



# ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

**7**  
**2020**

**Главный редактор А.С. БОГОЛЮБОВ**

**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)

**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-(495) 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 27 марта 2020 г. за ПИ № ФС 77-78172 в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (РОСКОМНАДЗОР)  
Учредитель: Е.А. Боголюбова

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**

# СОДЕРЖАНИЕ

# CONTENTS

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

## DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Кутенев В. Ф., Яманин А. И. — Перспективы применения роторных двигателей . . . . .	3
Ремизович Ю. В., Абдулаева О. В. — Переключение передач в редукторах крановых механизмов . . . . .	9
Чижиков В. И., Курнасов Е. В. — Математическая модель взаимодействия двух роботов при синхронном выполнении совместной работы . . . . .	11
Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И. — Моделирование технических характеристик трехплунжерных насосов высокого давления . . . . .	16
Горбатенко Н. Н. — Моделирование динамики переключения ступеней гидромеханических передач на основе уравнений Лагранжа с неопределенными множителями . . . . .	19
Балицкий Ф. Я., Соколова А. Г. — Сравнительный стохастический анализ аномальной динамики машин под воздействием эксплуатационных дефектов . . . . .	25
Русановский С. А., Худяков М. П., Климов Ю. В. — Проектирование технологических комплексов. Ч. 1. Разработка методики проектирования . . . . .	31
Либерман Я. Л., Махиянова А. Н., Горбунова Л. Н. — Расчет точности контрольной головки упрощенной конструкции для контроля размеров деталей . . . . .	35

Kutenev V. F., Yamanin A. I. — Prospects for the use of rotary engines	3
Remizovich Yu. V., Abdulaeva O. V. — Gear shifting in gearboxes of crane mechanisms	9
Chizhikov V. I., Kurnasov E. V. — Mathematical model of the interaction of two robots at synchronous execution of simultaneous operation	11
Velikanov N. L., Naumov V. A., Koryagin S. I. — Modeling of technical characteristics of three-plunger high pressure pumps	16
Gorbatenko N. N. — Modeling of the dynamics of switching stages of hydro-mechanical gears based on the Lagrange equations with indefinite multipliers	19
Balitskiy F. Ya., Sokolova A. G. — Comparative stochastic analysis of the anomalous dynamics of machines under the action of operational defects	25
Rusanovskiy S. A., Khudyakov M. P., Klimov Yu. V. — Design of technological complexes. Part 1. Development of design methods	31
Lieberman Ya. L., Makhyanova A. N., Gorbunova L. N. — Calculation of the accuracy of a control head of a simplified design for dimensional control of parts	35

## ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

## MANUFACTURING ENGINEERING

Расулов Н. М., Надиров У. М., Алекберов М. З. — Обобщенная система технологических связей при механической обработке и ее применение . . . . .	38
Шавва М. А., Грубый С. В. — Алмазное шлифование твердосплавных пуансонов шлифовальными кругами с многослойным композиционным электролитическим покрытием . . . . .	41
Еремин Е. Н., Лосев А. С., Бородихин С. А., Пономарев И. А. — Применение боридных соединений для упрочнения стали системы Fe—Ni—Mn—Mo—V—Ti—Nb . . . . .	48
Димов Ю. В., Подашев Д. Б. — Остаточные напряжения при зачистке поверхностей эластичными абразивными кругами . . . . .	54
Албагачиев А. Ю., Страмцова Е. С., Кулаков О. И. — Моделирование температуры при обработке моноколеса компрессора . . . . .	62
Иванов Г. Ю., Фролов А. Д. — Ультразвуковая пайка как способ сборки изделий из разнородных материалов . . . . .	65
Алешин Н. П., Коберник Н. В., Панкратов А. С., Петрова В. В. — Термодинамическое моделирование образования карбидов хрома в наплавленном металле . . . . .	67
Моргунюв Ю. А., Саушкин Б. П., Фомичев А. О., Хомякова Н. В. — Электрохимическое удаление дефектного слоя после электроэрозионного формообразования . . . . .	71

Rasulov N. M., Nadirov U. M., Alekberov M. Z. — Generalized system of technological connections in mechanical processing and its application	38
Shavva M. A., Grubiy S. V. — Diamond grinding of carbide punches by grinding wheels with a multilayer composite electrolytic coating	41
Eremin E. N., Losev A. S., Borodikhin S. A., Ponomarev I. A. — Use of boride compounds for hardening the steel of the Fe—Ni—Mn—Mo—V—Ti—Nb system	48
Dimov Yu. V., Podashev D. B. — Residual stresses during surface cleaning with elastic abrasive wheels	54
Albagachiev A. Yu., Stramtsova E. S., Kulakov O. I. — Temperature modeling during the processing of a compressor monowheel	62
Ivanov G. Yu., Frolov A. D. — Ultrasonic soldering as a method of assembly of products from dissimilar materials	65
Aleshin N. P., Kobernik N. V., Pankratov A. S., Petrova V. V. — Thermodynamic modeling of the formation of chromium carbides in the surfaced metal	67
Morgunov Yu. A., Saushkin B. P., Fomichev A. O., Khomyakova N. V. — Electrochemical removal of a defective layer after electroerosive shape forming	71

### Теория и практика резания материалов

### Problems of theory and practice of materials cutting

Древалъ А. Е. — Влияние выбора критерия износа на наработку быстрорежущих машинно-ручных метчиков . . . . .	74
---	----

Dreval' A. E. — Influence of the choice of wear criterion on the life of high-speed machine-manual taps	74
---	----

### Обработка материалов без снятия стружки

### Chipless processing of materials

Адакин В. А., Чихранов А. В. — Напряженные состояния инструмента и заготовки при многопроходном холодном накатывании прямоугольных шлицев на валах . . . . .	78
Щедрин А. В., Алешин В. Ф., Бекаев А. А., Чихачева И. Ю. — Комбинированное дорнование цилиндрических заготовок с модифицированной поверхностью отверстия . . . . .	81

Adakin V. A., Chikhranov A. V. — Stress states of a tool and a billet during multi-pass cold rolling of rectangular splines on shafts	78
Shchedrin A. V., Aleshin V. F., Bekaev A. A., Chikhacheva I. Yu. — Combined burnishing of cylindrical billets with a modified hole surface	81

## ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

## TECHNICAL INFORMATION

Супрун Р. В. — Обеспечение беспристрастности органа, проводящего аудит и сертификацию систем менеджмента . . . . .	86
--	----

Suprun R. V. — Ensuring the impartiality of the body conducting the audit and certification of management systems	86
---	----

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

Сдано в набор 28.04.2020. Подписано в печать 18.06.2020.  
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 621.43173.068

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-7-3-8

В. Ф. КУТЕНЕВ, д-р техн. наук (ФГУП «НАМИ», г. Москва), А. И. ЯМАНИН, д-р техн. наук (ГТУ, г. Ярославль),  
e-mail: vakutenev@nami.ru

## Перспективы применения роторных двигателей

Проанализирована возможность использования роторно-поршневых двигателей для различных отраслей промышленности.

**Ключевые слова:** транспортное средство, поршневой двигатель, кривошипно-шатунный механизм, роторно-лопастные двигатели.

The possibility of using rotary piston engines for various industries is analyzed.

**Keywords:** transport vehicle, piston engine, crank-and-rod mechanism, rotary vane engines.

На протяжении практически всего времени существования поршневых двигателей внутреннего сгорания (ПДВС) с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ) преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращение выходного вала многие изобретатели активно выдвигают предложения и содействуют созданию роторных двигателей, в которых рабочий процесс осуществляется в полостях, образуемых вращающимися звеньями. Такие двигатели называют роторно-поршневыми (РПД), поскольку вращающиеся звенья осуществляют ту же функцию, что и поршень в КШМ.

Преимуществами РПД перед традиционными ПДВС являются:

отсутствие поступательно движущихся деталей, в связи с чем уменьшаются соответствующие инерционные нагрузки, снижаются уровни вибраций и шума;

повышение компактности конструкции, характеризующейся отношением рабочего объема  $V_h$  двигателя к габаритному объему  $V_r$ , что достигается увеличением полезного использования габаритного объема РПД, а также отсутствием клапанного механизма газораспределения;

повышение скоростного режима двигателя вследствие значительного увеличения частоты вращения ротора;

упрощение конструкции по сравнению с ПДВС, что, по мнению изобретателей, снижает затраты на его изготовление.

Наиболее известны РПД Ванкеля, предложенные еще в 30-х годах XX века и впоследствии серийно выпускавшиеся рядом предприятий: NSU-ККМ (Германия); Mazda (Япония); ВАЗ (Россия) и др. На рис. 1 показан двигатель Ванкеля со снятой передней крышкой, а на рис. 2, *a—г* приведены фазы четырехтактного рабочего цикла этого двигателя.

В двигателе Ванкеля основными деталями являются корпус 1, треугольный ротор 2, расположенный на эксцентриковом валу 3, передняя и задняя крышки 6 и синхронизирующий зубчатый механизм, состоящий из шестерни 4 в роторе и неподвижного зубчатого колеса 5 на крышке корпуса. Профиль внутренней поверхности корпуса выполнен в виде эпитрохоиды. При передаточном отношении зубчатых колес 3:2 один оборот ротора совершается за три оборота эксцентрикового вала, с которого осуществляется отбор мощности.

Четырехтактный цикл, происходящий в каждой из трех рабочих полостей РПД Ванкеля (одна из них отмечена на рис. 2, *a—г* светлой точкой, на которую указывает стрелка), включает фазы впуска и сжатия, воспламенения и расширения, выпуска (см. рис. 2, *a—г*).

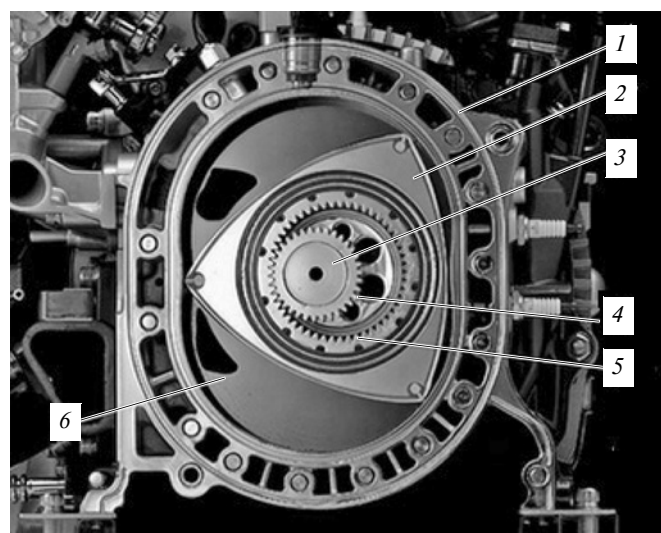


Рис. 1. Двигатель Ванкеля со снятой передней крышкой

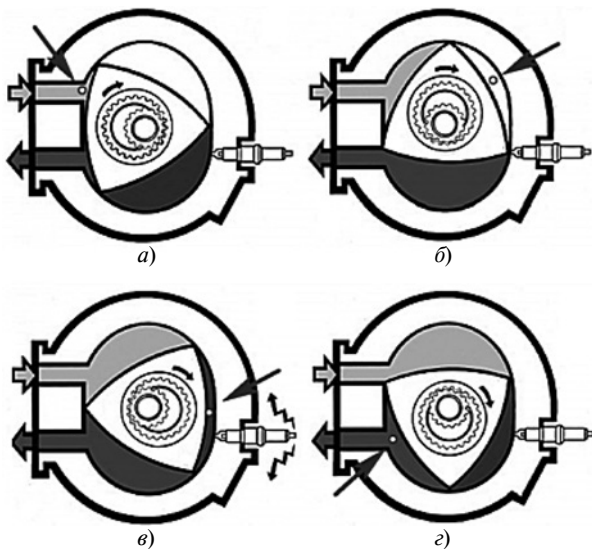


Рис. 2. Фазы четырехтактного рабочего цикла двигателя Ванкеля: а — впуск; б — сжатие; в — воспламенение и расширение; г — выпуск

Основные разработки и производство двигателей Ванкеля осуществлялись в 1960—1980-е годы, причем фирмой Mazda автомобили с РПД Ванкеля производились практически до нашего времени. Двигатели Ванкеля не выдержали конкуренции с классическими ПДВС прежде всего в связи с жесткими ограничениями на выбросы токсичных веществ и твердых частиц с отработавшими газами в соответствии с международными Правилами ООН № 83, а также из-за повышенных расходов топлива и масла, меньших надежности и ресурса.

Безусловной заслугой Ванкеля было создание в результате длительных работ достаточно работоспособной системы уплотнения рабочих полостей РПД, что отражено во множестве патентов. Другие конструкции и схемы РПД для использования на автомобилях не получили дальнейшего развития как раз потому, что для них не были созданы надежные уплотнения рабочих полостей, что до сих пор (в том числе и для РПД Ванкеля) остается существенной проблемой (особенно с учетом неравномерного температурного поля деталей, образующих камеру сгорания). Кроме того, в РПД не решена проблема реализации цикла Дизеля.

Различные варианты РПД для автомобильной техники достаточно подробно рассмотрены в работах [1—5]. Помимо этого известны примеры серийного выпуска таких двигателей для легких летательных аппаратов (в том числе беспилотных), некоторых типов специальной техники и др.

Перспективы применения роторных двигателей для легкомоторной авиации рассмотрены в работах [3, 6], в которых отмечено, что при малой серийности выпуска авиационных двигателей весьма трудно обеспечить высокую рентабельность их производства (табл. 1). Выходом из этой ситуации мо-

жет быть выпуск конструкций роторных машин, элементы которых пригодны для применения как в двигателях, так и в машинах иного назначения (например, в компрессорах, электрогенераторах [7], компрессорах автомобильных кондиционеров, насосах гидроусилителей и пр.). Параметры осуществленных конструкций свидетельствуют о перспективности данного направления: в табл. 2 приведены результаты сравнения различных расширительных машин в составе компрессорной установки [6]. Авторы работы [6] предположили возможность замены серийных поршневых двигателей (например, для подвесных энергетических установок легких плавсредств) роторными. Однако приведенные в работе [6] данные говорят о том, что в этом случае, кроме возможного уменьшения массы и снижения уровня вибрации, иного заметного выигрыша от такой замены, по-видимому, нет (рис. 3).

Перспектива применения РПД на автомобильном транспорте связана с расширением использования комбинированных силовых установок, в которых двигатель используется как вспомогательная энергетическая установка, например для зарядки батарей и т. п. Такая установка (рис. 4) описана в работе [8]. Следует отметить, что прогнозы воз-

Таблица 1  
Параметры некоторых РПД ВАЗ (с 1985 г.)

Двигатель	Число роторов, секций	Мощность, кВт	Объект установки	Примечание
ВАЗ-311	1	51	ВАЗ-21018	Серийный
ВАЗ-4305	2	154	Самолет	Пробный
ВАЗ-431	3	154	ГАЗ-14; ГАЗ 3102	Единичный
ВАЗ-531	3	206	Вертолет	Пробный
ВАЗ-1187	1	31	ВАЗ-1111	Мелко-серийный
ВАЗ-1187	1	33	Самолет	Пробный
ВАЗ-415	2	96	ВАЗ-11059	Единичный
ВАЗ-416	2	118	Самолет, вертолет	Единичные

Таблица 2  
Сравнение параметров компрессоров с различными кинематическими схемами

Параметр	Компрессоры		
	винтовой	поршневой	роторный
Масса, кг	120	520	55
Габаритный объем, м <sup>3</sup>	0,76	2,6	0,35
Производительность, м <sup>3</sup> /л	120	265	300
Ресурс, тыс. ч	20	5	20
Энергопотребление, Дж/л	560	315	238
Цена, тыс. руб.	270	111	100
Себестоимость 1000 м <sup>3</sup> газа с производительностью 300 м <sup>3</sup> /л	432	445	116

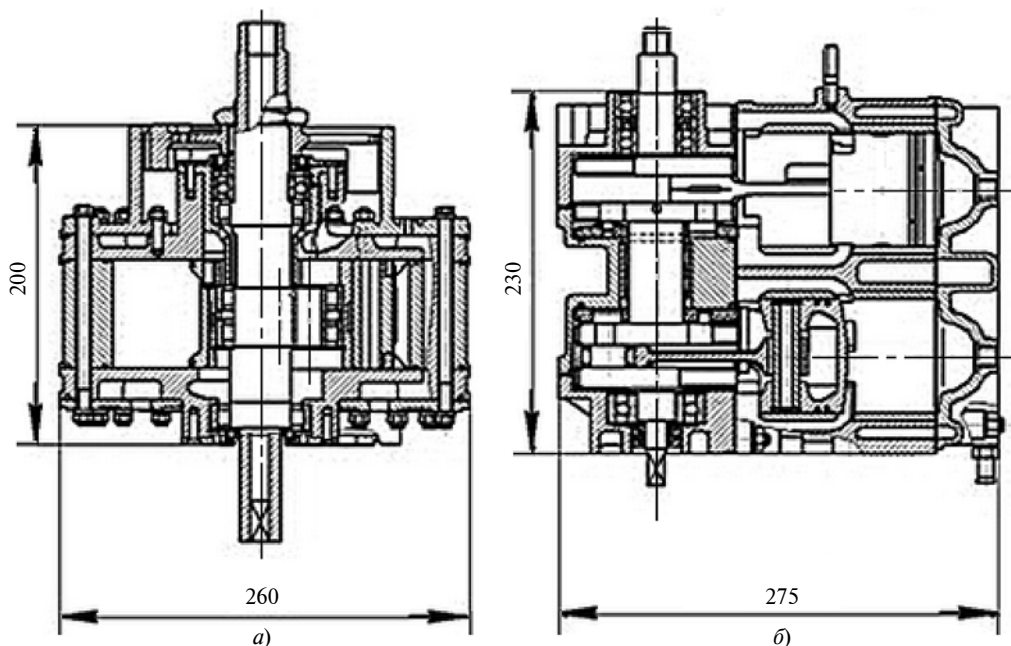


Рис. 3. Сравнение габаритных размеров проектного РПД-45 [1] (а) и серийного поршневого подвесного лодочного мотора «Вихрь-30» (2Д 6,7/6,0) (б)

возможного применения РПД на транспорте зависят от перспектив внедрения водородного топлива [8].

Помимо РПД Ванкеля известны разработки и других конструкций роторных двигателей. Так, в работах [2, 9] приведены сведения об успешных испытаниях сфероидальных роторных двигателей в составе энергетических блоков в различных инструментах и сделан вывод о перспективности такого их применения, а в работе [10] — о ведущихся разработках маломощного орбитального двигателя широкого назначения.

Тем не менее, несмотря на значительное число попыток улучшения показателей РПД, пока не найдены решения, которые позволили бы говорить о целесообразности замены традиционных поршневых двигателей на большинстве основных видов транспорта.

Вместе с тем опыт разработки (отчасти описанный выше) позволяет прогнозировать перспективность применения роторных двигателей в нетранспортных отраслях в качестве расширительных машин (в них рабочее тело в процессе своего расширения совершает полезную работу), в установках низкопотенциальной энергетики и т. д.

Ниже приведены примеры нескольких оригинальных конструкций роторных двигателей, предложенных изобретателями в течение последних лет (ряд изобретений был направлен не только в адрес экспертного совета НАМИ, но и в адрес различных министерств и ведомств, вплоть до администрации Президента РФ и Председателя Правительства РФ).

