура стратегического управления данными рисками и аспекты их управления с учетом глобального кризиса. Разработана классификация стратегических рисков инновационной деятельности и раскрыты основы парадигмы их управления.

Ключевые слова: инновационная деятельность, риски, проект, стратегия, управление, кризис, эффективность.

The risks of innovative activity in mechanical engineering, their significance for the economy and scientific and technological progress are investigated. The structure of the strategic management of these risks and aspects of their management taking into account the global crisis are considered. The classification of strategic risks of innovative activity is developed and the foundations of the paradigm of their management are disclosed.

Keywords: innovative activity, risks, project, strategy, management, crisis, effectiveness.

Актуальность настоящей статьи связана с необходимостью срочного повышения эффективности инновационной деятельности, для чего корпорациям рекомендуется создать систему стратегического управления рисками инновационного предпринимательства в российском машиностроении с учетом проявлений глобального кризиса и геополитических рисков инноваций в машиностроении.

В статье рассматривается гипотеза о том, что для повышения эффективности инновационной деятельности в отечественном машиностроении нужно формировать систему управления рисками инновационного предпринимательства в машиностроении, направленную на снижение рисков инновационной деятельности.

Цель настоящей статьи — способствовать повышению эффективности инновационных проектов за счет снижения их рисков путем развития методологии стратегического управления рисками в государственном и корпоративном инновационном

предпринимательстве в машиностроении с учетом глобального кризиса.

Для достижения этой цели решаются следующие задачи:

исследуются содержание и значение системы управления рисками инновационного предпринимательства в машиностроении;

анализируется структура механизма стратегического управления рисками инновационного предпринимательства с учетом условий глобального кризиса;

формируются базовые положения парадигмы управления рисками инновационного предпринимательства.

Предметом рассмотрения в данной статье являются методы и инструменты системы стратегического управления рисками инновационного предпринимательства в машиностроении.

Системой стратегического управления рисками инновационного предпринимательства в машиностроении условимся называть совокупность элементов системы управления и связей между ними, предназначенных для уменьшения негативного воздействия рисков на период времени, равный жизненному циклу инновационного проекта.

Финансовые результаты инновационной деятельности снижаются из-за негативного воздействия рисков. По данным зарубежной корпоративной статистики в начале 1990-х годов в корпорациях доля успешных инновационных проектов составляла 60 % в Японии и 54 % в Великобритании. При этом общая доля неудачных в коммерческом отношении корпоративных проектов в течение последних десятилетий остается устойчиво высокой — от 40 до 60 % [1]. Эти данные отражают уровень влияния интегративного корпоративного риска в инновационном предпринимательстве в машиностроении на глобальном мировом уровне.

Для снижения негативного воздействия рисков на инновационные проекты эксперты Европейского сообщества создают концепции, которые объединяют теории управления инновациями и теории рисков [2].

Инновационной деятельности российских машиностроительных корпораций в условиях глобального кризиса присущи объективный и субъективный риски. Объективный риск инновационного проекта в машиностроении не связан с данной корпорацией и данным инновационным проектом. Субъективный риск в машиностроении зависит от уровня компетентности сотрудников данной корпорации и специфики инновационного проекта.

Риски инновационного проекта в машиностроении можно разделить по их источникам на внешние (санкции, валютный курс, организационные конкуренты; товары-заменители) и внутренние (правильность определения требований к товару; правильность определения облика товара; надежность товара и др.).

Геополитический риск национального машиностроения может быть снижен путем развития методологии национальной геополитической экономики (геоэкономики). Ориентация транспортного машиностроения нашей страны на внутренний рынок может снизить геополитический риск в машиностроении [3, с. 59].

Развитие стратегического подхода в управлении рисками и исследованиях рисков инновационного предпринимательства в России становится все более актуальным еще и потому, что повышение бюджетных расходов на науку с 132,7 млрд руб. в 2007 г. до 237,7 млрд руб. в 2010 г. [4, с. 242] не привело к существенному улучшению показателей развития инноваций (доли инновационной продукции и др.). В целом существенный рост финансирования не сопровождался кардинальным изменением в лучшую сторону положения в области инноваций и научно-технического прогресса (НТП) в машиностроении нашей страны. Это может быть индикатором существования риска недостаточно эффективного использования бюджетных средств в инновационной деятельности в машиностроении.

При этом основными участниками (актерами, субъектами) инновационной деятельности в 2018 г. продолжают оставаться государство и государственные организации (РАН, НИИ, КБ).

Такое положение является основанием считать, что государственное инновационное предпринимательство в России необходимо более активно дополнять частным инновационным предпринимательством. Однако для того, чтобы частные инвесторы получали прибыль от инновационных проектов, нужно развивать методологию снижения рисков такой деятельности.