Одним из наиболее часто предлагаемых направлений усовершенствования роторных двигателей являются двигатели с радиальными лопатками,

скользящими в продольных пазах ротора. Ротор расположен эксцентрично относительно корпуса (статора); при вращении ротора лопатки разделяют полость между ротором и корпусом на несколько (по числу лопаток) полостей переменного объема, в которых последовательно протекают фазы рабочего процесса. Такие роторные машины известны давно и нашли применение как расширительные машины в пневмоприводе инструментов, горных

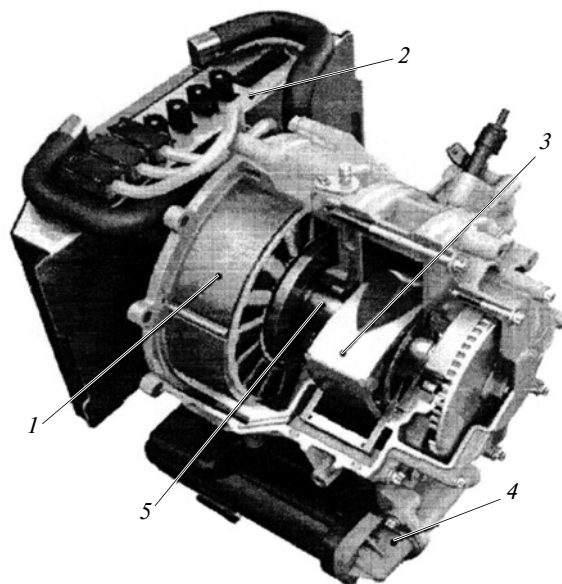


Рис. 4. Комбинированная установка с РПД Range Extender фирмы AVL:

1 — синхронная электрическая машина; 2 — силовая электроника и контроллер; 3 — ротор РПД; 4 — масляный бак и охладитель масла; 5 — подшипник вала

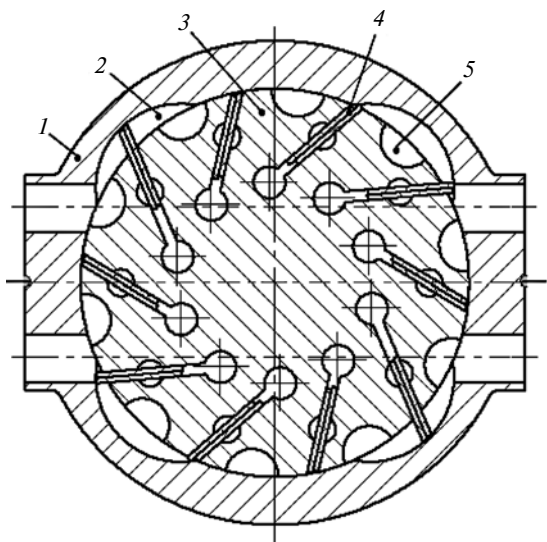


Рис. 5. Схема роторного двигателя по проекту Н. Ф. Кривко [11]

шахтных машинах, а также как пневмостартеры для пуска двигателей транспортных машин. Экспертиза ряда подобных проектов, выполняемая в том числе с применением элементов современных CAD/CAE-технологий, ранее отмечала их техническое несовершенство (см. работу [5]), однако многие изобретатели продолжают работать над преобразованием таких роторных машин для использования их в качестве двигателей автомобильного транспорта.

Роторный двигатель рис. 5, предложенный Н. Ф. Кривко [11], содержит цилиндрический корпус 1 с несколькими камерами 2, имеющими форму сферического сегмента. В корпусе концентрично установлен вращающийся ротор 3 с пазами, в которых установлены подвижные лопатки 4, и с полусферическими камерами 5, наполняемыми свежим зарядом. Продукты сгорания, расширяясь в камерах 2, воздействуют на лопатки и приводят в движение ротор. Автор утверждает, что двигатель имеет повышенную мощность по сравнению с поршневым двигателем того же рабочего объема, простую конструкцию, универсальность в применении на всех видах транспорта и обладает рядом других преимуществ. Подобную схему имеет двигатель В. К. Муратова [12].

Поскольку предлагаемые технические решения, как правило, даны только в виде схем, часто возникают затруднения с выбором главных размеров при трехмерном моделировании. Так, при кинематическом исследовании роторного двигателя

Н. Ф. Кривко [11] авторами данной статьи были приняты размеры (диаметр и толщина ротора, радиус цилиндрических поверхностей, образующих рабочие камеры, угол наклона лопаток и пр.), пропорциональные приведенным изобретателем в описании патента. С учетом этих размеров были вычислены возможные максимальный и минимальный объемы свежего заряда топливо-воздушной смеси и установлено, что степень сжатия такого двигателя не превышает  $7 \div 8$ , что не позволяет осуществлять в нем дизельный рабочий процесс, использовать наддув и пр. При таких значениях степени сжатия и соответствующих значениях показателя политропы сжатия давление по окончании последнего не будет превышать  $1,3 \div 1,5$  МПа. При соответствующей циклу с искровым зажиганием степени (4  $\div$  5) повышения давления максимальное давление сгорания топливо-воздушной смеси составит  $5,5 \div 7,0$  МПа. При этом продукты сгорания длительное время будут находиться в полусферической камере 5 (см. рис. 5), не совершая полезной работы, а только отдавая теплоту стенкам ротора и статора. При таких условиях достижение заявленных автором показателей представляется нереальным.

Упомянутые тепловые потери в двигателе пропорциональны отношению площади  $F$  стенок, омываемых рабочим телом, к рабочему объему  $V_h$ , причем уменьшение поверхности теплоотдачи (особенно при расширении) приводит к сокращению тепловых потерь и росту индикаторного КПД двигателя. Значение этого отношения может быть достаточно корректно оценено уже на ранних этапах проекта. Такой анализ был проведен ранее применительно к колебательному двигателю А. С. Макунина [13]. Подробности анализа даны в статье [5], а в табл. 3 приведен только его результат, показывающий, что по этому показателю колебательный двигатель уступает поршневому.

В отличие от объемных расширительных машин, в которых используется движение лопаток в пазах ротора, в двигателях внутреннего сгорания рабочее тело подвержено быстрому изменению давления и температуры за каждый оборот ротора. Поэтому РПД, выполненный по этой схеме, присущ принципиально неустранимый недостаток, препятствующий их применению. Этот недостаток заключается в значительных знакопеременных инерционных нагрузках, а также в высоких температурах, действующих на уплотняющие элементы (как правило, по необходимости тонкостенных). При

Таблица 3

К оценке тепловых потерь в двигателях при различных соотношениях их размеров

Двигатель	ЗМЗ-406	ЯМЗ-534	КамАЗ-740	ЯМЗ-7511	ЯМЗ-8423	Автор А. С. Макунин [13]
$F/V_h, \text{ м}^{-1}$	2,71	3,19	3,49	3,77	3,96	34,11 $\div$ 51,50

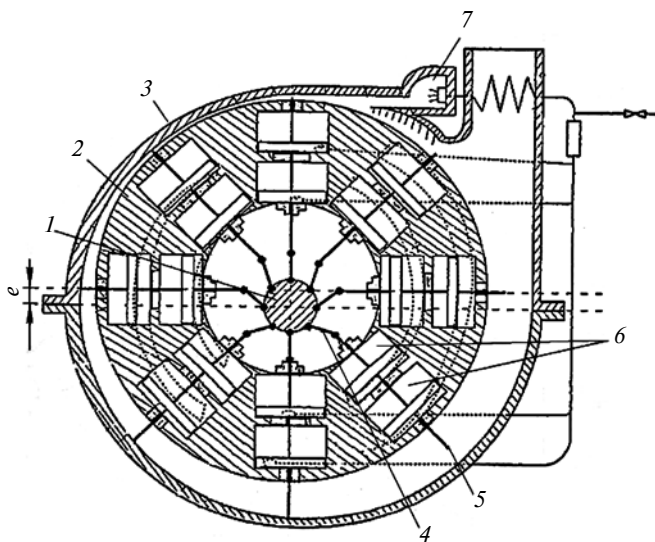


Рис. 6. Схема двигателя Ю. И. Новицкого [14]

значительных давлениях на элементы уплотнений в условиях быстропеременной температуры рабочего тела, скорость их скольжения по статору весьма велика, а работа трения локализуется на относительно малом участке контактной поверхности. Следовательно, при создании РПД по рассматриваемой схеме невозможно достигнуть высокой частоты вращения выходного вала, что дополнительно ограничивает его применение на автотранспорте.

Многими изобретателями в качестве одного из главных преимуществ роторных двигателей указываются их малые габаритные размеры и масса. Однако при практическом моделировании далеко не всегда эти преимущества проявляются на самом деле. В качестве примера можно назвать двигатель (рис. 6) по проекту Ю. И. Новицкого [14], а также более поздние полезные модели. В этом двигателе вокруг выходного вала 1 плоско-параллельно движется установленный с эксцентриситетом ротор 2, удерживаемый восемью кривошипно-шатунными механизмами, каждый из которых состоит из шатуна 4, штока 5 и двух соосных поршней 6, перемещающихся в цилиндрах ротора. Каждый поршень управляет движением лопатки, прижатой к стенке корпуса 3. Рабочее тело попадает из внешней камеры сгорания 7 в пространство между стенкой корпуса, боковыми стенками и двумя соседними лопатками, где, расширяясь, совершает полезную работу. Цилиндры с поршнями одновременно могут выполнять функцию компрессора.

В заключение экспертного совета НАМИ указаны (с соответствующими расчетами) недостатки двигателя Ю. И. Новицкого, аналогичные недостаткам двигателя Н. Ф. Кривко. Однако попытка моделирования преобразующего механизма двигателя Ю. И. Новицкого выявила существенные сложности его компоновки. Так, при первоначально принятых умеренных значениях размеров были

выявлены значительные затруднения в расположении уплотнений между штоками поршней и ротором; лопатками и ротором и пр. (на рис. 7 расположение этих уплотнений показано стрелками). Попытка решения этих проблем привела к необходимости существенного увеличения размеров механизма до приведенных на рис. 7 значений; это обстоятельство свидетельствует о невозможности создания малогабаритного двигателя с такой кинематической схемой.

Значительное число предложений основано на так называемой роторно-лопастной схеме, в которой внутри кольцевого статора размещен составной ротор с четырьмя лопатками, движущимися в противоположных направлениях. Лопатки могут иметь плоскую форму или выполняться в виде кольцевых цилиндров (рис. 8). Рабочий процесс осуществля-

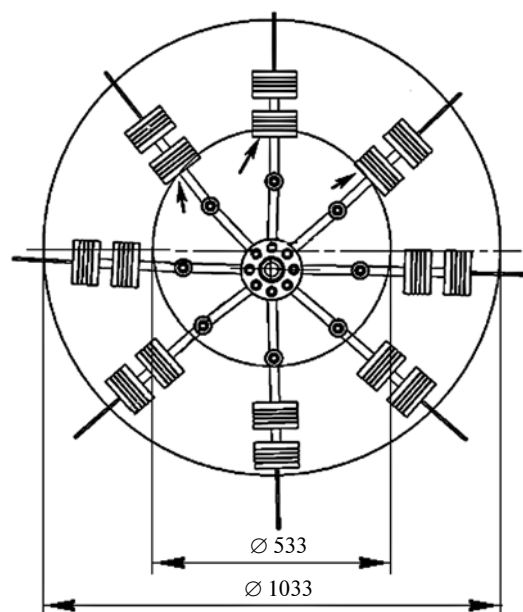


Рис. 7. Попытка моделирования преобразующего механизма двигателя Ю. И. Новицкого

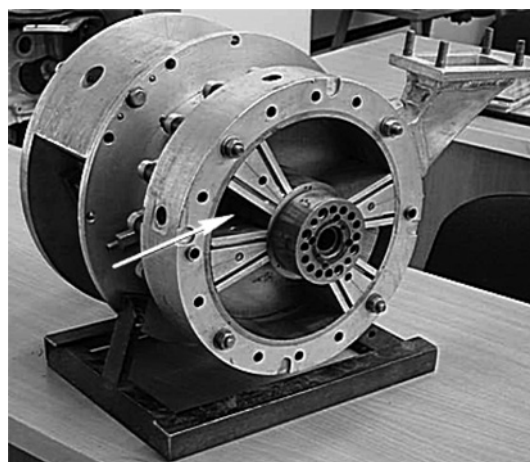


Рис. 8. Общий вид преобразующего механизма роторно-лопастного двигателя

ется в изменяющихся объемах между соседними лопатками (на рис. 8 объемы показаны стрелками), для привода которых применяются различные механизмы, в том числе кривошипно-шатунные. Классификация и особенности конструкции таких машин рассмотрены в работе [15]. Там же отмечено, что рациональная схема упомянутого механизма, обеспечивающего движение лопастей по заданному закону, не найдена до сих пор, в связи с чем предлагаемые до настоящего времени конструкции роторно-лопастных машин не находят широкого применения.

Помимо упомянутых выше предлагаются изобретателями и другие конструкции, в том числе весьма экзотические (например, детонационный, роторно-реактивный, роторно-инерционный двигатели и др.), также рассмотренные в экспертном совете НАМИ. Всего за последние 15 лет рассмотрено более 50 проектов по роторно-поршневым двигателям.

В качестве общего итога рассмотрения проектов роторных двигателей можно отметить следующее.

1. Утверждения авторов изобретений о более высокой экономичности и возможности неограниченного увеличения частоты вращения вала РДП, не подкрепленные соответствующими обоснованиями, вызывают недоумение: все известные роторные двигатели имеют повышенный расход топлива. Часто изобретатели не учитывают потери, связанные со сжатием рабочего тела до начала сгорания, механические потери и потери теплоты через стенки корпуса.

2. Целесообразнее было бы рассматривать проекты, доведенные до этапа хотя бы технического предложения: во многих случаях в авторских заявках не упоминаются приводимые от ротора агрегаты систем смазывания, охлаждения и др.: привод этих систем увеличивает механические потери и габаритные размеры двигателя.

3. Как правило, требуется более подробная проработка системы охлаждения, прежде всего роторов и лопаток.

4. Многие изобретатели двигателей (особенно роторно-лопастных) заблуждаются в расчетах мощности двигателя, полагая, что приложение к лопаткам (или соответствующим поверхностям ротора) сил давления газа на большем плече увеличивает развиваемую двигателем мощность и соответственно снижает удельный расход топлива. Неоднократно специалисты экспертного совета НАМИ указывали на то, что замена КШМ другим преобразующим механизмом не может обеспечить увеличение мощности и др. (любой механизм способен только уменьшить выделяемую в рабочей полости мощность на величину мощности механических потерь).

5. Многие изобретатели, представляя информацию о своих разработках в виде, аналогичном приведенным выше примерам, настаивают на необхо-

димости постройки опытного образца и его испытаниях. Не следует игнорировать экономическую сторону вопроса создания современного транспортного двигателя, что последовательно связано с научно-техническим обоснованием и далее со значительными затратами на разработку проектной документации, изготовление опытных образцов, их испытания и обязательную сертификацию на соответствие международным Правилам ООН.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ханин Н. С., Чистозвонов С. Б.** Автомобильные роторно-поршневые двигатели. М.: Машгиз, 1964. 184 с.
2. **Мищенко Н. И.** Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. Т. 1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. Донецк: Изд-во «Лебедь», 1998. 228 с.
3. **К вопросу** о развитии тематики роторно-поршневых двигателей за рубежом и в России / В. П. Кочеров, В. А. Кононов, В. В. Окорочков и др. // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. Авиационная и аэрокосмическая техника. № 3 (27). 2011. С. 207—214.
4. **Зиновьев И. В., Кутенев В. Ф.** Разнообразие двигателей внутреннего сгорания (на примере роторно-поршневых двигателей) // Труды НАМИ. 2015. № 261. С. 6—27.
5. **Яманин А. И., Кутенев В. Ф.** Роторные двигатели // Труды НАМИ. 2015. № 262. С. 150—165.
6. **Окорочков В. В., Окорочкова В. М., Шафранов В. В.** Актуальность и направления развития роторно-поршневой тематики // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. 2014. № 5 (47). Ч. 3. С. 82—91.
7. **Ситников А. П., Сорокин Д. Е.** Перспективы развития и применения роторных двигателей // Известия института инженерной физики. 2013. № 3 (29). С. 81—85.
8. **Кутенев В. Ф., Сонкин В. И.** Бензиновые двигатели: тенденции развития // Труды НАМИ. 2017. № 1 (268). С. 6—21.
9. **Двигатели** для отечественных беспилотников: прошлое, настоящее и будущее / А. Н. Черкасов, Д. С. Лекгоногих, Е. В. Зиненков, С. Ю. Панов // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2018. Т. 17. № 3. С. 127—137.
10. **Минин В. П., Костюченко А. Н., Замышляев В. А.** Разработка демонстратора авиационного роторно-поршневого двигателя в классе мощности 100 л. с. URL: [http://piston\\_engines.ru/images/konferencia](http://piston_engines.ru/images/konferencia)
11. **Пат. 2619672. Рос. Федерации:** МПК F02B 53/02; F01C 1/344. Шеститактный роторно-лопастной двигатель внутреннего сгорания.
12. **Пат. 2358125. Рос. Федерации:** МПК F02B 53/02; F02B 55/16; F01C 1/32. Роторно-поршневой двигатель внутреннего сгорания.
13. **Пат. 2518793 Рос. Федерации:** МПК F02B 55/14; F01C 9/00. Колебательный двигатель внутреннего сгорания.
14. **Пат. RU2358125 Рос. Федерации:** МПК F02B 53/08; F02B 55/02; F01C 1/34. Многопоршневой двигатель.
15. **Гринев Д. В.** Конструктивные схемы и принципы работы роторно-лопастных машин. // Вестник Псковского гос. ун-та. Сер. Экономические и технические науки. 2014. № 5. С. 142—150.



Ю. В. РЕМИЗОВИЧ, О. В. АБДУЛАЕВА, кандидаты технических наук (Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет), e-mail: remizovich\_uv@sibadi.org

## Переключение передач в редукторах крановых механизмов

Предложено устройство для переключения передач в редукторе с составными зубчатыми колесами со встроенными муфтами, в которых используются тела качения. Для быстродействия устройства привод осуществляется от шагового электродвигателя с комбинацией винтовой пары и клинового механизма на его валу, что увеличивает управляющее воздействие на муфту.

**Ключевые слова:** редуктор, изменяемое передаточное число, зубчатое колесо, муфта, шаговый электродвигатель, винтовая пара, клиновой механизм.

A device for gear shifting in a gearbox with composite gears with integrated couplings in which rolling bodies are used is proposed. For device performance, the drive is carried out from a stepper motor with a combination of a screw pair and a wedge mechanism on its shaft, which increases the control effect on the coupling.

**Keywords:** gearbox, variable gear ratio, gear wheel, coupling, stepper motor, screw pair, wedge mechanism.

В последние годы в ряде публикаций появились сведения о зубчатых колесах со встроенными в них муфтами [1–3]. Необходимость в конструкции зубчатых колес с муфтами выявилась при решении задачи по разработке редуктора с переменным передаточным числом для крановых механизмов. Такой редуктор обеспечил бы плавный пуск (разгон) и остановку механизмов со снижением динамических нагрузок в кране.

Аналогом редуктора с переменным передаточным числом является коробка перемены передач (КПП), в том числе планетарная (КППП) транспортных средств (ТС). Переход со ступени на ступень в КППП осуществляется включением (отключением) трех фрикционных элементов (тормоз, муфта) в различном сочетании. Для управления КППП используют электрогидравлическую систему [4]. Таким образом,

изменение скорости движения ТС осуществляется без разрыва потока мощности, но сравнительно сложным образом.

Для механизмов передвижения крана и его тележки разрыв потока мощности не является существенным фактором, а для механизма подъема груза разрыв потока мощности должен иметь наименьшую продолжительность. Это требование можно выполнить с помощью устройства для переключения передач. Разработка такого быстродействующего устройства является актуальной задачей.

Устройство для переключения передач (рис. 1) содержит шаговый электродвигатель (ШД) 1, шлицевую втулку 2, вал 3 на опорах 4 и 5, выполненных в стенках 6 корпуса редуктора. Опора 4 представляет собой резьбовую пару. На валу 3 закреплены рычаги 7, снабженные наконечниками 8. На ведомом шлицевом

валу 9 расположены ступица 10 составного зубчатого колеса и нажимный диск 11. Обод 12 зубчатого колеса находится в зацеплении с шестерней ведущего вала (не показаны). Диск 11 снабжен выступами 13. Между ступицей 10 и ободом расположены тела качения 14. Комбинация деталей 10, 12, 14 образует муфту, аналогичную по принципу действия роликовой обгонной муфте. Пружина 15 обеспечивает предварительное поджатие дисков 11. Гайки 16 с дисками 17 удерживают детали обеих зубчатых ступеней от осевого смещения. Фиксатор 18 удерживает диск 11 в нужном положении. На выступах 13 (см. рис. 1 и 2) и наконечниках 8 выполнены скосы, образующие при их контакте клиновой механизм.

В исходном положении устройство управления выключено — обод 12 (см. рис. 1) свободно вращается на телах качения 14. При включении ШД 1 вал 3 и рычаги 7 поворачиваются из исходного положения относительно оси  $x-x$  (см. рис. 2), а за счет винтовой пары дополнительно смещаются вдоль оси  $x-x$  на расстояние  $s$ . При этом наконечники 8 и выступы 13 соприкасаются при включении клинового механизма и смещают диск 11 в осевом направлении. В клиновом механизме возникает дополнительная осевая сила. Под воздействием осевых сил происходит заклинивание тел качения 14 относительно ступицы 10 и обода 12 (см. рис. 1), в результате чего становится возможной передача вращающего момента на вал 9.

В основу расчета устройства управления положены приведенные ниже зависимости.

Вращающий момент  $T_1$ , Н·м, на валу ШД определяем по формуле

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 P_1 / n_1, \quad (1)$$

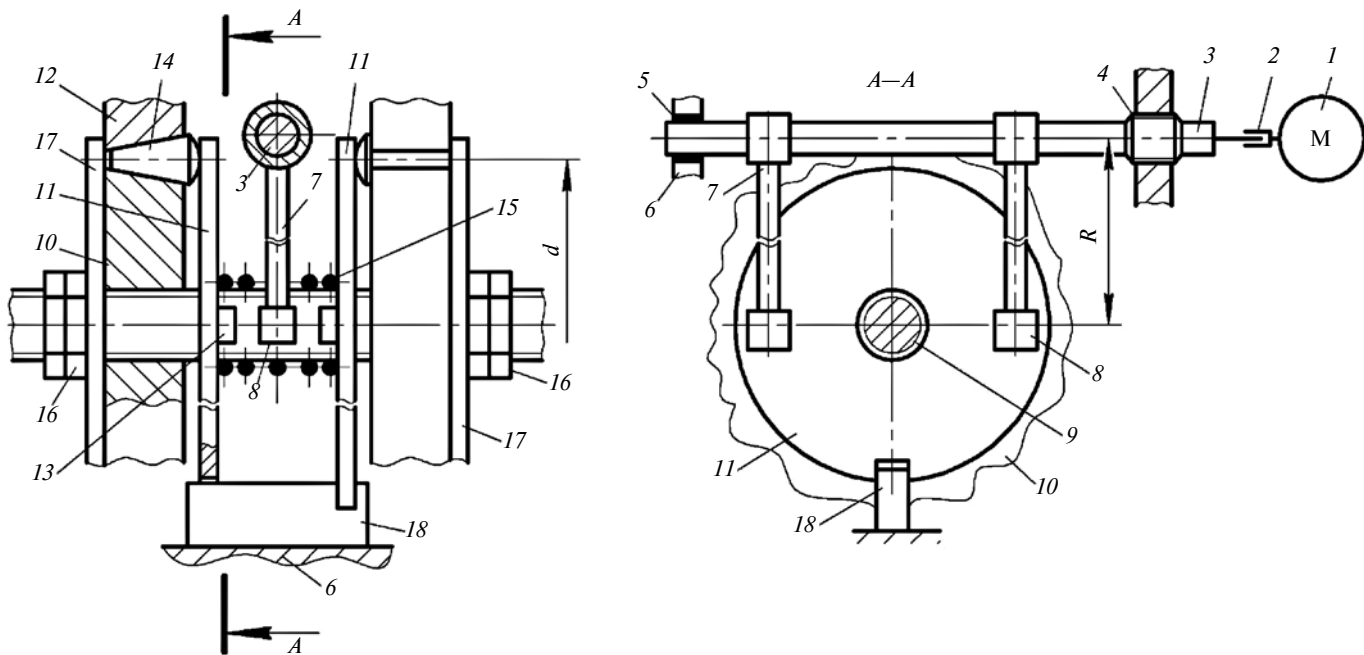


Рис. 1. Устройство для переключения передач

где  $P_1$  — мощность ШД, кВт;  $n_1$  — частота вращения вала ШД,  $\text{мин}^{-1}$ .

Зная момент, развиваемый ШД, можно определить осевую силу  $F_s$  в резьбе:

$$F_s = T_1 / \text{tg}(\alpha + \rho) \cdot d_2 / 2, \quad (2)$$

где  $\alpha = \text{arctg}[p/\pi d_2]$  — угол подъема винтовой линии ( $p$  — шаг резьбы;  $d_2$  — средний диаметр резьбы);  $\rho = \text{arctg}f$  — угол трения ( $f = 0,1$  — коэффициент трения в резьбе).

Сила  $F_s$  преобразуется в двухсоставном клиновом механизме в силу  $F_{s1}$  (см. рис. 2), которая составляет

$$F_{s1} = F_s [2 \text{tg}(\gamma + \rho)], \quad (3)$$

где  $\text{tg} \gamma = a/l$ ;  $\rho$  — угол трения при  $f = 0,05$ .

Вращающий момент  $T_1$ , в свою очередь, может быть выражен как

$$T_1 = F_{s2} R, \quad (4)$$

где  $F_{s2}$  — сила, перпендикулярная плоскости диска 11;  $R$  — длина рычага 7.

Как известно, в прямозубых и шевронных передачах при передаче вращающего момента  $T$  воз-

никают окружная  $F_t$  и радиальная  $F_r$  силы:

$$F_t = 2T/d_w; \quad (5)$$

$$F_r = 2T \text{tg} \alpha_{tw} / d_w, \quad (6)$$

где  $d_w$  — начальный диаметр зубчатых колес;  $\alpha_{tw}$  — угол зацепления.

Соответствующие силы  $F'_t$  и  $F'_r$ , действующие на тела качения, расположенные на диаметре  $d$ , составят:

$$F'_t = F_t k; \quad (7)$$

$$F'_r = F_r k, \quad (8)$$

где  $k = d_w/d$ .

Рассматриваемая муфта аналогична радиально-упорному коническому подшипнику. Следовательно, под воздействием силы  $F'_r$  возникает осевая сила  $F_{s3}$ , составляющая согласно работе [5]

$$F_{s3} = 1,245 \text{tg} \beta F'_r, \quad (9)$$

где  $\beta$  — угол при вершине конического ролика.

Условие замыкания муфты имеет вид:

$$F_{s1} + F_{s2} \geq F_{s3}. \quad (10)$$

При изменении направления вращения ШД 1 (см. рис. 1) на противоположное включение второй передачи произойдет подобным образом.

Характеристики и номенклатура ШД широко известны, как и способы управления ими. В качестве опоры 4 (см. рис. 1) мож-

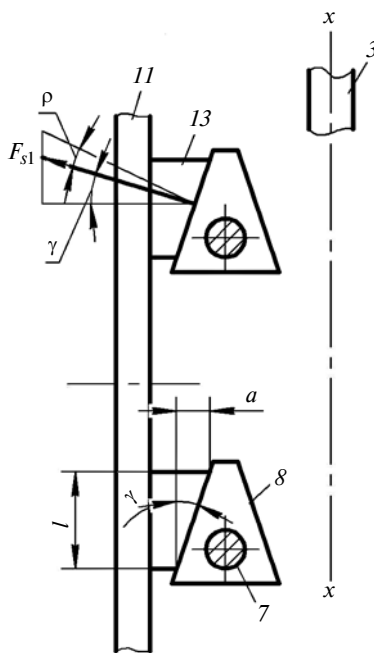


Рис. 2. Схема взаимодействия деталей в клиновом механизме

В. И. ЧИЖИКОВ, Е. В. КУРНАСОВ, кандидаты технических наук  
(РТУ МИРЭА), e-mail: vichizhikov@gmail.com

## Математическая модель взаимодействия двух роботов при синхронном выполнении совместной работы<sup>1</sup>

Решается задача кинематической модели взаимодействия двух роботов при совместной синхронной работе по сложному перемещению предмета. Предложено решение обратной задачи кинематики для двух манипуляторов, связанных предметом манипулирования. Получены выражения для управляемых обобщенных координат при групповом управлении с наложенными связями при параллельной работе манипуляторов.

**Ключевые слова:** манипуляционный робот, групповое управление, управляемые обобщенные координаты, неразрывность связей, совместная работа.

The problem of a kinematic model of the interaction of two robots in joint synchronous work on the complex movement of an object is being solved. A solution to the inverse kinematics problem is proposed for two manipulators connected by the object of manipulation. Expressions are obtained for controlled generalized coordinates in group control with superimposed constraints with parallel manipulators.

**Keywords:** manipulation robot, group control, controlled generalized coordinates, continuity of connections, collaboration.

В зависимости от специфики выполняемых задач и условий окружающей обстановки большой интерес на многономенклатурном производстве [1, 2] представ-

ляют промышленные технологические роботы, синхронно выполняющие совместную работу. При выполнении основных операций к таким роботам предъявляются повышенные требования по сравнению с роботами, выполняющими только транспортные операции.

<sup>1</sup> Работа выполнена при поддержке РФФИ. Проект № 19-08-00775.

Задача управления активными элементами манипулятора работа через гибкие связи при параметрической неопределенности и неизвестных границах внешних возмущений рассмотрена в работе [3]. Необходимость использования оригинальных алгоритмов управления движением манипулятора таких многозвенных роботов для каждой из возможных их конфигураций отражена в работах [4, 5]. При этом захват предмета активными элементами манипулятора работа является на сегодняшний день задачей, которую удалось решить только для ограниченного класса поверхностей [6, 7].

Решение задачи, в которой рассматривается взаимодействие двух твердых тел, принадлежащих разным манипуляторам, выполняющим совместное манипулирование, представлено в работе [7]. В ней предложен метод построения движений двуруких роботов, состоящий в решении прямых и обратных задач кинематики манипуляторов с учетом дополнительных условий устранения опасного сближения звеньев.

В предлагаемой статье изложен метод составления математической модели для двух плоских манипуляторов с кинемати-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 9)

но рекомендовать резьбовую пару с резьбой Tr 16×4 или Tr 20×5. В качестве тел качения 14 можно использовать стандартные конические ролики.

Ориентировочные расчеты по формулам (1)–(10) позволяют сделать вывод о возможности разработки четырехступенчатого (с добавлением двух ступеней аналогичных рассмотренных) редуктора с вращающимися моментами в диапазоне  $0,1 \div 1,0$  кН·м, передаточными числами от 5 до

100 и скоростями перемещения тележки крана от 0,05 до 1,5 м/с. Идея зубчатой передачи с встроеной муфтой вызвала немалый интерес за рубежом.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ремизович Ю. В. Управление скоростью подъема груза крановым механизмом // Вестник машиностроения. 2012. № 6. С. 13–15.
2. Remizovich Y. V. Control of load's speed of ascent in crane operation //

Russian Engineering Research. 2012. Т. 32. № 7–8. С. 529–531.

3. Пат. 160353 Рос. Федерация: МПК В66С 13/04, F16Н 1/06. Механизм плавного пуска.

4. Румянцев Л. А. Устройства управления планетарной коробкой перемены передач // Строительные и дорожные машины. 2014. № 11. С. 31–35.

5. Приводы машин: справочник / В. В. Длоугий, А. П. Суриков, Б. В. Януш; под общ. ред. В. В. Длоугого; 2-е изд., перераб. и доп. Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1988. 383 с.



Рис. 1. Структурная схема группового управления манипуляторами и роботами

ческой избыточностью в каждом, выполняющих синхронно совместную работу, при которой возможны любые возможные перемещения, допускаемые кинематическими связями в рабочем пространстве.

**Постановка задачи.** При выполнении определенного вида работ, в которых требуется групповое взаимодействие манипуляторов роботов или манипуляторов одного робота, возможны ограничения на относительные перемещения и положения звеньев. К такому случаю можно отнести перенос одного груза двумя манипуляторами. Этот вариант группового управления является частным случаем общей задачи группового управления, структурная схема которой представлена на рис. 1.

Из всех представленных вариантов группового управления наиболее сложным является совместное выполнение манипуляторами общей работы, требующей взаимной координации их движений в пространстве общей рабочей зоны (например, сборка одного изделия несколькими манипуляторами или совместное перемещение грузов [8]).

Взаимодействие манипуляторов двух роботов с объектом манипулирования можно описать моделью связи кинематических цепей манипуляторов с предметом, который совершает перемещения в соответствии с предписанной программой. Захватное устройство каждого манипулятора руки жестко связано с объектом в определенных точках, и манипулирование предполагает изменение положения устройства как твердого тела, движение которого определено следующими условиями:

- 1) неразрывность связи каждой руки с объектом манипулирования;
- 2) при детерминированной постановке задачи положение предмета в начале и в конце движения определено;
- 3) траектории движения точек, принадлежащих захватному устройству (устройствам), эквидистантны траектории предмета в точках касания с ним;
- 4) объект манипулирования занимает произвольное положение относительно неподвижной системы координат.

Таким образом, модель взаимодействия двух твердых тел,

принадлежащих двум разным манипуляторам одного робота и взаимодействующих с предметом манипулирования, есть решение обратной задачи кинематики для каждого манипулятора с учетом неразрывности связи между ними.

Если предмет манипулирования подвержен формоизменению с возможностью относительного перемещения его частей, то приходим к новой задаче робототехники. В этом случае относительные движения звеньев манипуляторов связаны с требуемым расписанием изменения их обобщенных координат, которое обеспечивает заданное качество изделия.

В принятой постановке задачи имеем систему, которая образована кинематическими цепями манипуляторов двух роботов, где промежуточным звеном, связывающим манипуляторы, является предмет манипулирования, представленный, если он не подвержен формоизменению, в системе «схват—объект—схват» как жесткое звено. Если предмет подвержен формоизменению, то объект можно рассматривать как подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев, в котором одно звено принадлежит одному захватному устройству (схват и часть объекта манипулирования), а другое — второму схвату с другой частью объекта. Следовательно, второй случай предполагает подвижность в образованной кинематической паре, определяющей маневренность в целом всей манипуляционной системы при относительном движении двух кинематических цепей, образующих руки манипуляторов. Два плоских манипулятора робота с вращательными парами и тремя степенями свободы в каждом могут осуществить манипулирование предметом на плоскости, реализуя три степени подвижности. Обеспечить манипулирование в пространстве, реализуя шесть степеней подвижности, можно применением кинематических схем с

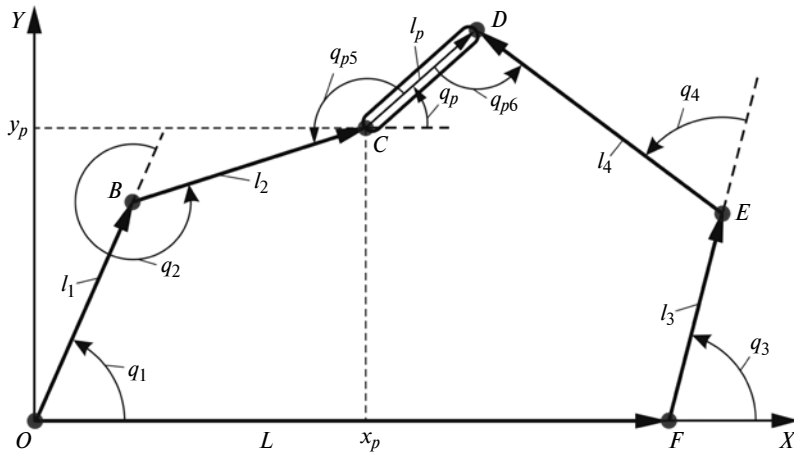


Рис. 2. Кинематическая схема плоского двурукого манипулятора с объектом манипулирования:

$l_i$  — длина звеньев,  $i = 1 \div 6$ ;  $l_p$  — линейный размер объекта манипулирования со схватами первого и второго манипуляторов;  $q_i$  — обобщенные координаты звеньев;  $q_p$  — обобщенная координата предмета манипулирования

три вращательными и тремя поступательными степенями подвижности на каждом манипуляторе. Структурный синтез манипуляторов робота выходит за рамки представленной работы.

**Обратная задача кинематики двурукого робота.** Рассмотрим решение задачи по моделированию двурукого манипулятора, обеспечивающего плоскопараллельное движение предмета в вертикальной плоскости с известными линейными размерами. Считаем, что программа движения объекта задана его координатами  $x_p$  и  $y_p$ ,  $q_p$ , а также угловой  $q'_p$  и линейной  $q'_l$  скоростями, изменяющимися по определенному закону. Данные по параметрам движения являются основой решения обратной задачи кинематики двурукого манипулятора с любой кинематической схемой.

Рассмотрим систему «схват—объект—схват», в которой объект является твердым телом, и соответствующую этой системе кинематическую схему манипулятора (рис. 2) с вращательными парами. Кинематическая цепь  $OBCDEF$ , образующая замкнутый контур, проектируется на оси неподвижной (базовой) системы координат  $XOY$  через обобщенные координаты  $q_i$  ( $i = 1, 2, 3, 4$ ) и  $q_{p5}, q_{p6}$ ,

связанные с захватными устройствами соответственно левой  $C$  и правой  $D$  кинематических цепей (звенья 5 и 6 на рис. 2 не показаны, но они принадлежат упомянутым кинематическим цепям). Линейные размеры звеньев  $l_i = \text{const}$ , линейный размер объекта манипулирования —  $l_p$ , угловая обобщенная координата  $q_p$  отсчитывается от базовой оси  $OX$ . Кинематическая цепь имеет три степени подвижности, при фиксации предмета система превращается в кинематическую цепь с нулевой степенью подвижности, из которой нетрудно определить обобщенные координаты для манипуляционной системы.

Присвоим верхний индекс 1 кинематической цепи манипулятора слева от объекта манипулирования, верхний индекс 2 — правой кинематической цепи. Условие неразрывности имеет вид:

$$\vec{e}(l_1^1 + l_2^1 + l_p - L - l_3^2 - l_4^2) = 0. \quad (1)$$

В формуле (1)  $l_i^j$  — длина звеньев первой и второй кинематических цепей;  $L$  — расстояние между основаниями первого и второго манипулятора;  $l_p$  — линейные размеры объекта манипу-

лирования. Локальные координаты  $x_i, y_i$  размещаем на звеньях так, чтобы ось  $o_i x_i$  была направлена по оси каждого звена. Тогда кинематическая цепь в проекциях на координатные оси может быть представлена следующими выражениями:

$$\begin{aligned} l_1^1 \cos q_1 + l_2^1 \cos(q_1 + q_2) + l_p \cos q_p &= \\ = L + l_3^2 \cos q_3 + l_4^2 \cos(q_3 + q_4); \\ l_1^1 \sin q_1 + l_2^1 \sin(q_1 + q_2) + l_p \sin q_p &= \\ = L + l_3^2 \sin q_3 + l_4^2 \sin(q_3 + q_4). \end{aligned}$$

Найдем обобщенные координаты  $q_1$  и  $q_2$  из контура  $OBC$  при заданных координатах программы  $x_p$  и  $y_p$  узла  $C$ :

$$\begin{aligned} q_1 &= \text{tg}^{-1} \frac{y_p}{x_p} + \sin^{-1} \frac{l_2^1}{\sqrt{x_p^2 + y_p^2}}; \\ q_2 &= \pi - \beta, \end{aligned}$$

где

$$\beta = \arccos \left[ \frac{(l_2^1)^2 + (l_2^1)^2 - x_p^2 - y_p^2}{2l_1^1 l_2^1} \right] -$$

вспомогательный угол, связывающий подвижные системы координат первого и второго звеньев.