Законодательную основу для инновационного предпринимательства в машиностроении создает статья 2 Гражданского кодекса Российской Федерации. Важнейшей отличительной чертой и неотъемлемой частью предпринимательства в машиностроении выступает управление рисками этой

деятельности. Поэтому в начале XXI века риск инновационной деятельности как одна из важнейших характеристик НТП стал самостоятельной научной категорией, требующей стратегического управления и системного подхода в венчурных инвестициях [5, с. 36—41].

В процессе инновационной деятельности (проекта) риск определяют как возможность неудачи и финансовых потерь, которая возникает всякий раз, когда предстоит решить методологическую и/или управленческую проблему инновационной деятельности. Риск инновационного предпринимательства в машиностроении равен сумме объективного (не зависящего от этой корпорации) риска и субъективного риска инновационной деятельности в этой корпорации [6, с. 848].

Корпоративным риском инновационного предпринимательства в машиностроении предлагается назвать совокупность рисков, присущих реализации государственных программ и/или определенного проекта в сфере инновационной деятельности, способных отрицательно влиять на результаты этой деятельности машиностроительных корпораций.

Стратегия управления рисками государственно-го и корпоративного инновационного предпринимательства основана на его философии. Предлагается обозначать философией управления рисками наиболее общий взгляд на место управления рисками инновационной деятельности в системе управления рисками в машиностроении в рамках национальной инновационной системы.

Стратегией управления рисками инновационной деятельности в машиностроении предлагается называть совокупность долговременных мероприятий, направленных на приспособление корпорации к рискам ее внешней среды и долговременным рискам внутренней среды посредством внутренней координации деятельности.

Механизмом стратегического управления рисками инновационной деятельности в машиностроении предлагается называть совокупность методов и форм обнаружения и снижения длительных рисков инновационной деятельности в машиностроении.

Субъектом создания и поддержания функционирования механизма стратегического управления рисками инновационной деятельности является высшее руководство (топ-менеджмент) машиностроительных корпораций.

Объектом стратегии управления рисками инновационной деятельности можно назвать отклонения результатов (в том числе финансовых) и совокупности реализуемых инновационных проектов от плановых значений.

Предметом стратегии управления рисками инновационной деятельности можно назвать сово-

купность методов и инструментов снижения рисков инновационной деятельности.

Структурными элементами механизма стратегического управления рисками инновационной деятельности в машиностроении можно назвать анализ рисков, избежание рисков, контроль величины рисков, хеджирование рисков, страхование рисков, государственные гарантии, государственный кредит, бюджетное финансирование, кадровую политику и другое.

Структурными элементами стратегии управления рисками государственного и корпоративного инновационного предпринимательства предлагается считать стратегические аспекты управления рисками:

недостаточно благоприятный творческий климат для персонала в организации машиностроения;

неправильное стратегическое распределение финансовых ресурсов по различным направлениям инновационной деятельности (например, на проведение публичных мероприятий, а не на поддержку реальных проектов);

отсутствие менторства как необходимой административной и общественной поддержки инновационно активных сотрудников и их идей;

риски из-за недостаточной компетентности членов коллектива участников инновационных проектов и др.

С 2020 г. корпорации являются наиболее экономически значимой формой ведения инновационного предпринимательства (бизнеса). Инновационная деятельность корпораций (в рамках инновационной гипотезы глобализации) может рассматриваться как один из мотивов развития глобализации. Проведенные исследования показали, что одной из причин современной глобализации является рост ресурсоемкости инноваций, что ведет к необходимости увеличения емкости, а следовательно, и географических границ рынка, на котором реализуются инновационные продукты машиностроения. Это позволяет рассматривать гипотезу инновационной природы современной глобализации. Гипотеза инновационной природы глобализации подтверждается мировыми статистикой и практикой [6, с. 848—856].

При этом следует учитывать, что на долю научно-технического прогресса в развитых странах приходится до 70÷80 % прироста ВВП [7, с. 131—141]. Инвестиции в США в НИОКР, финансирование технологий и науки составили в 1998 г. 221 млрд дол. США, в 1999 г. они составляли уже 236 млрд дол. США (рост на 7 % в год) [7, с. 135—140]. При этом в рамках инновационной деятельности только корпорации США получили в виде роялти и лицензионных вознаграждений в 1996 г. 129,8 млрд дол. США. Следовательно, инновации выступают не

только как объект инвестиционной деятельности, но и как возможный источник финансирования развития корпораций и государств, стимул к инновационной деятельности. Это создает экономическую основу для развития государственно-частного партнерства в сфере инновационной деятельности в отечественном машиностроении. В связи с этим получили развитие исследования направлений и критериев совершенствования институциональной системы государственной поддержки инновационной деятельности в России [8, с. 131].