Координату  $q_3$  определяем из контура  $CDEF$ , в котором ведущим звеном является  $CD$  с обобщенной координатой  $q_p$ . Рассматриваемый контур — четырехзвенник с переменной длиной основания  $CF$ , определяем по формуле

$$l_{CF} = \sqrt{(L - x_c)^2 + y_c^2}.$$

Вспомогательный угол  $\gamma$  для рассматриваемого контура находим из выражения

$$\gamma = \text{tg}^{-1} \frac{y_c}{L - x_c}.$$

Угловая координата  $q_3 = f(q_p + \gamma)$  определяется в подвижной системе координат  $X_C O_C Y_C$ , ось абсцисс которой совмещается с отрезком  $CF$  (рис. 3). Представ-

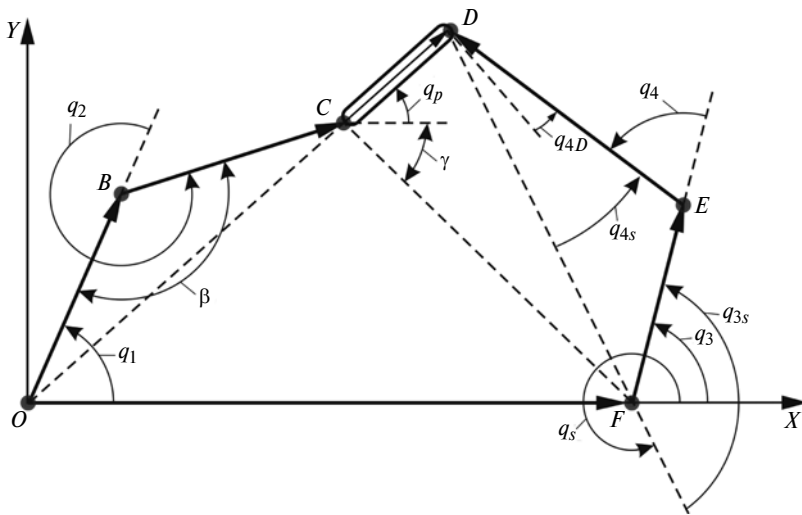


Рис. 3. Расчетная кинематическая схема решения обратной задачи кинематики

ление в базовой системе координат введенной подвижной системы определяется матрицей преобразования координат

$$M_{0c} = \begin{bmatrix} l_{CF}\cos\gamma & l_{CF}\sin\gamma & 0 & x_p \\ -l_{CF}\sin\gamma & l_{CF}\cos\gamma & 0 & y_p \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Вспользуемся методом замкнутых контуров. Разбиваем контур  $CDEF$  в локальной системе на два треугольника  $CDF$  и  $DEF$ . Решения для рассматриваемого контура получим для локальной системы координат, которые свяжем с базовой системой с помощью матрицы (2).

Для контура  $CDF$  имеем:

$$\vec{l}_p + \vec{s} - \vec{l}_{CF} = 0; \quad (3)$$

для контура  $DEF$ :

$$\vec{l}_4 + \vec{l}_3 + \vec{s} = 0,$$

где  $\vec{s}$  — переменный по модулю вектор, определяющий положение точек  $D$  и  $F$ .

Проектируя векторы уравнения (3) на оси локальной системы координат, получим:

$$l_p \cos(q_p + \gamma) + s \cos q_s - l_{CF} = 0; \quad (4)$$

$$l_p \sin(q_p + \gamma) + s \sin q_s = 0. \quad (5)$$

Из уравнений (4) и (5) получим:

$$\operatorname{tg} q_s = \frac{-l_p \sin(q_p + \gamma)}{-l_p \cos(q_p + \gamma) + l_{CF}}. \quad (6)$$

Четверть тригонометрического круга, в которой располагается угол  $q_s$ , полностью определяется по знакам числителя и знаменателя выражения (6), пропорциональным  $\sin(q_p + \gamma)$  и  $\cos(q_p + \gamma)$ . Далее из уравнения (5) нетрудно определить модуль вектора  $\vec{s}$ :

$$s = -l_p \frac{\sin(q_p + \gamma)}{\sin q_s}.$$

Затем рассматриваем треугольник  $DEF$ . Углы наклона векторов  $\vec{l}_3$  и  $\vec{l}_4$  к вектору  $\vec{s}$  обозначим соответственно  $q_{3s}$  и  $q_{4s}$ . Тогда имеем следующие два уравнения:

$$(l_4^2)^2 = (l_3^2)^2 + s^2 + 2l_3^2 s \cos q_{3s}; \quad (7)$$

$$(l_3^2)^2 = (l_4^2)^2 + s^2 - 2l_4^2 s \cos q_{4s}. \quad (8)$$

Из уравнений (7) и (8) определяем:

$$q_{3s} = \cos^{-1} \frac{(l_4^2)^2 - (l_3^2)^2 + s^2}{2l_3^2 s}; \quad (9)$$

$$q_{4s} = \cos^{-1} \frac{(l_3^2)^2 - (l_4^2)^2 - s^2}{2l_4^2 s}. \quad (10)$$

Углы  $q_{3s}$  (9) и  $q_{4s}$  (10) в общем случае могут иметь знак плюс или минус, т. е. удовлетворять двум возможным вариантам сборки. Для рассматриваемой топологии кинематической цепи второго манипулятора, когда вектор  $\vec{l}_4^2$  расположен правее вектора  $\vec{s}$ , углы будут иметь всегда один знак. Далее имеем:

$$q_{3s} = q_3 - q_s;$$

$$q_{4s} = q_{4D} - q_s,$$

откуда

$$q_3 = q_{3s} + q_s; \quad (11)$$

$$q_{4D} = q_{4s} + q_s.$$

Угол  $q_4$  связывает объект манипулирования со звеном  $l_3^2$ :

$$q_4 = \pi - \delta,$$

$$\text{где } \delta = \cos^{-1} \frac{(l_4^2)^2 + (l_3^2)^2 - s^2}{2l_3^2 l_4^2}.$$

Согласно формулам (11), (9) и (6) имеем:

$$q_3 = \cos^{-1} \frac{(l_4^2)^2 - (l_3^2)^2 + s^2}{2l_3^2 s} + \operatorname{tg}^{-1} \frac{-l_p \sin(q_p + \gamma)}{-l_p \cos(q_p + \gamma) + l_{CF}}.$$

Обобщенные координаты для захватных устройств  $q_{p5}$  для левого и  $q_{p6}$  для правого манипулятора находим из условия соосности объекта манипулирования и захватных устройств:

$$q_{p5} = q_p - (\psi - \alpha),$$

$$\text{где } \psi = \operatorname{tg}^{-1} \frac{Y_p}{X_p};$$

$$\alpha = \sin^{-1} \left( \frac{l_1}{\sqrt{X_p^2 + Y_p^2}} - \sin \beta \right);$$

$$q_{p6} = q_{4D} + \pi/2.$$

Таким образом, получено решение обратной задачи кинематики двурукого робота, обеспечивающего плоскопараллельное движение предмета в вертикальной плоскости с известными линейными размерами звеньев. Получены управляющие функции в виде обобщенных координат, которые обеспечивают манипулирование предметом с заданными линейными размерами. Предложенный метод определения обобщенных координат для второй кинематической цепи, в которую вовлечен предмет манипулирования с заданными параметрами движения, позволяет легко решить обратную задачу кинематики по положению и скорости.

Решение задачи для пространственной манипуляционной схемы принципиально не отличается от изложенного метода. В этом случае из заданных возможных перемещений объекта манипулирования формируется кинематическая схема двух манипуляторов, совместно обеспечивающих заданные перемещения для объекта манипулирования.

**Алгоритм безусловной минимизации функции невязки.** Будем считать, что в рассматриваемой задаче нам известны функции прямого преобразования координат  $x = x(q)$ ,  $y = y(q)$ .

Сформируем функцию невязки:

$$F = [x_p - x(q)]^2 + [y_p - y(q)]^2,$$

имеющую физический смысл квадрата расстояния между заданной точкой  $(x_p, y_p)$  и текущими точками  $(x, y)$ . Минимум этой функции равен нулю, а значения  $q$  обобщенных координат, обеспечивающие минимум, есть решение задачи; в таком случае  $x = x_p$ ,  $y = y_p$ .

Алгоритм безусловной минимизации строим следующим образом: определяем начальное приближение вектора обобщен-

ных координат, удовлетворяющее ограничениям  $q^0 = 1/2(q^H + q^B)$ ; минимизируем функцию  $F$  методом сопряженных градиентов Флетчера—Ривса; для построения градиента вычисляем частные производные по всем обобщенным координатам:

$$\frac{\partial F}{\partial q_i} = 2[x(q) - x_p] \frac{\partial x(q)}{\partial q_i} + 2[y(q) - y_p] \frac{\partial y(q)}{\partial q_i}.$$

На каждой итерации  $k$  поиска минимума  $F$  вычисляем  $\varepsilon = F^{k-1} - F^k$ : если  $\varepsilon < \delta$ , где  $\delta$  — заданная точность и  $F = 0$  (с точностью  $\delta$ ), то решением задачи являются соответствующие найденному минимуму  $F$  значения  $q$ ; если  $\varepsilon > \delta$  по истечении заданного числа итераций или  $\varepsilon < \delta$ , но  $F \neq 0$ , то решения задачи при заданных условиях  $(x_p, y_p)$  нет.

#### З а к л ю ч е н и е

Построение математической модели функционирования двурукого робота, выполняющего манипулирование предметом, основано на решении обратных задач по положению и скорости. Установлено, что при определенной постановке задачи манипулирования предметом может возникнуть ситуация с наличием избыточных степеней подвижности в кинематической цепи робота каждого отдельного манипулятора. Разбиение векторного замкнутого контура кинематической цепи на два контура, в один из которых включен объект манипулирования с заданным законом движения, упрощает задачу поиска обобщенных координат при решении обратной задачи о положении звеньев. Формоизменение объекта манипулирования приводит к задаче о расписании включений приводов, которое обеспечивает заданное перемещение

предмета манипулирования или его частей. Предложен метод сопряженных градиентов Флетчера—Ривса при решении обратной задачи о положении.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Холопов В. А., Новоселов А. В.** Функциональная стратегия развития машиностроительного предприятия // Вестник Университета (Государственный университет управления). 2010. № 6. С. 212—217.
2. **Development** of digital machine-building production in the Industry 4.0 concept / V. A. Kholopov, E. N. Kashirskaya, A. P. Kushnir, et. al. // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2018. V. 47. N. 4. P. 380—385. DOI: 10.3103/S1052618818040064.
3. **Nonlinear** robust control of tendon-driven robot manipulators / B. Okur, O. Aksoy, E. Zergeroglu, E. Tatlicioglu // Journal of Intelligent & Robotic Systems. 2015. V. 80. N. 1. P. 3—14. DOI: 10.1007/s10846-014-0141-7.
4. **Manko S. V., Shestakov E. I.** Automatic synthesis of gait scenarios for reconfigurable mechatronic modular robots in the modification of the walking platform // Russian Technological Journal. 2018. V. 6. N. 4. P. 26—41.
5. **Воробьев Е. И., Чижиков В. И., Михеев А. В.** Разработка моделей и алгоритмов управления подвижными элементами пневматического протеза кисти руки // Мехатроника, автоматизация, управление. 2014. № 10. С. 21—28.
6. **Чижиков В. И.** Проектирование кисти протеза с очувствлением и динамически устойчивым механизмом захвата // Вестник Московского государственного университета приборостроения и информатики. Сер. Машиностроение. 2014. № 55. С. 39—55.
7. **Vorobiev E. I.** Realization of a given relative motion of two rigid bodies by a two-armed robot // Mechanics of Solids. 2018. V. 53. N. 2. P. 221—227. DOI: 10.3103/S0025654418020139
8. **Холопов В. А., Руднева Л. Ю.** Особенности автоматизированной технологии сборки специальных изделий // Фундаментальные проблемы радиоэлектронного приборостроения. 2014. Т. 14. № 4. С. 183—186.

Н. Л. ВЕЛИКАНОВ, д-р техн. наук (БФУ им. И. Канта, г. Калининград),  
В. А. НАУМОВ, д-р техн. наук (Калининградский ГТУ),  
С. И. КОРЯГИН, д-р техн. наук (БФУ им. И. Канта, г. Калининград),  
e-mail: monolit8@yandex.ru

## Моделирование технических характеристик трехплунжерных насосов высокого давления

Рассмотрены вопросы моделирования технических характеристик трехплунжерных насосов. Приведены результаты расчетов для разных моделей.

**Ключевые слова:** трехплунжерный насос, затраченная мощность, объемный КПД, подача.

The issues of modeling the technical characteristics of three-plunger pumps are considered. The calculation results for different models are presented.

**Keywords:** three-plunger pump, expended power, volumetric efficiency, feed.

Поршневые многофазные насосы являются ключевым оборудованием для нефтегазовых транспортных технологий в нефтяной промышленности. В работе [1] с использованием метода вычислительной гидродинамики рассмотрен весь рабочий цикл возвратно-поступательного многофазного насоса. В предположении мгновенных движений клапанов проанализированы запаздывающие характеристики всасывающих и нагнетательных клапанов при различных условиях работы, исследованы влияния углов запаздывания на пульсацию давления, диаграмму  $p-V$  и входную мощность насоса [1]. Согласно полученным результатам углы запаздывания оказывают существенное влияние на внутренние и внешние характеристики поршневого многофазного насоса. Путем сравнения входных мощностей установлено, что результаты моделирования многофазного возвратно-поступательного насоса хорошо согласуются с результатами испытаний прототипа. Это исследование — теоретическая основа для проектирования высокоэффективных многофазных насосов и клапанов [1].

Важнейшими задачами для поршневых насосов являются по-

вышение надежности и увеличение эффективности их работы [2, 3]. Для решения этих задач необходимы энергетические характеристики насосов [4–8].

Номинальные характеристики различных трехплунжерных насосов рассмотрены в работе [4].

В работе [5, с. 247] приведены рабочие характеристики трехплунжерного насоса Т-15/20, снятые при частоте вращения  $n = 75 \text{ мин}^{-1}$  при работе на воде с температурой до  $30^\circ\text{C}$  (рис. 1–3). Объемный КПД  $\eta^0$  (см. рис. 1) рассчитан по известной формуле

$$\eta^0 = Q/Q_T, \quad (1)$$

где  $Q_T$ ,  $Q$  — теоретическая и действительная подачи насоса.

Действительная подача насоса на (см. рис. 1) уменьшается линейно:

$$Q(p) = 2,15 - 0,013p, \quad (2)$$

где  $p$  — давление, МПа.

По экспериментальным точкам методом наименьших квадратов найдена зависимость  $I$  (см. рис. 2) затраченной мощности насоса от давления:

$$N(p) = 3,49 + 0,33p + 0,50p^2. \quad (3)$$

Относительная погрешность расчета по формуле (3)  $\varepsilon = 0,98 \%$ .

Полезная мощность  $3$  (см. рис. 2) рассчитана по формуле

$$N_n(p) = p \cdot Q(p) = 2,15p - 0,013p^2. \quad (4)$$

По экспериментальным точкам 2 методом наименьших квадратов найдена зависимость КПД насоса от давления (см. рис. 3):

$$\eta(p) = 57,37p - 11,7p^2. \quad (5)$$

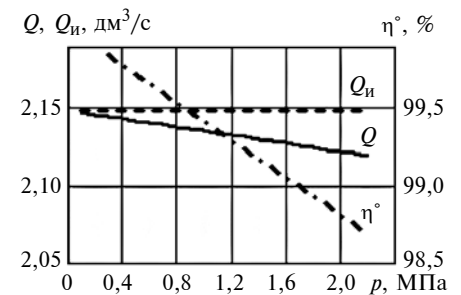


Рис. 1. Действительная  $Q$ , теоретическая  $Q_T$  подачи [5] и объемный КПД  $\eta^0$  трехплунжерного насоса Т-15/20

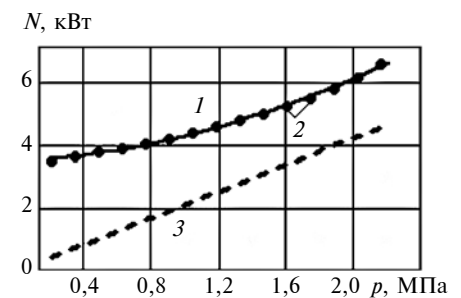


Рис. 2. Мощность трехплунжерного насоса Т-15/20:

1 — затраченная (расчет по формуле (3)), 2 — экспериментальные данные [5]; 3 — полезная мощность по формуле (4)

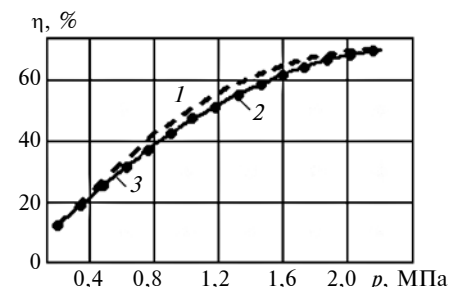


Рис. 3. КПД  $\eta$  трехплунжерного насоса Т-15/20:

1 — расчет по формуле (5); 2 — экспериментальные данные [5]; 3 — расчет по формуле (7)



С другой стороны, КПД можно найти как отношение полезной мощности насоса (4) к затраченной мощности (3):

$$\eta_{\text{расч}}(p) = 100N_n(p)/N(p) = 100p \cdot Q(p)/N(p), \quad (6)$$

т. е. с учетом формул (2) и (3) имеем:

$$\eta_{\text{расч}}(p) = \frac{100(2,15p - 0,013p^2)}{3,49 + 0,33p + 0,50p^2}. \quad (7)$$

Отличие линии 3 на рис. 3, рассчитанной по формуле (6), от линии 1 находится в пределах погрешности  $\varepsilon$  аппроксимации, что говорит о довольно высокой точности измерений, приведенных в работе [5], и корректности расчета.

Приведем зависимости (2)–(5) к безразмерному виду:

$$q(\bar{p}) = \frac{Q(\bar{p})}{Q_{\text{НОМ}}} = \frac{1 - (1 - \eta_{\text{НОМ}}^0)\bar{p}}{\eta_{\text{НОМ}}^0}, \quad (8)$$

где  $\bar{p} = \frac{p}{p_{\text{НОМ}}}$ ;

$$n(\bar{p}) = \frac{N(\bar{p})}{N_{\text{НОМ}}}$$

$$= 0,525 + 0,108\bar{p} + 0,367\bar{p}^2; \quad (9)$$

$$\theta(\bar{p}) = \frac{\eta(\bar{p})}{\eta_{\text{НОМ}}} \approx \bar{p}(2,0 - \bar{p}). \quad (10)$$

Здесь введены относительные величины:  $q$  — подача насоса;  $n$  — затраченная мощность;  $\theta$  — КПД. В работе [5] приведены следующие номинальные параметры (при наибольшем КПД):  $\eta_{\text{НОМ}} = 69,9\%$ ;  $\eta_{\text{НОМ}}^0 = 98,7\%$ ;  $p_{\text{НОМ}} = 2,2$  МПа;  $Q_{\text{НОМ}} = 2,12$  л/с;  $N_{\text{НОМ}} = 6,73$  кВт.

Опубликованы рабочие характеристики современных трехплунжерных насосов, полученные в результате испытаний в ОАО «Свесский насосный завод». На

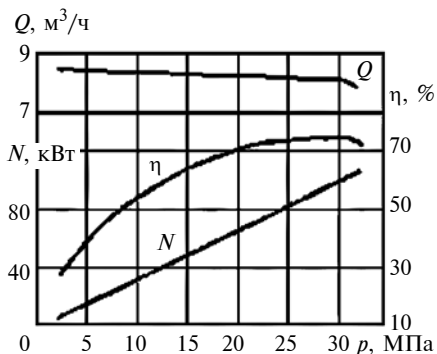


Рис. 4. Рабочие характеристики трехплунжерного насоса модели 1.3Т-8/32 [6]

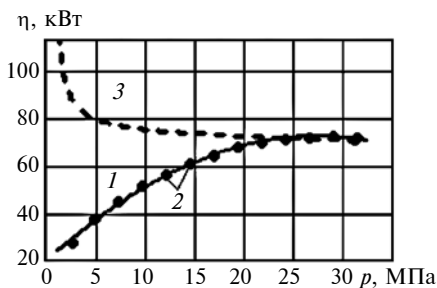


Рис. 5. Зависимости КПД трехплунжерного насоса 1.3Т-8/32 от давления  $p$ : 1 и 2 — по данным работы [6]; 3 — расчет по формуле (6)

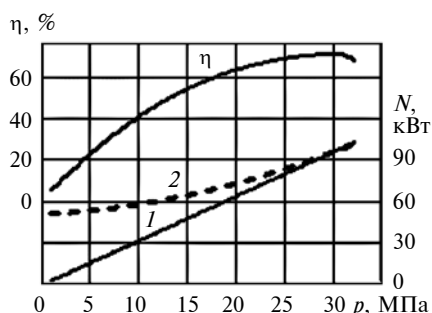


Рис. 6. Зависимости КПД и затраченной мощности  $N$  трехплунжерного насоса 1.3Т-8/32 от давления  $p$ :

1 — по данным работы [6]; 2 — расчет по формуле (9)

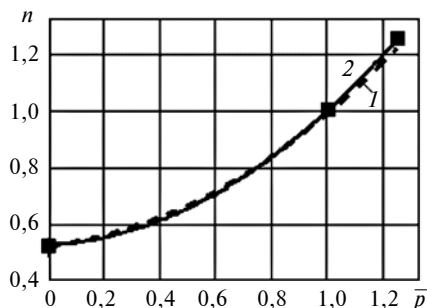


Рис. 7. Безразмерные зависимости затраченной мощности  $n$  от давления  $\bar{p}$  трехплунжерного насоса 2.3ПТ:

1 — по формуле (9); 2 — по трем точкам

рис. 4 представлены зависимости подачи, КПД и затраченной мощности от давления трехплунжерного насоса модели 1.3Т-8/32 [6, с. 49], где 32 — номинальное давление (МПа), 8 — номинальная подача ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ). Условия испытаний: перекачиваемая жидкость — вода при температуре до  $30^\circ\text{C}$ , частота вращения коленчатого вала  $500 \text{ мин}^{-1}$ , давление на входе  $0,05$  МПа.

Согласно рис. 4 за номинальное давление на выходе насоса следует принять  $p = 30$  МПа, так при увеличении  $p$  значения подачи и КПД резко падают. Номинальные параметры в указанных испытаниях (см. рис. 4):  $\eta_{\text{НОМ}} = 72,1\%$ ;  $\eta_{\text{НОМ}}^0 = 95,8\%$ ;  $p_{\text{НОМ}} = 30$  МПа;  $Q_{\text{НОМ}} = 2,22$  л/с;  $N_{\text{НОМ}} = 95,6$  кВт.

Используя графики  $N(p)$  и  $Q(p)$  на рис. 4, пересчитаем КПД по формуле (6). Рассчитанная таким образом кривая 3 на рис. 5 не только отклоняется от кривой 2 на рис. 4, но даже противоречит законам механики при малых давлениях. Причина этого в ошибочной форме зависимости  $N(p)$  (см. рис. 4), где  $p \rightarrow 0 \Rightarrow N(p) \rightarrow 0$ . Другими словами, на холостом ходу затраченная мощность насоса равна нулю, что невозможно.

Для оценки предположим, что безразмерная зависимость затраченной мощности от давления должна соответствовать формуле (9). Результат представлен на рис. 6.

Согласно рис. 6 и в соответствии с физическим смыслом при уменьшении давления КПД стремится к нулю, а затраченная мощность насоса 1.3Т-8/32 — к значению на холостом ходу. Значит формулы (8)–(10) можно применять для оценки корректности снятых рабочих характеристик. Покажем, как использовать указанные формулы при отсутствии рабочих характеристик плунжерного насоса.

В таблице приведены параметры трехплунжерных насосов ЗАО «Талнах» [7]. Кроме номинальных давлений и затраченной мощности даны значения при давле-

ниях, превышающих номинальные на 25 %.

По номинальному давлению и расходу можно рассчитать полезную мощность насоса. Например, при частоте вращения  $200 \text{ мин}^{-1}$  она составляет 13,89 кВт, откуда наибольшее значение КПД насоса равно 0,695. Это позволяет построить примерный вид зависимости КПД от безразмерного давления по формуле (10) (рис. 7). Примерную форму параболической функции  $\eta(\bar{p})$  построим по трем точкам (линия 2): на холостом ходу ( $p = 0$ ;  $n = 0,525$ ), номинальном режиме ( $\bar{p} = 1$ ;  $n = 1$ ), при максимальном давлении ( $\bar{p} = 1,25$ ;  $n = 1,25$ ). Кривая 2 незначительно отличается от кривой 1, рассчитанной по формуле (9).

Чтобы получить примерный вид рабочих характеристик конкретной модели трехплунжерного насоса, достаточно перейти от безразмерных зависимостей (8)–(10) на рис. 7–9 к размерным. В качестве примера рассмотрим трехплунжерный насос модели 2.3ПТ с диаметром плунжера 55 мм, имеющий при частоте вращения вала  $200 \text{ мин}^{-1}$  следующие номинальные характеристики [7]:  $\eta_{\text{ном}} = 69,5 \%$ ;  $p_{\text{ном}} = 8 \text{ МПа}$ ;  $Q_{\text{ном}} = 1,75 \text{ л/с}$ ;  $N_{\text{ном}} = 20 \text{ кВт}$ .

В первом приближении для данного типа насосов примем,

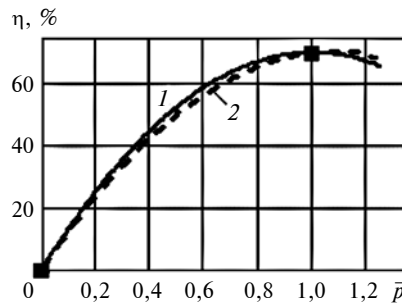


Рис. 8. Зависимости КПД насоса 2.3ПТ от безразмерного давления  $\bar{p}$ :

1 — по формуле (9); 2 — по трем точкам

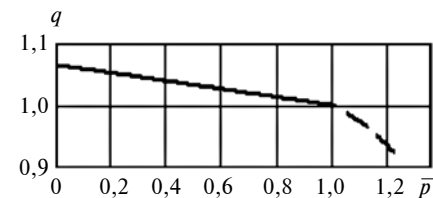


Рис. 9. Связь между безразмерными подачей  $q$  и давлением  $\bar{p}$  насоса 2/3 ПТ при объемном КПД  $\eta_{\text{ном}}^0 = 94 \%$

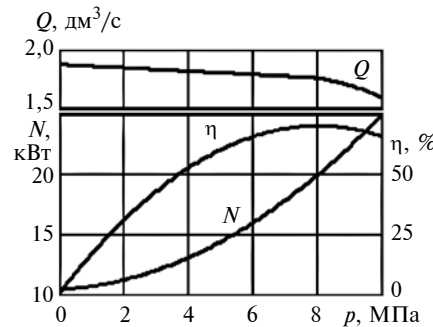


Рис. 10. Примерные рабочие характеристики трехплунжерного насоса модели 2.3ПТ с диаметром плунжера 55 мм при частоте вращения вала  $200 \text{ мин}^{-1}$

Параметры трехплунжерных насосов 2.3ПТ [7]

Диаметр плунжера, мм	Параметр					
	Давление на выходе, МПа		Подача, м³/ч, при частоте вращения вала, мин⁻¹			
	Макс.	Номин.	200	250	320*	400**
25	50,0	40,0	1,25	1,6	2,0	2,5
28	40,0	32,0	1,60	2,0	2,5	3,2
32	32,0	25,0	2,00	2,5	3,2	4,0
36	25,0	20,0	2,50	3,2	4,0	5,0
40	20,0	16,0	3,20	4,0	5,0	6,3
45	16,0	12,5	4,00	5,0	6,3	8,0
50	12,5	10,0	5,00	6,3	8,0	10,0
55	10,0	8,0	6,30	8,0	10,0	12,5
Мощность, кВт	Максимальная		25,00	32,0	40,0	50,0
	Номинальная		20,00	25,0	32,0	40,0

\* Максимальная частота вращения вала при непрерывной нагрузке.

\*\* Максимальная частота вращения вала при периодической нагрузке.

среднее значение объемного КПД  $\eta_{\text{ном}}^0 = 94 \%$ . Примерный вид рабочих характеристик показан на рис. 10. Расхождение прогноза с действительностью можно оценить как не превышающее 10 %, за исключением подачи насоса в области  $p > p_{\text{ном}}$ . Известно, что при повышенном давлении подача будет резко падать, причем темп этого падения зависит не только от модели насоса, но и от состояния конкретного образца.

Считаем, что требуются дальнейшие экспериментальные и теоретические исследования рабочих характеристик трехплунжерных насосов.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Influence of valve's lag characteristic on pressure pulsation and performance of reciprocating multiphase pump / Y. Ma, Y. Ni, H. Zhang et al. // Journal of petroleum science and engineering. 2018. V. 164. P. 584–594. DOI: 10.1016 / j. petrol. 2018. 02. 007.
2. Elashmawy M. Experimental Study on Variable Displacement Radial Piston Pump Performance: Injection Application in Round Pipe Cross-Flow // Journal of hydraulic engineering. 2018. V. 144. I. 3. Number 06018001. DOI: 10.1061 / (ASCE)HY. 1943 — 7900. 0001426.
3. Fault diagnosis of an intelligent hydraulic pump based on a nonlinear unknown input observer / Z. H. Ma, S. P. Wang, J. Shi et al. // Chinese journal of aeronautics. 2018. V. 31. I. 2. P. 385–394. DOI: 10.1016 / j. cja. 2017. 05. 004.
4. Великанов Н. Л., Наумов В. А., Корягин С. И. Анализ характеристик плунжерных насосов // Вестник машиностроения. 2018. № 3. С. 25–27.
5. Механика жидкости и газа: учебное пособие / Н. Е. Бонч-Осмоловская, А. М. Заяц, В. В. Ивашечкин и др. Под ред. И. В. Качанова, В. Н. Юхновца. Минск: Изд-во Белорусского нац. техн. ун-та, 2007. 295 с.
6. ОАО «Свесский насосный завод». Трехплунжерные насосы. URL: <http://snz-nasos.ru/down/swessa2.pdf>
7. ЗАО «Талнах». Насосы трехплунжерные. URL: [http://www.talnah.ru/index\\_plunger\\_pomps.php](http://www.talnah.ru/index_plunger_pomps.php)
8. Великанов Н. Л., Наумов В. А., Примак Л. В. Определение рабочей точки бетононасоса // Механизация строительства. 2015. № 9. С. 42–44.

Н. Н. ГОРБАТЕНКО, канд. техн. наук (Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь),  
e-mail: harb\_60@tut.by

## Моделирование динамики переключения ступеней гидромеханических передач на основе уравнений Лагранжа с неопределенными множителями

Предложена процедура моделирования автомобильных гидромеханических передач, основанная на представлении их в виде многомассовых механических систем и применении уравнений Лагранжа с неопределенными множителями для вывода уравнений движения сосредоточенных масс.

**Ключевые слова:** гидромеханическая передача, фрикционы, переключение ступеней, математическая модель, уравнения Лагранжа с неопределенными множителями.

A procedure is proposed for modeling automobile hydromechanical transmissions, based on representing them in the form of multi-mass mechanical systems and applying the Lagrange equations with indefinite multipliers to derive the equations of motion of concentrated masses.

**Keywords:** hydromechanical transmission, clutches, gear shifting, mathematical model, Lagrange equations with indefinite multipliers.

Многоступенчатые гидромеханические передачи находят широкое применение в трансмиссиях колесных и гусеничных транспортных средств. Как правило, переключения ступеней в таких передачах осуществляются с помощью фрикционов, размыкаемых и замыкаемых в предписанных комбинациях в ответ на команды, вырабатываемые электрогидравлической системой управления. Одна из наиболее сложных проблем создания гидромеханических передач заключается в определении таких характеристик управления фрикционами, которые обеспечивали бы плавное (без рывков и ударов) протекание переходного процесса в трансмиссии. Для успешного решения данной проблемы требуется математическая модель гидромеханической передачи, подробно описывающая все этапы процесса переключения ступеней с сохранением его логической структуры и последовательности протекания во времени.

В основе моделирования гидромеханических передач лежит представление их в виде механической системы, состоящей из отдельных сосредоточенных масс, соединенных безынерционными упругодемпфирующими фрикционными элементами и зубчатыми рядами. В настоящее время для составления уравнений движения таких систем применяют принцип Даламбера [1], уравнения Лагранжа

второго рода [2], метод внутренних моментов [3], теорию графов связей [4] и др.

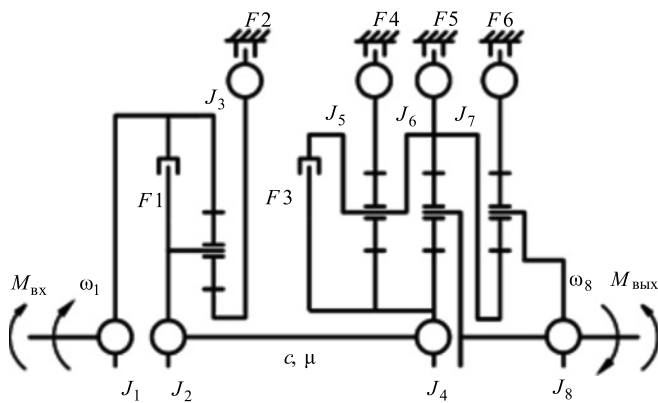
В работе [5] показано, что при использовании уравнений Лагранжа второго рода математическая модель гидромеханической передачи представляется в виде совокупности систем дифференциальных уравнений, число и вид которых зависят от состояния фрикционов, вовлеченных в процесс переключения ступеней. Достоинства данного метода — высокая степень формализации вывода уравнений и то, что размерность получаемых систем уравнений определяется числом выбранных обобщенных координат и не зависит от числа сосредоточенных масс расчетной схемы. Недостаток — изменение числа уравнений модели при смене состояния фрикционов, что усложняет разработку алгоритма интегрирования, а также то, что для вычисления вращающих моментов, передаваемых замкнутыми фрикционами, требуется составление алгебраических систем уравнений, отражающих условия равновесия сосредоточенных масс.

Цель данной статьи — разработка процедуры моделирования гидромеханических передач на основе применения уравнений Лагранжа с неопределенными множителями. Предлагаемая процедура лишена указанных выше недостатков. В результате ее использования формируется одна система дифференциальных уравнений первого порядка, описывающая все динамические состояния передачи во время переключения ступеней, а входящие в эти уравнения множители Лагранжа определяют вращающие моменты, передаваемые замкнутыми фрикционами.

Возможности предлагаемого подхода продемонстрированы на примере моделирования планетарной гидромеханической передачи. Показано, что результаты моделирования совпадают с результатами моделирования этой же передачи в среде программного комплекса LMS Amesim.

### Процедура моделирования гидромеханической передачи

Гидромеханические передачи относятся к классу событийно-управляемых динамических систем переменной структуры. Во время переключения ступеней структура кинематической цепи, по которой энергия передается с входного на выходной вал, меняется при наступлении событий, вызван-



Состояние фрикционов передачи

Номер ступени	F 1	F 2	F 3	F 4	F 5	F 6
Нейтраль		⊗				
1		⊗			⊗	
2	⊗				⊗	
3		⊗		⊗		
4	⊗			⊗		
5		⊗	⊗			
6	⊗		⊗			
Задний ход		⊗				⊗

Примечание: ⊗ — фрикцион замкнут, иначе — разомкнут

Рис. 1. Динамическая модель механической системы гидромеханической передачи

ных сменой состояния фрикционов. Очевидно, что каждое структурное состояние передачи должно быть описано в модели соответствующей системой дифференциальных уравнений. Модель также должна содержать уравнения, определяющие условия перехода передачи из одного состояния в другое.

Предлагаемую процедуру составления уравнений модели опишем на примере планетарной гидромеханической передачи (рис. 1). Выделенные сосредоточенные массы  $J_1, \dots, J_8$  характеризуют инерционные свойства передачи. Упругий  $c$  и диссипативный  $\mu$  элементы отражают упругодиссипативные свойства вала, расположенного между делителем и базовым редуктором. К входному валу передачи приложен вращающий момент  $M_{вх}$ , подводимый от турбинного вала гидротрансформатора;  $M_{вых}$  — это момент сопротивления вращению выходного вала.

Данную передачу можно рассматривать как голономную механическую систему, подчиненную стационарным кинематическим связям — уравнениям кинематики планетарных рядов:

$$\begin{cases} \omega_3 - \omega_1 k_1 - (1 - k_1)\omega_2 = 0; \\ \omega_4 - \omega_5 k_2 - (1 - k_2)\omega_6 = 0; \\ \omega_4 - \omega_6 k_3 - (1 - k_3)\omega_8 = 0; \\ \omega_6 - \omega_7 k_4 - (1 - k_4)\omega_8 = 0, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\omega_i, i = 1, \dots, 8$  — угловые скорости сосредоточенных масс;  $k_i, i = 1, \dots, 4$  — кинематические параметры планетарных рядов.

Предположим, что положение передачи определяется  $n$ -мерным вектором обобщенных координат  $q_j, j = 1, \dots, n$ , и при замыкании фрикционов на координаты масс накладываются еще  $m$  дополнительных голономных связей вида:

$$f_\alpha(q_j) = 0, \quad \alpha = 1, \dots, m.$$

Как будет ясно из дальнейшего изложения, дополнительная голономная связь фактически является уравнением, устанавливающим зависимость передаточного числа участка передачи от обобщенных координат системы.

Тогда движение сосредоточенных масс можно описать уравнениями Лагранжа с неопределенными множителями [6]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j + \sum_{k=1}^m \lambda_k \frac{\partial f_k}{\partial q_j}. \quad (2)$$

Здесь  $T$  — кинетическая энергия системы;  $Q_j$  — вектор обобщенных моментов сил;  $\lambda_k$ , где  $k = 1, \dots, m$ , — вектор неопределенных множителей Лагранжа.

Механический смысл неопределенных множителей состоит в том, что они являются реакциями дополнительных голономных связей, наложенных на систему. Применительно к гидромеханической передаче  $\lambda_k$  представляют собой вращающие моменты, передаваемые замкнутыми фрикционами.

Слагаемые  $\sum_{k=1}^m \lambda_k (\partial f_k / \partial q_j)$  в уравнении (2) определяют вращающие моменты, которые надо приложить к обобщенным координатам, чтобы движение масс удовлетворяло дополнительным связям.