К началу XXI века корпорациям принадлежало более четверти общемирового производства товаров и услуг. Триста из транснациональных корпораций обладали 25 % всего используемого в мировой экономике капитала и обеспечивали 70 % прямых зарубежных инвестиций.

Поэтому в 2020 г. специфика инновационного предпринимательства в машиностроении требует развития методологических основ стратегического управления рисками инновационного предпринимательства. Под инновационным предпринимательством будем понимать регулярную деятельность государственных структур и субъектов рыночной, финансово-хозяйственной деятельности, направленную на регулярное осуществление некоторой совокупности инновационных проектов (инновационной корзины) организации с целью получения прибыли, роста ее капитала.

Целями инновационного предпринимательства являются: максимизация прибыли (в краткосрочной перспективе); максимизация стоимости фирмы (в долгосрочной перспективе).

Одним из структурных элементов корпоративного риска инновационного предпринимательства в нашей стране можно признать отсутствие организованной и систематической научной, методологической поддержки управления рисками инновационного бизнеса. Это увеличивает методологический корпоративный риск инновационного предпринимательства и снижает эффективность управления рисками инновационных проектов.

Требуются исследования управления рисками инновационных проектов в стратегическом контексте на основе осмысления отношения к организационным аспектам процессов разработок и внедрения новых продуктов, освещенных, например, в работах [3, с. 59; 5, с. 36; 9].

Кроме того, для оживления инновационной деятельности в нашей стране в условиях кризиса требуются дальнейшие разработки методов стратегического управления инновационной деятельностью, проектами [7, с. 131—141; 8; 10, с. 10; 11, с. 15; 12, с. 11].

В связи с этим было бы полезным создание организационной государственной, коммерческой или общественной структуры, которая занималась

бы развитием методологии инновационной деятельности, управления инновационной деятельностью, стратегического управления рисками инновационной деятельности.

Вместе с тем необходимость развития стратегического управления, в частности, рисками инновационного предпринимательства повышается в связи с тем, что в 2008 г. разразился и продолжается глобальный финансовый кризис, что порождает глобальную неопределенность в развитии науки, техники, рынков в связи с изменением структуры спроса. Возрастают риски интеграции российского высокотехнологичного сектора в глобальную экономику и инновационную систему [13, с. 19–30].

При этом исследования образа посткризисного будущего показывают, что посткризисный мир вероятнее всего будет многополюсным [14, с. 56]. Для того чтобы стать одним из геополитических полюсов этого посткризисного мира, страна должна иметь развитые машиностроение и финансовую систему, привлекательную инновационную культуру и др.

Однако в 2020 г. при развитии механизма стратегического управления рисками инновационной деятельности в машиностроении следует учитывать, что глобальный кризис характеризуется прежде всего ростом рисков инновационной деятельности вследствие обострения конкурентной борьбы за финансовые и интеллектуальные ресурсы (с учетом санкций), за международные рынки сбыта (срыв сделок и др.), а также рисками нахождения ресурсов в оффшорных зонах, ростом инфляционного и валютного рисков в корпоративном инновационном предпринимательстве; ростом геополитического и политического рисков и др.

При развитии стратегии управления рисками нужно учитывать, что с 2012 г. наблюдается отставание темпов роста международной торговли от темпов роста производства, что может свидетельствовать об усилении ориентации корпораций, производителей на национальные рынки.

Объектом корпоративного инновационного предпринимательства в машиностроении является реализация инновационных проектов, направленных на создание новых или совершенствование существующих товаров и услуг, технологий их производства и потребления с целью извлечения прибыли.

Ключевой проблемой (а следовательно, и риском) корпоративного инновационного предпринимательства в машиностроении можно назвать его способность выдвинуть в ходе инновационного проекта и реализовать на практике новые товары или услуги, которые способны принести корпорации прибыль и снизить до приемлемого уровня риск такого корпоративного предпринимательства.

В стратегии государственного и корпоративного инновационного предпринимательства в 2020 г. и в стратегии управления рисками можно выделить индустриальный и постиндустриальный подходы. Концепция индустриального подхода в инновационном предпринимательстве в машиностроении заключается в более полном удовлетворении существующих потребностей покупателей. Данная концепция предполагает в процессе инновационного предпринимательства движение от известной потребности покупателей к способам, средствам, технологиям ее удовлетворения.

Концепция постиндустриального подхода в корпоративном инновационном предпринимательстве в машиностроении заключается в синтезе (или проявлении скрытой) общественной потребности с целью ее последующего удовлетворения на основе новейших достижений науки и техники. Эта концепция инновационного предпринимательства в качестве отправной его точки использует новейшие достижения науки и техники в машиностроении. В ее рамках новейшие достижения науки и техники, новейшие технологии (в том числе информационные) в машиностроении в процессе постиндустриального предпринимательства приспособляются к удовлетворению новой общественной и индивидуальной потребности.