Далее излагается процедура формирования уравнений движения гидромеханической передачи на основе уравнений Лагранжа (2). Для определенности рассматривается процесс переключения ступеней с 3-й на 4-ю.

#### Содержание процедуры.

**Шаг 1.** Составляют уравнения движения масс системы без учета дополнительных кинематических связей. При выполнении этого условия слагаемые, связанные с неопределенными множителями Лагранжа  $\lambda_k$ , исключаются из уравнений (2), так как  $\partial f_k / \partial q_j = 0$ . В этом состоянии передачи все фрикционы разомкнуты, сосредоточенные массы

совершают свободное движение под действием внешних сил. Динамическая модель имеет четыре степени свободы (разность между числом сосредоточенных масс и числом уравнений (1) связи). Выбрав в качестве обобщенных переменных угловые скорости  $\omega_1, \omega_2, \omega_4, \omega_8$  и применив лагранжев формализм (последовательность стандартных операций, которые необходимо выполнить, чтобы составить уравнения Лагранжа), получим систему дифференциальных уравнений, описывающих движение масс в обобщенных переменных:

$$\begin{cases} J_a \dot{\omega}_1 + J_b \dot{\omega}_2 = Q_1; \\ J_b \dot{\omega}_1 + J_c \dot{\omega}_2 = Q_2; \\ J_d \dot{\omega}_4 + J_e \dot{\omega}_8 = Q_4; \\ J_e \dot{\omega}_4 + J_f \dot{\omega}_8 = Q_8, \end{cases} \quad (3)$$

где  $J_a, J_b, J_c, J_d, J_e, J_f$  — инерционные параметры системы;  $Q_1, Q_2, Q_4, Q_8$  — обобщенные моменты сил.

Значения указанных параметров вычисляются по формулам:

$$J_a = J_1 + J_3 k_1^2, \quad J_b = J_3 k_1 (1 - k_1),$$

$$J_c = J_2 + J_3 (1 - k_1)^2;$$

$$J_d = J_4 + J_5 \left( \frac{k_2 + k_3 - 1}{k_2 k_3} \right)^2 + \frac{J_6}{k_3^2} + \frac{J_7}{k_3^2 k_4^2};$$

$$J_e = J_5 \frac{(k_2 + k_3 - 1)(1 - k_2)(1 - k_3)}{k_2 k_3} - J_6 \frac{1 - k_3}{k_3^2} - J_7 \frac{1 - k_3 k_4}{k_3^2 k_4^2};$$

$$J_f = J_8 + J_5 \frac{(1 - k_2)^2 (1 - k_3)^2}{k_2^2 k_3^2} +$$

$$+ J_6 \frac{(1 - k_3)^2}{k_3^2} + J_7 \frac{(1 - k_3 k_4)^2}{k_3^2 k_4^2}.$$

$$Q_1 = M_{\text{вх}} - M_{F1d} \text{sign}(\omega_1 - \omega_2)(1 - l_{F1}) - M_{F2d} k_1 \text{sign}(\omega_3)(1 - l_{F2}). \quad (4)$$

$$Q_2 = M_{F1d} \text{sign}(\omega_1 - \omega_2)(1 - l_{F1}) - M_{F2d} (1 - k_1) \text{sign}(\omega_3)(1 - l_{F2}) - M_y; \quad (5)$$

$$Q_4 = M_y - M_{F4d} \frac{k_2 + k_3 - 1}{k_2 k_3} \text{sign}(\omega_5)(1 - l_{F4}); \quad (6)$$

$$Q_8 = -M_{F4d} \frac{(1 - k_2)(1 - k_3)}{k_2 k_3} \text{sign}(\omega_5)(1 - l_{F4}) - M_{\text{вых}}.$$

Здесь  $M_y$  — момент, прикладываемый к сосредоточенным массам со стороны упругого вала:

$$M_y = M_c + \mu(\omega_2 - \omega_4),$$

где момент  $M_c$  сопротивления сосредоточенных масс определяют по первой производной

$$\dot{M}_c = c(\omega_2 - \omega_4);$$

$l_{F1}, l_{F2}, l_{F4}$  — логические переменные, вычисляются по формулам, приведенным ниже (см. Шаг 3);  $M_{Fid}$  — динамический момент трения  $i$ -го фрикциона:

$$M_{Fid} = c_{Fi} \mu_d(\omega_{Fi}) p_{Fi}(t) \text{sign}(\omega_{Fi}). \quad (7)$$

В формуле (7)  $c_{Fi}$  — константа фрикциона, определяемая параметрами его конструкции: площадью поршня, числом пар трения, эквивалентным радиусом дисков;  $\omega_{Fi}$  — относительная скорость скольжения дисков фрикциона;  $\mu_d(\omega_{Fi})$  — динамический коэффициент трения;  $p_{Fi}(t)$  — управляющее давление фрикциона;

**Шаг 2.** Определяют уравнения движения системы с учетом дополнительных голономных связей, накладываемых на сосредоточенные массы при замыкании фрикционов.

Рассмотрим различные структурные состояния передачи во время переключения ступеней и каждое из них опишем соответствующей системой уравнений.

**Состояние 1:** фрикцион  $F2$  замкнут, остальные фрикционы разомкнуты. При замыкании  $F2$  на механическую систему накладывается связь

$$f(q_j) = \omega_1 k_1 + (1 - k_1) \omega_2 = 0. \quad (8)$$

Уравнение этой связи получено из первого уравнения системы (1) при  $\omega_3 = 0$ . В этом состоянии первое и второе уравнения системы (3) будут иметь вид:

$$J_a \dot{\omega}_1 + J_b \dot{\omega}_2 = Q_1 + \lambda_{F2} k_1; \quad (9)$$

$$J_b \dot{\omega}_1 + J_c \dot{\omega}_2 = Q_2 + \lambda_{F2} (1 - k_1). \quad (10)$$

Уравнения (8)–(10) образуют замкнутую систему трех уравнений с таким же числом неизвестных:  $\dot{\omega}_1, \dot{\omega}_2$  и  $\lambda_{F2}$ . Из этой системы путем исключения  $\dot{\omega}_1$  и  $\dot{\omega}_2$  можно найти формулу для вычисления неопределенного множителя  $\lambda_{F2}$ , приведенную в строке 2 табл. 1.

**Состояние 2:** фрикцион  $F1$  замкнут, остальные фрикционы разомкнуты. При замыкании  $F1$  на механическую систему накладывается связь

$$f(q_j) = \omega_1 - \omega_2 = 0. \quad (11)$$

В данном состоянии первое и второе уравнения системы (3) принимают вид:

$$J_a \dot{\omega}_1 + J_b \dot{\omega}_2 = Q_1 + \lambda_{F1}; \quad (12)$$

$$J_b \dot{\omega}_1 + J_c \dot{\omega}_2 = Q_2 - \lambda_{F1}. \quad (13)$$

Путем совместного решения уравнений (11)—(13) находим формулу для вычисления неопределенного множителя  $\lambda_{F1}$  (см. строку 1 табл. 1).

*Состояние 3:* фрикцион  $F4$  замкнут, остальные фрикционы разомкнуты. Уравнение дополнительной голономной связи, наложенной на механическую систему при замыкании  $F4$ , имеет вид

$$f(q_j) = \omega_4(1 - k_2 - k_3) - \omega_8(1 - k_2)(1 - k_3) = 0. \quad (14)$$

Оно получено из совместного решения 2-го, 3-го и 4-го уравнений системы (1) при  $\omega_5 = 0$ . Для рассматриваемого состояния третье и четвертое уравнения системы (4) примут вид:

$$J_d \dot{\omega}_4 + J_e \dot{\omega}_8 = Q_4 + \lambda_{F4}(1 - k_2 - k_3); \quad (15)$$

$$J_d \dot{\omega}_4 + J_f \dot{\omega}_8 = Q_8 - \lambda_{F4}(1 - k_2)(1 - k_3). \quad (16)$$

Решив уравнения (14)—(16), получим формулу для вычисления неопределенного множителя  $\lambda_{F4}$  (см. строку 3 табл. 1).

*Шаг 3.* Вводят в рассмотрение логические переменные  $l_{Fi}$ , характеризующие состояние фрикционов. Фрикционы могут находиться в разомкнутом или замкнутом состоянии. Фрикцион переходит из разомкнутого состояния в замкнутое и переменной присваивается значение  $l_{Fi} = 1$  при одновременном выполнении двух условий: скорость  $|\omega_{Fi}|$  скольжения дисков меньше заданного достаточно малого значения  $\varepsilon$  и значение  $|\lambda_{Fi}|$  момента, передаваемого замкнутым фрикционом, меньше или равно статическому моменту  $M_{Fis}$  трения. Фрикцион переходит из замкнутого состояния в разомкнутое и логической переменной присваивается значение  $l_{Fi} = 0$ , когда момент, передаваемый замкнутым фрикционом, превысит статический момент трения [7, 8]. Вычисление значений дискретных переменных осуществлялось по формуле

$$l_{Fi} = \begin{cases} 0, & \text{если } |\lambda_{Fi}| > M_{Fis}; \\ 1, & \text{если } |\omega_{Fi}| < \varepsilon \text{ и } |\lambda_{Fi}| \leq M_{Fis}. \end{cases} \quad (17)$$

Статический момент трения  $i$ -го фрикциона

$$M_{Fis} = c_{Fis} p_F(t),$$

Таблица 1

Вращающие моменты, передаваемые замкнутыми фрикционами

Номер п/п	Формула
1	$\lambda_{F1} = \frac{(J_a + J_b)Q_2 - (J_b + J_c)Q_1}{J_a + 2J_b + J_c}$
2	$\lambda_{F2} = \frac{AQ_1 - Q_2}{(1 - k_1) - Ak_1}, \quad A = \frac{J_b(1 - k_1) - J_c k_1}{J_a(1 - k_1) - J_b k_1}$
3	$\lambda_{F4} = \frac{(J_d B_1 + J_e)Q_8 - (J_e B_1 + J_f)Q_4}{J_f B_2 + J_d B_1 B_3 + J_e(B_3 + B_1 B_2)}; \quad B_1 = B_3/B_2; B_2 = 1 - k_2 - k_3; \quad B_3 = (1 - k_2)(1 - k_3)$

где  $\mu_s$  — статический коэффициент трения дисков фрикциона.

*Шаг 4.* С помощью введенных логических переменных, полученные выше уравнения (7), (9), (10), (12), (13), (15), (16) объединяют в одну систему уравнений:

$$\begin{cases} J_a \dot{\omega}_1 + J_b \dot{\omega}_2 = Q_1 + \lambda_{F1} l_{F1} + \lambda_{F2} l_{F2} k_1; \\ J_b \dot{\omega}_1 + J_c \dot{\omega}_2 = Q_2 - \lambda_{F1} l_{F1} + \lambda_{F2} l_{F2} (1 - k_1); \\ J_d \dot{\omega}_4 + J_e \dot{\omega}_8 = Q_4 + \lambda_{F4} l_{F4} (1 - k_2 - k_3); \\ J_e \dot{\omega}_4 + J_f \dot{\omega}_8 = Q_8 - \lambda_{F4} l_{F4} (1 - k_2)(1 - k_3); \\ \dot{M}_c = c(\omega_2 - \omega_4). \end{cases} \quad (18)$$

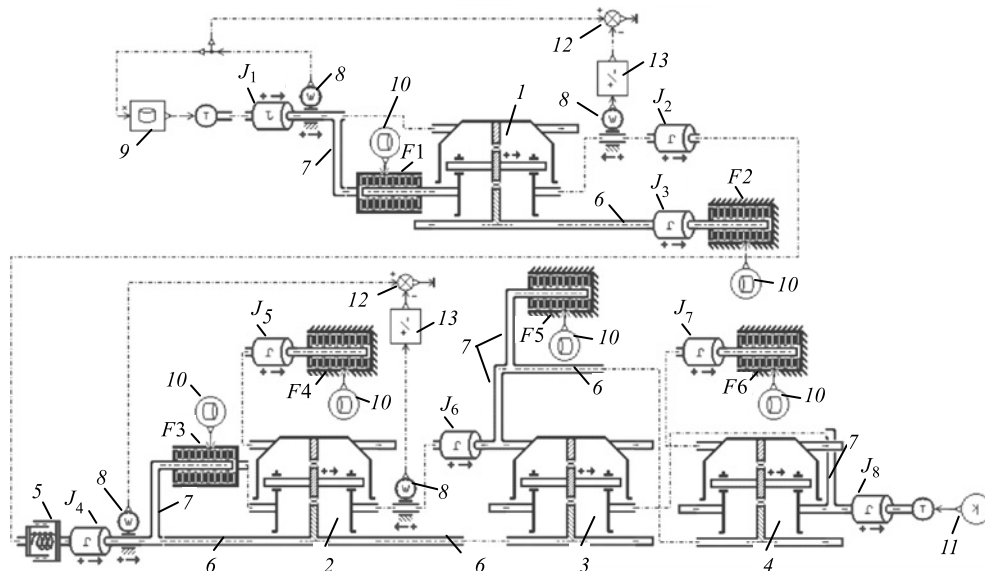
В системе (18) первые два уравнения описывают движение делителя, третье и четвертое — движение базового редуктора передачи, пятое уравнение — динамику изменения упругого момента в звене, соединяющем массы  $J_2$  и  $J_4$ .

*Шаг 5.* Преобразовывают систему уравнений (18) в нормальную форму Коши. В основе предлагаемого преобразования лежит предпосылка о том, что модели делителя и базового редуктора представляют собой системы линейных уравнений относительно ускорений угловых скоростей. Поэтому, решив с помощью формул Крамера [9] первое и второе уравнения системы (12) относительно  $\dot{\omega}_1$  и  $\dot{\omega}_2$ , и третье с четвертым уравнения относительно  $\dot{\omega}_4$  и  $\dot{\omega}_8$ , получим уравнения движения передачи в форме Коши:

$$\begin{cases} \dot{\omega}_1 = a_{11}(Q_1 + \lambda_{F1} l_{F1} + \lambda_{F2} l_{F2} k_1) - a_{12}[Q_2 - \lambda_{F1} l_{F1} + \lambda_{F2} l_{F2} (1 - k_1)]; \\ \dot{\omega}_2 = a_{21}[Q_2 - \lambda_{F1} l_{F1} + \lambda_{F2} l_{F2} (1 - k_1)] - a_{22}(Q_1 + \lambda_{F1} l_{F1} + \lambda_{F2} l_{F2} k_1); \\ \dot{\omega}_4 = a_{41}[Q_4 + \lambda_{F4} l_{F4} (1 - k_2 - k_3)] - a_{42}[Q_8 - \lambda_{F4} l_{F4} (1 - k_2)(1 - k_3)]; \\ \dot{\omega}_8 = a_{81}[Q_8 - \lambda_{F4} l_{F4} (1 - k_2)(1 - k_3)] - a_{82}[Q_4 + \lambda_{F4} l_{F4} (1 - k_2 - k_3)]; \\ \dot{M}_c = c(\omega_2 - \omega_4). \end{cases} \quad (19)$$

Здесь  $a_{11} = J_c/(J_a J_c - J_b^2)$ ,  $a_{12} = a_{22} = J_b/(J_a J_c - J_b^2)$ ,  $a_{21} = J_a/(J_a J_c - J_b^2)$ ,  $a_{41} = J_f/(J_d J_f - J_e^2)$ ,  $a_{42} = a_{82} = J_e/(J_d J_f - J_e^2)$ ,  $a_{81} = J_d/(J_d J_f - J_e^2)$ .

Таким образом, математической моделью процесса переключения ступеней с 3-й на 4-ю является система из пяти дифференциальных уравнений первого порядка. Состав правых частей уравнений определяется логическими переменными  $l_{F1}$ ,  $l_{F2}$  и  $l_{F4}$ . Различные сочетания значений этих перемен-



**Рис. 2. Функциональная модель механической системы гидромеханической передачи в среде LMS Amesim:**

1 — планетарный зубчатый механизм делителя; 2, 3, 4 — планетарные зубчатые механизмы базового редуктора; 5 — упругий вал с демпфером; 6 — жесткий вал; 7 — жесткое связующее звено; 8 — датчик скорости; 9 — блок вычисления вращающего момента на входном валу передачи; 10 — блок вычисления управляющего давления фрикциона; 11 — блок вычисления момента сопротивления вращению выходного вала; 12 — сумматор; 13 — блок смены знака сигнала датчика скорости

ных обеспечивают формирование разных систем уравнений движения, соответствующих разным структурным состояниям передачи во время переключения ступеней. Однако несмотря на структурные изменения общее число уравнений модели остается неизменным и равным числу степеней свободы динамической модели передачи без учета дополнительных кинематических связей. При любых других переключениях ступеней (например, со 2-й на 3-ю или с 4-й на 5-ю) размерность системы уравнений (19) не поменяется, а изменится лишь структура правых частей уравнений, что упрощает разработку алгоритма интегрирования.

### Результаты численного моделирования

Проверка корректности предложенной процедуры моделирования гидромеханической передачи проводилась путем сравнения результатов расчетов, полученных при решении системы уравнений (19) в среде Matlab, с результатами моделирования этой же передачи в программном комплексе LMS Amesim.

Были разработаны две компьютерные программы. Одна из них, написанная на языке программирования Matlab, выполняла решение задачи Коши для системы уравнений (19) с использованием встроенной функции `ode15s`, реализующей метод численного дифференцирования назад. Параметрам метода интегрирования присваивались следующие значения: максимальный шаг интегрирования 'MaxStep' —  $10^{-3}$ ; относительная погрешность интегрирования `RelTol` —  $10^{-6}$ ; абсолютная погрешность интегрирования `AbsTol` —  $10^{-6}$ ; опции

событий `Events` присваивалось имя `m-файла`, в котором вычислялись логические переменные состояния фрикционов в соответствии с формулой (17). При дискретном изменении значений этих переменных процесс интегрирования текущей системы уравнений прерывался и осуществлялся переход к решению уравнений другой структуры.

Вторая программа воспроизводила функционирование гидромеханической передачи средствами библиотеки `Powertrain` пакета LMS Amesim (рис. 2). Соответствие между элементами динамической модели передачи и использованными компонентами библиотеки представлено в табл. 2. Погрешность интегрирования задавалась равной  $10^{-6}$ , остальные параметры решателя дифференциальных уравнений оставлены по умолчанию.

При моделировании принимались следующие значения параметров гидромеханической передачи:  $J_1 = 19,37 \text{ кг/м}^2$ ,  $J_2 = 2,73 \text{ кг/м}^2$ ,  $J_3 = 1,89 \text{ кг/м}^2$ ,

Таблица 2

Функциональные модели библиотеки `Powertrain`

Элементы динамической модели гидромеханической передачи	Функциональная модель библиотеки <code>Powertrain</code>
Планетарные зубчатые механизмы	TRVDPG001-1
Фрикционные муфты $F1, F3$	TRDC003A
Фрикционные тормоза $F2, F4, F5, F6$	TRDB003A
Сосредоточенные массы $J_1, \dots, J_8$	RL02
Упругий вал с демпфером $c, \mu$	RSD00
Абсолютно жесткие валы	TRSH1A
Жесткие связующие звенья	TRLIOC

$J_4 = 2,25 \text{ кг/м}^2$ ,  $J_5 = 1,50 \text{ кг/м}^2$ ,  $J_6 = 27,31 \text{ кг/м}^2$ ,  $J_7 = 4,20 \text{ кг/м}^2$ ,  $J_8 = 5,77 \text{ кг/м}^2$ ,  $c = 1\,165\,745 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}$ ,  $\mu = 1678,8 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$ ,  $c_{F1} = 0,2652 \text{ м}^3$ ,  $c_{F2} = 0,0682 \text{ м}^3$ ,  $c_{F4} = 0,1789 \text{ м}^3$ ,  $\mu_s = 0,16$ ,  $\varepsilon = 0,01$ ,  $k_1 = -2,78$ ,  $k_2 = -1,83$ ,  $k_3 = -2,35$ ,  $k_4 = -2$ .