При развитии стратегии управления рисками инновационной деятельности в машиностроении нужно учитывать одну из наиболее важных методических проблем, которая является источником риска инновационной деятельности, — это неразвитость организационно-методического механизма такого предпринимательства и неразвитость рыночной инновационной инфраструктуры в национальной инновационной системе.

Организационно-методическим механизмом стратегического управления рисками инновационного предпринимательства предлагаем назвать систему методов и форм снижения рисков инновационной деятельности на длительную временную перспективу.

Риск инновационной деятельности может проявляться как нарушение функционирования организационно-методического механизма, механизма ресурсного обеспечения корпоративного инновационного предпринимательства.

Инфраструктура корпоративного инновационного предпринимательства — важный фактор функционирования организационно-методического механизма управления рисками инновационного предпринимательства. Инфраструктуру инновационного предпринимательства образуют Российская академия наук (РАН), кластеры, научные и технологические платформы, авторы изобретений (ноу-хау), отраслевые научные организации

(НИИ и КБ), венчурные инвесторы (фонды), технопарки, инновационные бизнес-инкубаторы, акселераторы, бизнес-ангелы и др.

Неразвитость инфраструктуры инновационного предпринимательства определяет инфраструктурный риск инновационного предпринимательства в отечественном машиностроении.

Стратегия управления рисками инновационной деятельности и отдельных проектов должна быть направлена и на решение задачи гармонизации отношений между всеми инфраструктурными элементами этого предпринимательства.

Венчурные (рисковые) фонды — это финансовые институты, специализацией которых является портфельное инвестирование, т. е. инвестирование без претензии на оперативный контроль деятельности. Типичная инвестиция венчурных фондов составляет от 1 до 5 млн дол. в один проект. Инвестирование производится в высоко рискованные инновационные проекты с целью быстрого роста стоимости капитала (но не доходности). В ходе финансовых вложений венчурных фондов около 70÷80 % инновационных проектов не дают роста капитала. При этом рост стоимости пакетов акций оставшихся 20÷30 % инвестиций этих фондов окупает все убытки от неудачных инвестиций в инновации.

Бизнес-ангелы сосредоточивают свою деловую активность на финансовых вложениях в инновационные компании на самой ранней стадии их развития. Инвестируемые бизнес-ангелами суммы составляют от 50 до 300 тыс. дол. США в один инновационный проект.

В процессе развития стратегии управления рисками инновационной деятельности в отечественном машиностроении нужно отметить, что практически все западные акселераторы инновационного предпринимательства финансируются частными лицами и компаниями. Например, известный зарубежный акселератор Techstars на своем сайте сообщает, что его финансируют более 75 венчурных фондов и бизнес-ангелов. С точки зрения философии управления рисками важно и то, что за рубежом конкуренция среди бизнес-ангелов за перспективные инновационные проекты и бизнесы велика. Причем за рубежом ведущие участники этого рынка хотят иметь доступ к новым, перспективным инновационным проектам еще на ранних стадиях развития, когда они слишком малы. Однако раскрытие информации на ранних стадиях проекта несет определенные риски и возможно только в условиях соблюдения участниками этого процесса определенных этических норм. В России относительно невысокий уровень соблюдения авторских прав может привести к недоверию между потенциальными участниками такого рода инвес-

тиционных сделок, что не способствует формированию сообщества бизнес-ангелов в нашей стране. Одним из инструментов снижения такого рода рисков могут стать более точный и доступный учет и фиксация авторских прав на инновационные и научные идеи.

Для уменьшения рисков отсутствия регистрации и/или соблюдения авторских прав (снижения риска нарушения авторских прав) можно предложить использовать информационную технологию блок-чейн.

В этой ситуации предстоит сформировать новую рыночную философию и организационную культуру деятельности бизнес-ангелов в машиностроении, которая гармонизировала бы отношения, риски и доходы всех участников инновационных проектов. Пока этого не произошло в России, начинающей инновационной организации проще привлечь 500 тыс. дол., чем привлечь 50 тыс. дол. для развития своего инновационного бизнеса. Поэтому часто главной проблемой (риском) для начинающих инновационных компаний является необходимость укрупнения бизнеса до определенного размера, чтобы стать привлекательными для инвесторов. Это создает риск недостаточности финансирования начинающих инновационных компаний. Так философская проблема доверия и компетентности участников проекта превращается в проблему финансирования.