Момент сопротивления  $M_{\text{ВЫХ}}$  устанавливался равным  $4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Вращающий момент на входном валу передачи определялся по формулам:

$$M_{\text{ВХ}} = \begin{cases} a_0 + a_1 \omega_1, & \text{если } 0 \leq \omega_1 \leq 209,4395; \\ b_0 + b_1(\omega_1 - 209,4395), & \text{если } 209,4395 \leq \omega_1 \leq 225,14747, \end{cases}$$

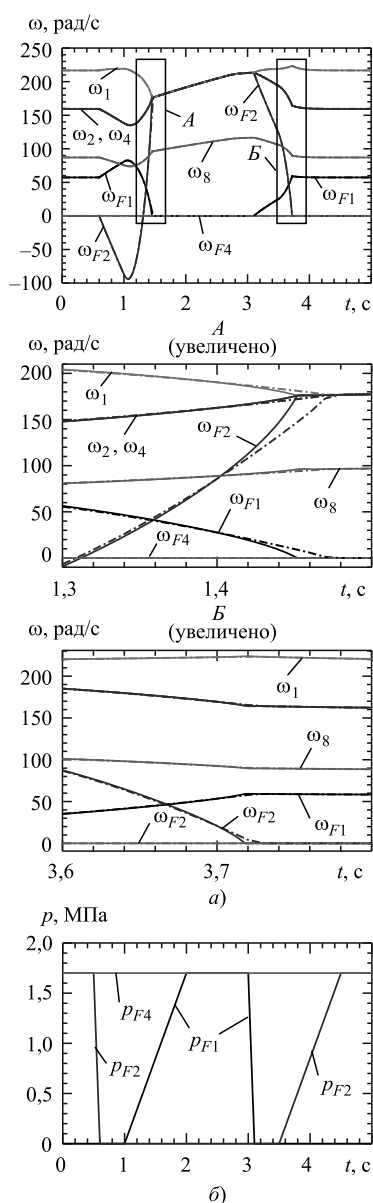


Рис. 3. Результаты моделирования процесса переключения ступеней:

*a* — изменение во времени  $t$  угловых скоростей  $\omega$  сосредоточенных масс; *b* — изменение во времени  $t$  давлений  $p$  в цилиндрах фрикционов

где  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $b_0$ ,  $b_1$  — коэффициенты аппроксимации:  $a_0 = 4000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ,  $a_1 = -4,7746 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$ ,  $b_0 = 3000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ,  $b_1 = -190,9859 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$ .

Динамический коэффициент трения дисков фрикционов вычислялся по формуле

$$\mu_d = 0,065 + 0,075e^{-0,2756r_3|\omega_F|}, \quad (1)$$

где  $r_3 = 0,2890 \text{ м}$  — эквивалентный радиус дисков фрикциона.

Характеристики изменения давлений в цилиндрах фрикционов описывались кусочно-линейными функциями (рис. 3, б).

На рис. 3, а приведены результаты моделирования процесса переключения ступеней с 3-й на 4-ю в гидромеханической передаче. Сплошными линиями показаны графики изменения во времени угловых скоростей сосредоточенных масс и скоростей скольжения дисков фрикционов, полученные при интегрировании системы уравнений (19) в среде Matlab, а штрихпунктирными линиями — аналогичные зависимости, рассчитанные в программном пакете LMS Amesim. Видно, что результаты расчетов с использованием предлагаемого подхода практически полностью совпадают с результатами расчетов в среде Amesim. Имеются небольшие расхождения в протекании графиков в моменты времени, близкие к замыканию фрикционов. В случае решения системы уравнений (19) в среде Matlab замыкание фрикционов  $F1$  и  $F2$  происходит раньше соответственно на 0,02 и 0,01 с по сравнению с моделированием в Amesim. Наиболее вероятная причина этого несоответствия заключается в несходстве моделей фрикционов, использованных при разработке компьютерных программ. Отмеченные различия невелики, поэтому можно считать, что описанная процедура моделирования является корректной.

### Заключение

В статье представлена процедура моделирования автомобильных гидромеханических передач на основе применения уравнений Лагранжа с неопределенными множителями. На примере переключения ступеней планетарной передачи показано, что в результате использования предложенной процедуры формируется система дифференциальных уравнений первого порядка в обобщенных переменных. При этом несмотря на структурные изменения передачи при переключении ступеней общее число уравнений модели не меняется и всегда равно числу степеней свободы механической системы при разомкнутых фрикционах. С целью верификации процедуры выполнено сравнение результатов расчета в среде Matlab с данными моделирования в программном продукте LMS Amesim. Полученное



совпадение результатов расчетов свидетельствует о корректности процедуры моделирования.

Предложенный подход к составлению уравнений модели универсален и применим не только к планетарным, но и к вальным гидромеханическим передачам, поскольку основан на фундаментальных уравнениях механики. Его недостатком является большой объем операций, выполняемых вручную при выводе уравнений модели. Существенного упрощения процесса получения уравнений Лагранжа с неопределенными множителями можно достигнуть представлением уравнений модели в матричной форме записи и применением систем компьютерной алгебры для их преобразования.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Pan C., Moskwa J.** Dynamic modeling and simulation of the Ford AOD automobile transmission // *New developments in transmission and driveline design* SAE. SP-1087. 1995. P. 153–162.
2. **Samanuhut P., Dogan P.** Dynamics Equations of Planetary Gear Sets for Shift Quality by Lagrange Method //

*Dynamic Systems and Control Conference*. October 20–22. 2008. Ann Arbor, Michigan (USA), 2008. P. 353–360.

3. **Альгин В. Б.** Динамика многомассовых систем машин при изменении состояний фрикционных компонентов и направлений силовых потоков // *Механика машин, механизмов и материалов*. 2014. № 4. С. 21–32.

4. **Yutao L., Di T.** Dynamics Modeling of Planetary Gear Set Considering Meshing Stiffness Based on Bond Graph // *Procedia Engineering*. 2011. V. 24. P. 850–855.

5. **Горбатенко Н. Н.** Математическое моделирование процесса переключения ступеней в планетарной коробке передач автомобиля // *Вестник Белорусско-Российского университета*. 2017. № 4. С. 5–16.

6. **Бутенин Н. В.** Введение в аналитическую механику. М.: Наука, 1971. 264 с.

7. **Automotive** clutch models for real time simulation / M. Bătaș, A. Maciac, M. Oprean, N. Vasiliu // *Proceedings of the romanian academy. Series A*. V. 12. 2011. № 2. P. 109–116.

8. **Karnopp D.** Computer simulation of stick/slip friction in mechanical dynamic systems // *Trans. ASME, J. of Dynamic Systems, Measurement and Control*. 1985. № 3. P. 100–103.

9. **Корн Г., Корн Т.** Справочник по математике. М.: Наука, 1978. 832 с.

УДК 621.519

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-7-25-30

Ф. Я. БАЛИЦКИЙ, А. Г. СОКОЛОВА, кандидаты технических наук (ИМАШ РАН им А. А. Благонравова, г. Москва), e-mail: fbalitsky@gmail.com

## Сравнительный стохастический анализ аномальной динамики машин под воздействием эксплуатационных дефектов

Исследуется возможность повышения достоверности виброакустической диагностики технического состояния машинного оборудования роторного типа. Поиск дополнительных чувствительных и достоверных признаков основывается на анализе двумерных плотностей распределения вероятностей амплитуд вибрации. Данный подход позволяет оценить степень и характер нелинейности динамической модели машины как колебательной системы. Приведен пример диагностирования технического состояния компрессорной установки, показывающий возможность косвенной оперативной оценки проведенного ремонта.

**Ключевые слова:** виброакустическая диагностика, нелинейные колебания, стохастическая связь, подшипник скольжения, дефекты.

The possibility of increasing the confidence of vibroacoustic diagnostics of the technical condition of rotor-type machinery is being investigated. The search for additional sensitive and reliable features is based on the analysis of two-dimensional probability distribution densities of vibration amplitudes. This approach allows to assess the degree and character of the nonlinearity of the machine dynamic model as an oscillatory system. An example of diagnosing the technical condition of a compressor installation is given, showing the possibility of an indirect operational assessment of the accomplished repair.

**Keywords:** vibroacoustic diagnostics, nonlinear oscillations, stochastic connection, sliding bearing, defects.

Развитие деградационных процессов в узлах машинного оборудования в процессе его эксплуатации приводит к отклонениям их жесткостных, массовых, демпфирующих характеристик, что является причиной изменения динамических характеристик и, соответственно, параметров колебательной модели машины. Возникающие при этом в спектре вибрации компоненты нельзя непосредственно связать с источниками возбуждения, обусловленными кинематической схемой механизма. Их появление можно объяснить только в рамках нелинейных стохастических моделей формирования вибрационного поля [1]. Показано, что при развитии грубых дефектов характеристики стохастической связи колебательных процессов в различных измерительных точках машины начинают существенно отклоняться от линейных. В данной работе приведены результаты исследования возможностей использования взаимных регрессионных функций как характеристик вида стохастических связей

вибрационных процессов в машинах в качестве диагностических признаков неисправностей. На примере центробежного компрессора (с опорами скольжения) показана возможность обнаружения скрытых эксплуатационных повреждений подшипниковых узлов и оценки качества проведения ремонтных работ с использованием предложенного метода.

### Характеристики стохастической связи случайных процессов

В отличие от упрощающих предположений о линейности динамических моделей механических систем, благодаря которым достигнуты значительные успехи в развитии методов виброакустической диагностики машинного оборудования, реальные объекты машиностроения нередко являются, хотя бы в малой степени, нелинейными даже в условиях нормального функционирования [2]. Развитие же деградационных процессов в узлах машинного оборудования в процессе эксплуатации приводит к необходимости построения существенно нелинейных динамических моделей со случайными составляющими. При решении задач обнаружения и идентификации неисправностей, оценки свойств динамической модели диагностируемого узла и контроля изменения параметров его технического состояния при эксплуатации целесообразно, таким образом, изучение стохастической связи (линейной или нелинейной) между виброакустическими сигналами, измеренными в различных узлах или сечениях сложного машинного оборудования с применением методов вероятностного анализа.

Характеристики стохастической связи между случайными процессами можно разделить на качественные, описывающие форму связи, и количественные, позволяющие количественно оценить тесноту связи. Для описания стохастической связи и воздейст-

вия на ее изменения различных внешних факторов используются доступные для пользователей средства оценки формы связи (например, кривые регрессии) и тесноты связи (например, коэффициент корреляции), хотя в ряде случаев корреляционный анализ приводит к ошибочным результатам [3, 4].

Наиболее распространенными характеристиками связи случайных процессов  $x(t)$  и  $y(t)$  считаются взаимная корреляционная функция  $K_{xy}(t_1, t_2)$ , определяемая выражением  $K_{xy}(t_1, t_2) = M\{[x(t_1) - m_x][y(t_2) - m_y]\}$ , и ее нормированное значение — коэффициент взаимной корреляции:

$$\begin{aligned} R_{xy}(t_1, t_2) &= \\ &= M\{K_{xy}(t_1, t_2)/[K_x(t_1, t_1) \times \\ &\quad \times K_y(t_2, t_2)]^{1/2}\} = \\ &= M[K_{xy}(t_1, t_2)/\sigma_x(t_1) \sigma_y(t_2)]. \end{aligned}$$

Здесь  $M$  — математическое ожидание произведения центрированных значений случайных функций  $x(t)$  и  $y(t)$ , а  $\sigma_x, \sigma_y$  — стандартные отклонения от средних значений  $m_x$  и  $m_y$ . Упрощенное выражение коэффициента корреляции при отсутствии временной задержки ( $t_2 - t_1$ ) между процессами с дискретными отсчетами  $x_i, y_j$  на одном временном интервале ( $i, j = 1, \dots, k$ ) и нулевыми математическими ожиданиями  $m_x$  и  $m_y$  имеет вид:

$$R_{xy} = \left( \sum_{i,j=1}^k x_i y_j \right) / \sigma_x \sigma_y.$$

Применимость корреляционных характеристик для оценки стохастической связи двух случайных процессов ограничивается случаем линейной связи. Теснота линейной связи лежит в пределах  $-1 \leq R_{xy} \leq +1$ . Равенство  $|R_{xy}| = 1$  свидетельствует о функциональной связи между случайными величинами  $X$  и  $Y$ . Обратное утверждение неверно: при нелинейной функциональной зависимости коэффициент корреляции  $|R_{xy}|$  может быть меньше 1 и даже равен нулю.

Если случайные процессы  $X$  и  $Y$  независимы,  $R_{xy} = 0$ . Однако обратное заключение неправомерно, так как эти величины могут быть как независимыми, так и зависимыми, поэтому их называют несвязанными или некоррелированными. При оценке стохастической связи двух виброакустических сигналов существенное значение имеет двумерная функция распределения вероятностей

$$P(x, y) = P\{x(t) \leq x_i; y(t) \leq y_j\},$$

позволяющая оценить вероятность того, что в один и тот же момент времени  $t$  значение функции  $x(t)$  находится ниже уровня  $x_i$ , а значение  $y(t)$  — ниже уровня  $y_j$ . Вторая производная интегральной функции  $P(x, y)$  дает двумерную плотность распределения вероятностей этих же процессов

$$p(x, y) = \frac{\partial^2 P(x, y)}{\partial x \partial y}$$

и характеризует вероятность попадания мгновенных значений сигналов  $x(t)$  и  $y(t)$  в элементарный прямоугольник с вершиной в точке с координатами  $(x, y)$  и сторонами  $\Delta x, \Delta y$ ;  $\Delta x \rightarrow 0, \Delta y \rightarrow 0$ . Рассматривая цифровую реализацию случайного процесса как совокупность случайных величин в дискретные моменты времени  $t_i$ , можно решать задачу статистической оценки параметров связи двух случайных процессов. Теоретически двумерную величину  $p(x, y)$  можно рассматривать как случайный вектор или точку плоскости со случайными координатами  $(x_i, y_j)$ , со значениями, представленными в табличной форме [3]. Если известна двумерная плотность распределения вероятностей  $p(x, y)$ , то, суммируя все вероятности в  $i$ -м столбце и  $j$ -й строке, можно определить одномерные плотности распределения:

$$\begin{aligned} p(x_i) &= P(X = x_i) = \sum_{j=1}^m p(x_i, y_j), \\ p(y_j) &= P(Y = y_j) = \sum_i p(x_i, y_j). \end{aligned}$$

Условием независимости двух процессов  $x(t)$  и  $y(t)$  является выражение  $p(x, y) = p(x)p(y)$ , а зависимость между двумя случайными событиями сказывается в том, что условная вероятность одного события при наступлении другого события отличается от безусловной вероятности первого события. Условная вероятность события  $Y = y_j$ , если наблюдалось событие  $X = x_i$ , будет равна отношению

$$p(Y/x) = p(y_j/x_i) = p(x_i, y_j)/p(x_i).$$

Аналогичным образом можно рассматривать условные законы распределения величины  $X$  при фиксированных значениях  $Y = y_j$ .

### Функция взаимной регрессии как характеристика вида стохастической связи случайных процессов

Важными характеристиками характера стохастической связи двух случайных процессов  $x(t)$  и  $y(t)$  являются условные математические ожидания (функции взаимной регрессии). Функция регрессии  $Y$  по  $X$

$$M(Y/x) = \sum_j y_j p(y_j/x)$$

описывает положение центра масс вероятностей на «вертикальных» прямых  $X = x = \text{const}$  и имеющих ординаты  $y_j$  ( $j = 1, 2, \dots, m$ ). Аналогично выглядит выражение для функции регрессии  $X$  по  $Y$ :

$$M(X/y) = \sum_i x_i p(x_i/y).$$

По виду кривых взаимной регрессии двух процессов нельзя точно определить тесноту стохастической связи между ними, но можно: во-первых, установить наличие или отсутствие таковой; во-вторых, оценить вид связи (линейная или нелинейная); в-третьих, для случайных процессов с нормальным законом распределения процессов в колебательной системе, близкой к линейной, приближенно оценить тесноту

связи по величине косинуса угла между линиями регрессионных зависимостей  $M(X/y)$  и  $M(Y/x)$ .

Форма функций взаимной регрессии характеризует вид стохастической связи: график функции взаимной регрессии является прямой линией только в случае линейной стохастической связи; при нелинейной связи график отличен от прямой линии. Это свойство лежит в основе виброакустического взаимно-регрессионного метода оценки отклонения технического состояния машины от нормы по колебаниям, измеренным в двух разных точках машины в процессе эксплуатации [1, 5, 6].

При оценке тесноты стохастической связи колебательных процессов в нелинейной системе приходится обращаться к условным моментным функциям второго порядка, таким как условные дисперсии и корреляционные отношения. Условная дисперсия  $D(Y/x)$  характеризует меру рассеяния случайной переменной  $Y$  относительно кривой регрессии при условии, что случайная переменная  $X$  принимает значение  $x$ :

$$D(Y/x_i) = \sum_j [y_j - \frac{M(Y/x_i)}{Y}]^2 p(y_j/x_i). \quad (1)$$

Из выражения (1) можно получить формулу

$$D(Y/x_i) = \frac{M(Y^2/x_i)}{Y} - [\frac{M(Y/x_i)}{Y}]^2,$$

из которой видно, что условную дисперсию можно найти как разность между вторым условным моментом  $M(Y^2/x)$  и квадратом условного математического ожидания  $M(Y/x)$ . Наряду с квадратичной характеристикой  $D(Y/x)$  используют условное среднеквадратическое отклонение  $\sigma(Y/x)$  как корень из условной дисперсии. Чтобы получить представление о рассеянии случайной переменной  $Y$  во всем диапазоне изменения  $x$ , используют вероятностную

характеристику  $MD(Y/x)$  — среднюю условную дисперсию:

$$MD(Y/x) = \sum_i D(Y/x_i) p(x_i).$$

При этом полная дисперсия  $D_y$  является суммой средней условной дисперсии и дисперсии условного математического ожидания:

$$D_y = MD(Y/x) + D[M(Y/x)]. \quad (2)$$

Согласно формуле (2),  $MD(Y/x) \leq D_y$ , а равенство  $MD(Y/x) = D_y$  имеет место только в случае равенства нулю условного математического ожидания.

Поскольку дисперсия условного математического ожидания  $D[M(Y/x)]$  представляет ту часть полной дисперсии  $D_y$  переменной  $Y$ , которая связана с влиянием переменной  $X$ , можно считать, что средняя условная дисперсия характеризует нелинейную стохастическую связь между случайными переменными. В качестве меры связи в теории вероятности используются характеристики  $\eta_{yx}$  и  $\eta_{xy}$ , называемые корреляционными отношениями  $Y$  по  $x$  и  $X$  по  $y$ . Аналитические выражения квадрата меры связи между случайными переменными  $X$  и  $Y$  описываются в виде:

$$\eta_{yx}^2 = 1 - \frac{MD(Y/x)}{D_y};$$

$$\eta_{xy}^2 = 1 - \frac{MD(X/y)}{D_x}.$$

Основные свойства корреляционных отношений следующие.

Равенство  $\eta_{yx} = 0$  означает, что  $Y$  не коррелирована с  $X$ . Равенство  $\eta_{yx} = 1$  имеет место только в случае функциональной зависимости переменных. В общем случае  $\eta_{yx} \neq \eta_{xy}$ . Это свойство означает, что в отличие от коэффициента корреляции корреляционное отношение — несимметричная характеристика связи.