Частично в составе стратегии государственного патернализма в инновационной деятельности проблему стартового финансирования инновационных бизнесов в России решает государство. Эксперты отмечают, что государственным инвестициям в инновации присущи известные недостатки: длительные сроки рассмотрения заявок и др.

Стратегия управления рисками должна учитывать, что еще одним источником рисков инновационной деятельности является неразвитость отечественного корпоративного и инновационного права и одновременно невозможность для начинающих инновационных корпораций работать в юрисдикции с английским корпоративным правом. Для корпоративного инновационного предпринимательства это существенно ограничивает возможности защиты прав текущих инвесторов и основателей инновационных проектов. Это создает риск и может быть причиной риска осложнений в структурировании следующего этапа (раунда) инвестиций с выходом на глобальный рынок капиталов.

Для стратегии управления рисками инноваций важно, что методологическим источником риска для коммерциализации знаний, организации развития инновационного предпринимательства в России является отсутствие понимания важности для такого вида предпринимательства развития

менторства, связей и внимания общества. Отмечают, что вакуум, возникший в начале 1990-х годов после того, как государство перестало в нашей стране быть субъектом и прямо и непосредственно управлять инновационным процессом в развитии экономики и общества, пока заполнить не удалось.

Стратегия управления рисками должна основываться на философской концепции управления рисками инновационной деятельности, она должна охватывать и философию, организационную культуру формирования достаточно эффективной организационной и общественной поддержки инноваций, участия общества в оценке результатов инноваций и бюджетных затрат на них. По существу должна сформироваться стратегия участия общества в поддержке и контроле сферы инноваций.

В процессе формирования такой стратегии рекомендуется учитывать, что за рубежом менторство как инфраструктурный элемент корпоративного инновационного бизнеса обеспечивает инновационному предпринимателю методическую, моральную, психологическую поддержку в ситуациях принятия ключевых решений. В экономическом контексте часто речь может идти о "зонтичном" режиме работы малых инновационных фирм при крупных корпорациях, заинтересованных в развитии соответствующих направлений инноваций, техники и технологий. Так принято, например, в Японии.

Значение активизации менторства в нашей стране для снижения рисков инновационных проектов заключается в том, что деловые связи и гарантии поддержки в промышленных и финансовых кругах позволяют оптимизировать и сделать устойчивой программу корпоративного инновационного предпринимательства, минимизируют издержки и риски при создании финансовой, технологической, торговой инфраструктур корпоративного инновационного бизнеса.

Активное менторство, отражающее повышенное внимание (со стороны государства, общества, объединений бизнеса, корпораций) к новому корпоративному инновационному бизнесу в машиностроении, его проблемам, способствует снижению рисков инновационного предпринимательства, повышает вероятность своевременного и эффективного решения проблем, стоящих перед инноватором, увеличивает психологическую устойчивость инновационного предпринимателя в процессе решения этих проблем.

Стратегия управления рисками инновационной деятельности должна учитывать и специфику проявления факторов риска инновационного проекта в период глобального кризиса. Эта специфика влияния кризиса на риски инновационного проекта в машиностроении находит свое выражение в следующем.

1. Управление рисками инновационного предпринимательства в машиностроении должно учитывать, что в период глобального кризиса происходят изменения в структуре глобального и национального спроса и потребления продукции машиностроения. Это влияет на конкурентоспособность отечественного машиностроения и повышает актуальность развития методов анализа корпоративных рисков, финансовых рисков результатов инноваций в условиях кризиса.

2. Стратегия управления рисками инноваций в машиностроении в условиях глобального кризиса не может не отражать и обострение геополитических противоречий между странами, что увеличивает вероятность введения санкций, эмбарго (недоступность отдельных видов высоких технологий для разработчиков и производителей) и других факторов, организационных аспектов риска инновационной деятельности в машиностроении. Поэтому в рамках философии управления рисками инновационной деятельности в машиностроении требуется синтезировать специализированный методологический инструментарий для анализа корпоративных рисков и финансовых результатов инновационных проектов, осуществляемых в условиях глобального кризиса. При этом нужно учитывать, что инновационный проект всегда является еще и инвестиционным проектом, но не всякий инвестиционный проект является инновационным. Корпоративному инновационному проекту в машиностроении присуще большее число рисков, чем инвестиционному проекту.

При развитии стратегии управления рисками инноваций необходимы научное осмысление и уточнение сущности корпораций в сфере инноваций и выражения этой сущности в форме научной теории фирмы.

Стратегия снижения риска неправильной организации корпоративного инновационного предпринимательства может быть названа одним из структурных элементов стратегии управления рисками.

При этом стратегия управления рисками инноваций должна учитывать, что инновационное предпринимательство в большей мере развито в консорциумах, трестах, финансово-промышленных группах.

Могут снижать риски инновационной деятельности в машиностроении и стратегические альянсы, представляющие собой временные неформальные объединения нескольких юридических лиц для достижения поставленных целей (в частности, в сфере инноваций), снижающие конкурентные риски.

Стратегия управления рисками инноваций должна учитывать, что в 1990-е годы в России в ре-

зультате чековой приватизации сформировались корпорации конгломератного вида. Конгломерат — это объединение приобретенных по случаю разнопрофильных организаций, что создает повышенные риски инновационной деятельности, потому что организационная структура и содержание деятельности конгломератов в меньшей степени подходят для осуществления инновационной деятельности, чем консорциумы, тресты, финансово-промышленные группы (ФПГ) виртуальные корпорации. Для успеха инноваций важно то, что в начале XXI века организационная структура рассматривается как один из главных инструментов достижения цели инновационного проекта. Такая не оптимальная для реализации инноваций корпоративная структура экономики нашей страны может рассматриваться как организационно обусловленный риск инновационной деятельности.

В дополнение к этому стратегия управления рисками инновационной деятельности в России в 2020 г. может учитывать такие методологические проблемы организации, формирования инновационно активных корпораций, как формы организации крупного инновационного бизнеса: риск недостаточной продолжительности жизненного цикла корпорации; относительно невысокий уровень взаимного доверия в научном сообществе и бизнес-сообществах; вероятно, недостаточное для развития положительной инновационной практики понимание важности внутреннего рынка машиностроительной продукции. Следует учитывать и то, что отсутствие в России достаточной емкости и клиентоориентированности внутреннего рынка продукции машиностроения приводит к тому, что в период глобального кризиса сырьевые корпорации вынуждено снижают добычу, выплавку металла и т. п. Это может создавать риск и приводить к кризису корпораций из низкотехнологичных отраслей, банкротству отдельных, например металлургических, корпораций.

При этом философия управления рисками инновационной деятельности должна рассматриваться как часть философии бизнеса и теории фирмы. Как известно, Р. Коуз предложил теорию фирмы [15, с. 205].

В рамках системного подхода в теории фирмы можно указать, что участие отдельных организаций в корпоративном объединении в машиностроении может позволить этому объединению предприятий: повысить экономическую эффективность совместной деятельности нескольких организаций (предприятий); снизить их суммарные затраты, риски; повысить ликвидность или сократить время выполнения операций или финансовый цикл совокупной корпоративной структуры [14, с. 63].

На основе исследования ролей машиностроительных корпораций можно утверждать, что ма-

шиностроительная корпорация представляет собой сложный субъект финансово-хозяйственной деятельности, играющий в условиях глобализации ряд ролей, что влияет не только на конкурентоспособность корпорации, но и на международное геополитическое положение государства и на его геополитический риск. В настоящей статье в интересах синтеза стратегического управления рисками развивается "критериальный" подход к исследованию сущности и конкурентоспособности корпораций (фирмы), принятый в работе [14, с. 65]. При таком подходе критерий может рассматриваться двояко: во-первых, как количественное отражение степени достижения экономическим субъектом или объектом поставленных целей; во-вторых, как правило выбора наилучшего варианта действий (в том числе инвестиций и инноваций) из ряда возможных в определенном критерием смысле. Используемые при формировании критериев оценки эффективности экономические категории влияют на поведение экономических субъектов. На основании набора параметров эффекта (доход, затраты, ликвидность, время, риски), входящих в критерий оценки эффективности любой корпорации, можно сказать, что корпорация может быть конкурентоспособной, если она хотя бы по одному из этих параметров превосходит аналогичные организации.

Доминирование машиностроительной корпорации (организации) над ее конкурентами проявляется в том, что эта корпорация по всем названным параметрам эффекта имеет лучшие, чем у других организаций, показатели.

В рамках критериального подхода к исследованию сущности и конкурентоспособности машиностроительной корпорации предлагается считать целесообразным включение в число рассматриваемых параметров деятельности фактора времени. Известно, что любая машиностроительная корпорация обладает своим внутренним пространством и временем. Темп течения времени в корпорации должен быть связан со скоростью: во-первых, изменений во внешней среде организации; во-вторых, протекания инновационных процессов внутри корпорации, в том числе обменных между системой и ее подсистемами. Время разработки и реализации инновационных и инвестиционных решений не может быть больше, чем время, в течение которого объект инноваций морально устаревает; объект (инновационный или инвестиционный проект) переходит из текущего состояния в недопустимое с вероятностью, превышающей заданное значение. Управление, обеспечивающее нахождение объекта инновационной и/или инвестиционной деятельности в области управляемых состояний с вероятностью, которая выше заданной, будем называть управлением рисками в реальном масштабе времени. Сравнительный анализ по па-

раметру времени позволяет заключить: *машиностроительная корпорация (фирма) есть такая система отношений, включение в которую нового предприятия (производства, подразделения) снижает суммарные затраты времени на достижение поставленной инновационной цели всей корпорации.*

В рамках "рисковой" теории машиностроительной корпорации будем утверждать: *машиностроительная корпорация (фирма) есть такая система отношений, при которой менеджмент (предприниматель) еще способен контролировать (управлять) всю совокупность рисков (и ущербов) осуществляемых бизнес-процессов, в том числе и инновационные проекты. Чрезмерное число подразделений, направлений деятельности или рынков, на которых работает машиностроительная корпорация, может приводить к нарастанию рисков и переходу суммарного риска в категорию катастрофического риска. Другими словами, в рамках "рисковой" теории фирмы (корпорации) можно утверждать, что границы машиностроительной корпорации (фирмы) определяются возможностью руководства организации управлять суммарным риском деятельности (включая инновационную деятельность), обеспечивая в процессе управления приемлемые уровни риска на всем протяжении жизненного цикла продукции.*

Как уже отмечалось, корпоративный риск машиностроительного инновационного проекта может быть разделен на внешний и внутренний. Внешний (войны, эмбарго и др.) риск инновационного проекта может иметь фундаментальный характер, что означает отсутствие у корпорации возможности управлять этим риском.

Критериальный подход позволяет всесторонне анализировать деятельность машиностроительной фирмы (корпорации). При этом каждый из параметров эффекта может рассматриваться как направление улучшения деятельности машиностроительной корпорации.

Для обеспечения конкурентоспособности машиностроительной корпорации (фирмы) нужно эффективно управлять такими параметрами ее эффективности, как доходы (прибыль), затраты, время протекания процессов, ликвидность активов, риски. Стратегический подход в управлении инновационными проектами и формирование инновационной политики организации позволяют повысить эффективность управления инновационными проектами.

Политикой стратегического управления рисками инновационного предпринимательства в машиностроении можно назвать совокупность мероприятий, направленных на достижение положительного финансового результата инновационного проекта. В политике управления рисками инновационного предпринимательства возможны консенсусный и конфронтационный подходы. Мето-

дология формирования инновационной политики предприятия сформирована в работе [11, с. 35].

В сферу стратегического управления рисками инновационной деятельности в машиностроении нужно включить и продолжение формирования финансов инновационной деятельности в машиностроении. Финансами инновационной деятельности названы денежные распределительные и перераспределительные отношения, направленные на формирование и использование фондов денежных средств в процессе инновационной деятельности [12, с. 8] в машиностроении.

Предполагается, что по итогам кризиса 2008 г. и последующих годов должны произойти изменения в философии управления инновационной деятельностью в направлении повышения внимания к управлению рисками инновационных проектов в национальном машиностроении. Это должно обеспечить устойчивое развитие корпораций и НТП. На основе развития управления корпоративными рисками на всех уровнях иерархии антикризисное управление должно стать предупредительным.

Управление рисками инновационного предпринимательства в машиностроении для обеспечения его эффективности должно иметь свою парадигму. Парадигмой стратегического управления рисками инновационного предпринимательства предлагается назвать системное (гармоничное) объединение философии, идеологии, политики, стратегии и тактики такого управления.

Философией стратегического управления рисками инновационного предпринимательства можно назвать общий взгляд на место и содержание такого управления при реализации инновационных проектов.

На основе философии стратегического управления рисками инновационных проектов можно сформулировать такие принципы стратегического управления рисками инновационного предпринимательства в машиностроении:

системность исследования рисков корпоративного инновационного предпринимательства, анализа характера влияния факторов и последствий инновационного проекта;

исследование факторов негативного влияния на длительную перспективу на процесс создания новых или удовлетворения существующих общественных и индивидуальных потребностей;

объективность, непредвзятость оценок внешних и внутренних факторов, состояний, тенденций и рисков развития будущего корпоративного инновационного предпринимательства;

анализ практической возможности использования конкретных инструментов управления рисками инновационной деятельности в машиностроении и данном инновационном проекте;

объективность оценки влияния рисков на эффективность корпоративного инновационного предпринимательства для государства, венчурного финансиста, инновационного предпринимателя, экономики, общества;

достоверность оценки обеспечения приемлемого уровня суммарного корпоративного риска инновационного предпринимательства в машиностроении и при реализации конкретного проекта.

Неотъемлемым элементом политики корпоративного инновационного предпринимательства должно стать управление корпоративным риском инновационной деятельности, т. е. проведение системы мероприятий, направленных на блокирование и/или снижение ущерба от внешних рисков и минимизацию последствий внутренних рисков инновационного проекта.

Для планирования и оценки финансовых результатов с учетом рисков в инновационном предпринимательстве возможно использование методики, предложенной в статье [16, с. 16—25] и развитой в статье [17, с. 900—907].

В начале XXI века в нашей стране актуальна проблема риска компетентности персонала инновационных проектов [17, с. 900—907], в том числе по причине существенной "утечки мозгов" из страны и машиностроения как отрасли национальной экономики.

При этом механизм и система стратегического управления рисками инновационной деятельности должна предусматривать и обновление, поддержание в актуальном состоянии наукометрических баз, содержащих оценки компетентности персонала. Отдельным риском для инновационной деятельности является проблема учета наукометрических результатов в кадровой политике государственных органов, корпораций, вузов. Необходимо понимать, что отсутствие учета фактора компетентности персонала в кадровой политике может привести к серьезным рискам в процессе инновационной деятельности и финансовым неудачам по результатам проектов, отрицательно влияя на качество образования.

Заключение

В статье развиты методологические положения стратегического анализа и механизма стратегического управления рисками инновационного предпринимательства в машиностроении, исследованы проблемы и специфика корпоративного инновационного предпринимательства в машиностроении России в условиях глобального кризиса, представлены критериальный подход к анализу сущности и конкурентоспособности корпорации (фирмы) и "рисковая" теория фирмы, рассмотрено влияние риска компетентности. Могут быть рекомендованы

дальнейшие исследования рисков инновационной деятельности, методов и инструментов снижения этих рисков.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Langlois R. N., Cosgel M. M.** Frank Knight on risk, uncertainty, and the firm: A new interpretation // *Economic Inquiry*. V. XXXI, July 1993. P. 456—465.
2. **Risk management** in the procurement of innovation. Concepts and empirical evidence in the European Union. Expert Group Report. European commission. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2010.
3. **Глущенко В. В., Глущенко И. И.** Геополитическая экономика. М.: ИП Глущенко Валерий Владимирович, 2016. 116 с.
4. **Нешитой А. С.** Бюджетная система Российской Федерации. М.: Дашков и К, 2014. 312 с.
5. **Чжэн Ж., Пэн Л.** Методы анализа и управления рисками внутреннего венчура // *Вестник Бурятского государственного университета. Гуманитарные исследования Внутренней Азии*. 2016. Т. 1. С. 36—41.
6. **Глущенко В. В., Глущенко И. И.** Корпоративные риски инновационного предпринимательства в условиях глобального кризиса // *Экономика и предпринимательство*. 2014. № 10. С. 848—856.
7. **Остапюк С. Ф., Филин С. А.** Формирование и оценка эффективности научно-технических и инновационных программ. М.: Фирма "Благовест-В", 2004. 320 с.
8. **Глущенко И. И.** Направления и критерии совершенствования институциональной системы государственной поддержки инновационной деятельности в России // *Ученые записки РГСУ*. № 3 (47). 2005. С. 131—141.
9. **Егоров А. Ю., Пилипенко П. П., Снитко Н. О.** Методы идентификации рисков инновационного проекта // *Инновации и инвестиции*. № 4. 2014. С. 2—6.
10. **Глущенко И. И.** Система стратегического управления инновационной деятельностью. Железнодорожный: ООО НПЦ "Крылья", 2006. 356 с.
11. **Глущенко И. И.** Формирование инновационной политики и стратегии предприятия. М.: АПК и ППРО, 2009. 128 с.
12. **Глущенко И. И.** Финансы инновационной деятельности. М.: ИП Глущенко Валерий Владимирович, 2011. 116 с.
13. **Жуковская И. Ф.** Факторы и риски интеграции российских интеллектуальных ресурсов в глобальную инновационную систему // *Вестник Ивановского государственного университета. Серия: Экономика*. 2016. № 3 (29). С. 19—30.
14. **Глущенко В. В.** Кризисология: общая теория кризиса, образ посткризисного будущего, критериальный подход к исследованию и рискованная теория фирмы, парадигма интеллектуального управления рисками. М.: ИП Глущенко Валерий Владимирович, 2011. 80 с.
15. **Курс экономической теории:** учебник. 5-е изд., перераб. и доп. Киров: АСА, 2005. 832 с.
16. **Глущенко В. В., Глущенко И. И.** Оценка финансовых результатов маркетинговой стратегии на глобальном рынке с учетом рисков. М.: *Экономический анализ*. № 6 (87). 2007. С. 16—25.
17. **Глущенко В. В., Глущенко И. И.** Машинология: влияние риска компетентности на финансовый результат корпоративного инновационного предпринимательства // *Экономика и предпринимательство*. 2015. № 1. С. 900—907.