При линейной регрессии  $\eta_{yx} = \eta_{xy} = R_{yx}$ , где  $R_{yx} = R_{xy}$  — коэффициент корреляции двух слу-

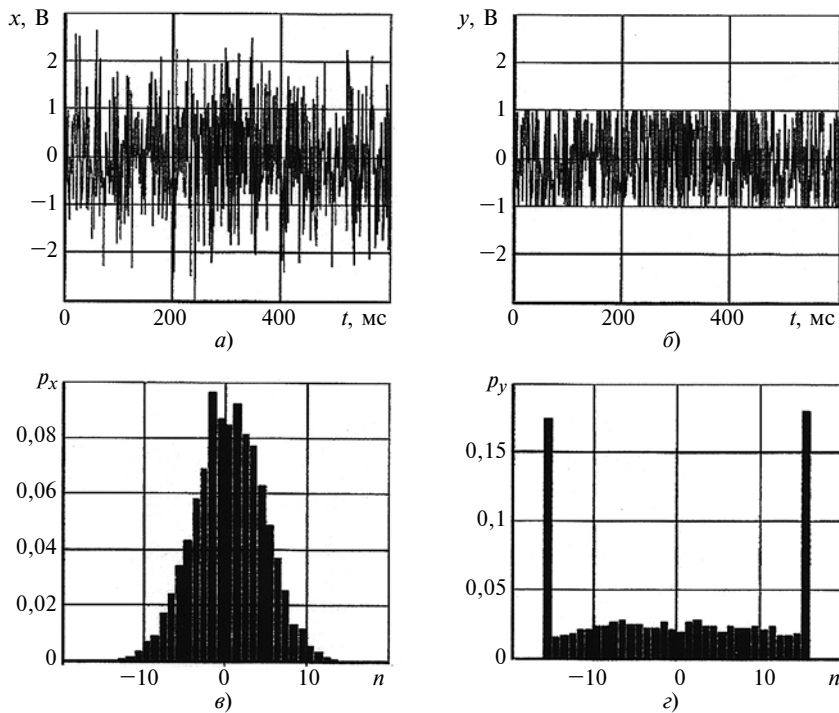


Рис. 1. Реализации случайных сигналов  $x(t)$  на входе (а) и  $y(t)$  на выходе (б) нелинейного преобразователя — двустороннего ограничителя амплитуды и гистограммы  $p_x(n)$  (в) и  $p_y(n)$  (г) ( $n$  — номер градации амплитуды)

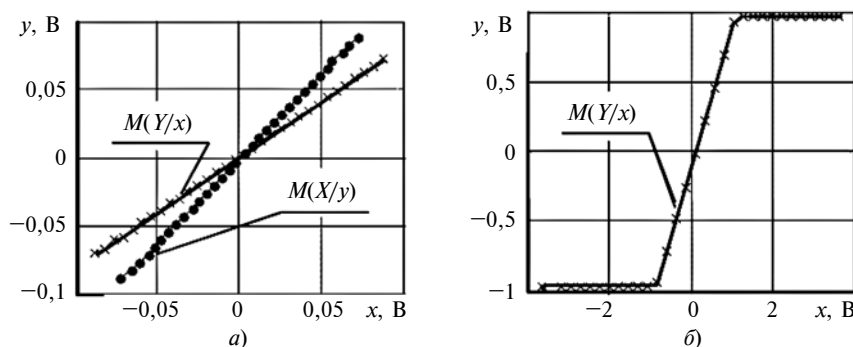


Рис. 2. Графики функций взаимной регрессии  $M(Y/x)$  и  $M(X/y)$  выходного и входного сигналов линейной системы (а) и  $M(Y/x)$  — выходного сигнала нелинейной системы (б)

случайных процессов  $x(t)$  и  $y(t)$ , т. е. корреляционное отношение может служить мерой линейной связи. При этом  $R_{yx} \leq \eta_{yx}$ .

Как было отмечено в работах [5, 6], для успешной идентификации нелинейных характеристик динамических систем (по аналогии с характеристикой «черного ящика» в системе автоматического регулирования) необходимо выполнить анализ регрессионной связи между входным воздействием на систему и ее выходной

реакцией на это воздействие. Однако в отличие от электронных схем к динамической системе машинного оборудования трудно применить понятия вход и выход системы. Поэтому в механике идентификация нелинейности динамической системы может быть осуществлена по косвенным признакам на основе взаимного регрессионного анализа функции стохастической связи между колебательными процессами в двух различных измерительных точках.

## Результаты модельного эксперимента

Для иллюстрации эффективности метода оценки вида оператора динамической системы (линейный — нелинейный) по виду взаимной регрессионной функции двух случайных процессов использовалась имитационная нелинейная модель преобразователя сигналов типа двустороннего ограничителя амплитуды. На рис. 1, а, б представлены фрагменты случайных процессов  $x(t)$  и  $y(t)$  на входе и выходе преобразователя с нелинейной характеристикой, на рис. 1, в, г — гистограммы  $p_x(n)$  и  $p_y(n)$  плотностей распределения амплитуд случайных процессов, где  $n$  — номер градации амплитуды. На рис. 2 приведены графики взаимных регрессионных функций, отображающих вид преобразования: а — линейных функций  $M(Y/x)$  и  $M(X/y)$  в случае линейного оператора; б — нелинейной регрессии  $M(Y/x)$  в случае нелинейного оператора. Форма взаимно-регрессионной функции  $M(Y/x)$  соответствует форме характеристики нелинейного преобразователя сигналов. По осям координат отложены условные значения амплитуд: по оси абсцисс — входного сигнала  $x(t)$ , по оси ординат — преобразованного сигнала  $y(t)$ .

## Результаты эксперимента на компрессорной установке

Апробация метода взаимного регрессионного анализа вибрационных процессов в диагностических целях проведена на пятиступенчатом центробежном компрессоре ЦК-1 нефтеперекачивающей установки 35/8-300Б, схема которой приведена на рис. 3.

Заводская установка, состоящая из асинхронного двигателя 1, редуктора с планетарной передачей 2 и центробежного пятиступенчатого компрессора 3 оказалась в предаварийном состоянии из-за непредвиденного внешнего воздействия и требовала повы-

шенного внимания к ее техническому состоянию, чтобы обеспечить функционирование без сбоев до проведения технического обслуживания (ТО) в запланированные сроки. В результате уровень виброскорости в штатной измерительной точке — Т.6 (см. рис. 3) на корпусе компрессора в горизонтальном направлении измерения уже 28.02.2014 попал в соответствии с ГОСТами [7, 8] в зону «D» недопустимых значений. Однако предполагаемая сумма финансовых потерь из-за несвоевременного останова установки (до запланированного срока проведения ТО) и вынужденного простоя оборудования при проведении ремонта вынудила руководство принять решение о продолжении эксплуатации установки до запланированного ТО под строгим контролем ее виброактивности. Естественный ожидаемый результат — дальнейшее развитие деградационных процессов в узлах оборудования до их разрушения.

Анализ результатов спектрального анализа сигналов виброскорости в штатных точках корпуса показал наличие роста общих уровней в диапазоне частот  $10 \div 1000$  Гц и значительных изменений спектральных амплитуд на частотах вращения вала двигателя (и входного вала редуктора)  $F_{вр1} = 24,95$  Гц и вала компрессора (и выходного вала редуктора)  $F_{вр2} = 206,3$  Гц, а также их высших гармоник и субгармоник. Наибольший рост виброактивности наблюдался в зоне частоты субгармонических колебаний вала компрессора  $0,25F_{вр2} = 51,56$  Гц, близкой к критической частоте поперечных колебаний вала  $F_{кр} \approx 56,25$  Гц. В предаварийном состоянии компрессора произошла синхронизация этих частот, что характерно для нелинейной системы. Однако для объективной оценки текущего технического состояния установки и принятия решения о дальнейшей ее эксплуатации данных спектрального анализа виброско-

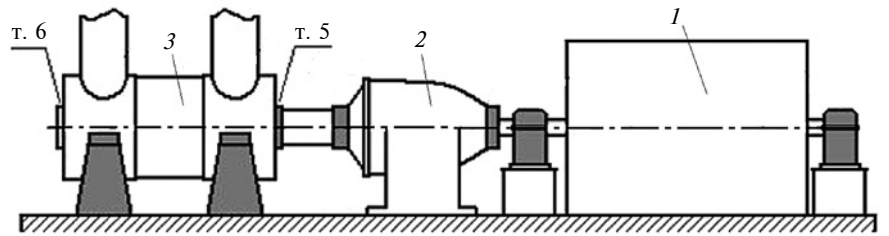


Рис. 3. Схема установки 35/8-300Б и расположения датчиков (т. 5 и т. 6) на опорах компрессора

рости корпусной вибрации оказалось недостаточно.

Для более достоверной оценки степени развития деградационных процессов в опорах скольжения компрессора — слабых узлах установки, была проведена работа, связанная с привлечением дополнительных методов обработки сигналов относительного виброперемещения вала компрессора в подшипниках скольжения с вихретоковых датчиков. Относительная вибрация вала в переднем (носовом) и заднем (кормовом) подшипниках компрессора была измерена 06.03.2014 перед остановом агрегата для проведения ТО оборудования и 14.03.2014 после ТО и необходимого ремонта.

В результате ревизии состояния компрессора во время ТО были обнаружены множественные повреждения подшипников. На деталях переднего подшипника нашли следы контакта шейки вала и вкладышей подшипника; на деталях заднего подшипника также обнаружили следы контакта шейки вала и вкладышей со сколами и разрушением баббита вкладышей и баббита упорных сегментов.

При измерении относительной вибрации ротора вихретоковыми датчиками, установленными на подшипниках скольжения в двух взаимно перпендикулярных направлениях, по каждому каналу измерялись временные реализации, условно обозначенные как «вертикальные» и «горизонтальные». Обработка вибросигналов проведена в узкой полосе частот  $45 \div 210$  Гц, содержащей

основные частоты возбуждения колебаний вала в подшипниках скольжения. На рис. 4, а–г приведены результаты регрессионного анализа относительных виброперемещений вала в зазорах подшипников, зарегистрированных в условиях предаварийной работы установки при наличии развитых эксплуатационных повреждений элементов подшипников (от 06.03.2014), и после их устранения с заменой подшипников (от 14.03.2014). Более подробно результаты исследований статистических характеристик вибраций компрессора ЦК-1 приведены в публикациях [9, 10].

На рис. 4, а, в приведены графики функций взаимной регрессии  $M(Y/x)$  и  $M(X/y)$  «вертикальной» и «горизонтальной» составляющих относительной вибрации вала переднего и заднего подшипников компрессора в аварийном состоянии, которые позволяют сделать заключение о том, что при наличии эксплуатационных повреждений элементов подшипника стохастическая связь колебаний  $x(t)$  и  $y(t)$  ротора в подшипнике становится существенно нелинейной вследствие аномальной динамики машины.

На рис. 4, б, г приведены регрессионные функции  $M(Y/x)$  и  $M(X/y)$  после ремонта компрессора. Данные оценки численных значений различных параметров стохастической связи вибросигналов в вертикальном и горизонтальном направлениях измерения на передней опоре (см. рис. 4, б) компрессора практически одинаковы ( $\eta_{yx} \approx \eta_{xy} \approx |R_{yx}| \approx 0,525$ ), из чего можно сделать заключение о

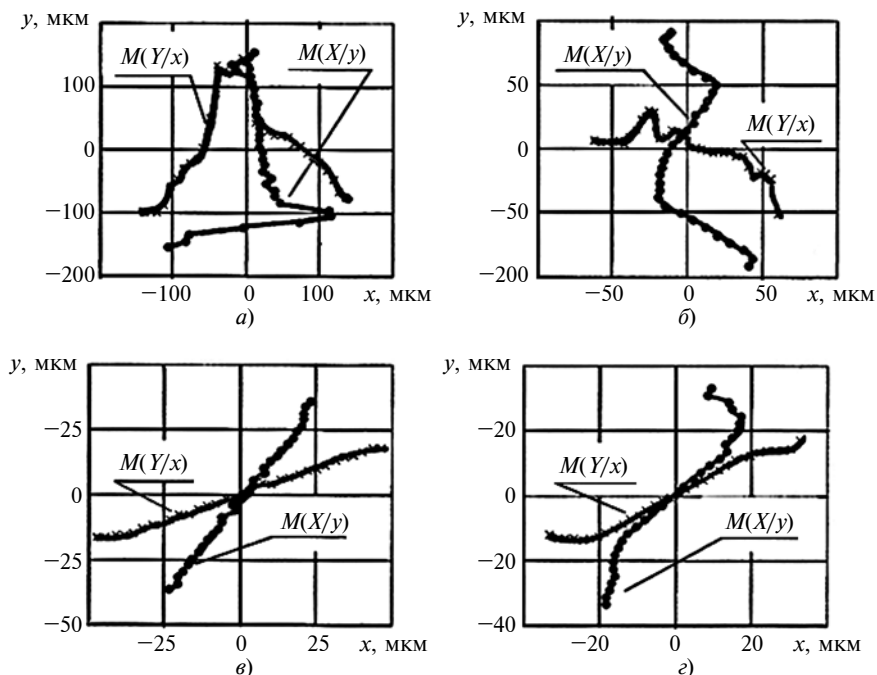


Рис. 4. Взаимно-регрессионные функции  $M(Y/x)$  и  $M(X/y)$  сигналов относительной вибрации вала компрессора в переднем подшипнике (см. рис. 3, т. 5) до ремонта (а) и после ремонта (б) и в заднем подшипнике (см. рис. 3, т. 6) до ремонта (в) и после ремонта (з)

близости динамической модели к линейной и, соответственно, о качественно проведенном ремонте переднего подшипника. В то же время графики регрессионных зависимостей относительной вибрации вала в заднем подшипнике (см. рис. 4, з) слегка отличаются от линейных, что говорит об отклонении от линейности динамической системы «вал компрессора — задний подшипник». Действительно, на основании оценки различных параметров стохастической связи вибросигналов в вертикальном и горизонтальном направлениях измерения в данном случае ( $\eta_{xy} \approx 0,63$ )  $\neq$  ( $\eta_{yx} \approx 0,71$ ) и  $R_{yx} \approx 0,61$ ), заключение о линейности системы можно сделать с некоторой натяжкой. Можно предположить, что причиной небольшого отклонения от линейности является наличие дефекта монтажа задней опоры компрессора или некачественное проведение ТО. Степень отклонения регрессионных зависимостей от прямых линий (мера нелинейности) может служить мерой отклонения технического состояния

подшипника от нормы, т. е. показателем степени развития деградиционных процессов в данном узле.

#### Заключение

Сопоставление численных значений рассмотренных в работе мер стохастической связи вибрационных процессов в узлах машинного оборудования, находящегося в предаварийном состоянии, с аналогичными параметрами оборудования в нормальном состоянии, демонстрирует высокую чувствительность функций взаимной регрессии виброакустических процессов в машинах к отклонению технического состояния от нормы, а визуальный образ глубины повреждения по данным анализа вида кривых взаимной регрессии не оставляет сомнений для эксперта в области виброакустической диагностики динамики машин в целесообразности использования совместных вероятностных характеристик виброакустических сигналов в системах виброконтроля и диа-

гностики для достоверного обнаружения и идентификации скрытых дефектов машинного оборудования.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Генкин М. Д., Соколова А. Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1987. 288 с.
2. Райбман Н. С., Чадеев В. М. Построение моделей процессов производства. М.: Энергия, 1975. 376 с.
3. Мирский Г. Я. Характеристики стохастической взаимосвязи и их измерения. М.: Энергоиздат, 1982. 320 с.
4. Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений. М.: Наука, 1969. 512 с.
5. Горелик А. Л., Балицкий Ф. Я., Требунский А. Н. Методы технической диагностики машин и механизмов. М.: НТЦ «Информатика», 1990. 204 с.
6. Balitsky F. Ya. Signs of intrinsic machine vibration nonlinear features originated from developing malfunctions // The Ninth International Conference on Condition Monitoring and Machinery Failure Prevention Technologies — CM 2012 / MFPT 2012, 12–14 June 2012 / The Ibis Hotel, Earls Court, London, UK. Full Papers. N. 239. Balitsky — pdf / P. 1–6.
7. ГОСТ 10816-3—2002. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерения вибрации на невращающихся частях. Ч. 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15 000 мин<sup>-1</sup>. М.: Стандартинформ, 2007.
8. ГОСТ 32106—2013. Контроль состояния и диагностика машин. Мониторинг состояния оборудования опасных производств. Вибрация центробежных насосных и компрессорных агрегатов. М.: Стандартинформ, 2014.
9. Использование регрессионных функций и других вероятностных характеристик для вибродиагностики компрессорного оборудования. Ч. 1 / А. Г. Соколова, Ф. Я. Балицкий, М. А. Иванова, А. Р. Ширман // Контроль. Диагностика. 2018. № 8 (242). С. 4–12.
10. Использование регрессионных функций и других вероятностных характеристик для вибродиагностики компрессорного оборудования. Ч. 2 / А. Г. Соколова, Ф. Я. Балицкий, М. А. Иванова, А. Р. Ширман // Контроль. Диагностика. 2018. № 10 (244). С. 44–49.

С. А. РУСАНОВСКИЙ, М. П. ХУДЯКОВ, канд. техн. наук [Северный (Арктический) федеральный ун-т], Ю. В. КЛИМОВ, e-mail: s.rusanovskiy@narfu.ru, m.khudyakov@narfu.ru, stanvyz@mail.ru

## Проектирование технологических комплексов. Часть 1. Разработка методики проектирования

Изложена общая методика проектирования технологического комплекса, оформленная в соответствии с нотацией IDEF0. Разработана обобщенная математическая модель, отражающая структуру в виде унифицированных функциональных модулей.

**Ключевые слова:** технологический комплекс, объект, сложная поверхность, разделка, дважды косой цилиндр.

The general methodology of designing a technological complex is presented, performed in accordance with IDEF0 notation. A generalized mathematical model is developed that reflects the structure in the form of unified functional modules.

**Keywords:** technological complex, object, complex surface, cutting, twice oblique cylindroid.

В машиностроении, прежде всего в судостроении, актуальной задачей является обеспечение точности разделки под сварку элементов насыщения корпуса судна в условиях стапельного производства. Формообразование поверхностей разделки под сварку часто осложнено их неудобным положением относительно базовых координатных плоскостей, что снижает качество и производительность обработки, особенно в корпусах из высокопрочной стали с большой толщиной стенки.

Необходимую точность и производительность механической обработки пространственно-сложных разделок в корпусных конструкциях океанической техники непосредственно на стапеле можно получить применением программно-управляемых технологических комплексов (ТК).

Традиционно применяемые методики проектирования [1] данных ТК не учитывают весьма существенную специфику механической обработки корабельных корпусных конструкций на стапеле и, в частности, особенности задания геометрии и расположения обрабатываемых поверхностей, связанные с трудным доступом к ним инструмента. Пониженная обрабатываемость материала корпуса корабля, его относительно низкая жесткость и недостаточная стабильность формы осложняют точное базирование ТК относительно обрабатываемого изделия.

С учетом вышеизложенного представляется актуальной разработка методики проектирования ТК,

которая включала бы в себя взаимообусловленные решения проектных задач для всех компонентов специализированных ТК.

### Методика проектирования ТК

В данной методике будем рассматривать ТК как системный объект, т. е. как взаимосвязанный комплекс средств технологического оснащения (инструмента, оборудования, оснастки, системы управления и т. п.), в совокупности обеспечивающих наиболее эффективную обработку изделия. Обязательным условием является необходимость встраивания ТК в существующую технологическую схему изготовления изделия, в том числе учет нормативно-технических требований и требований техники безопасности. Важным также является автоматизация проектных процедур, что обуславливает их унификацию на основе базы типовых технических решений и критериев их оценки.

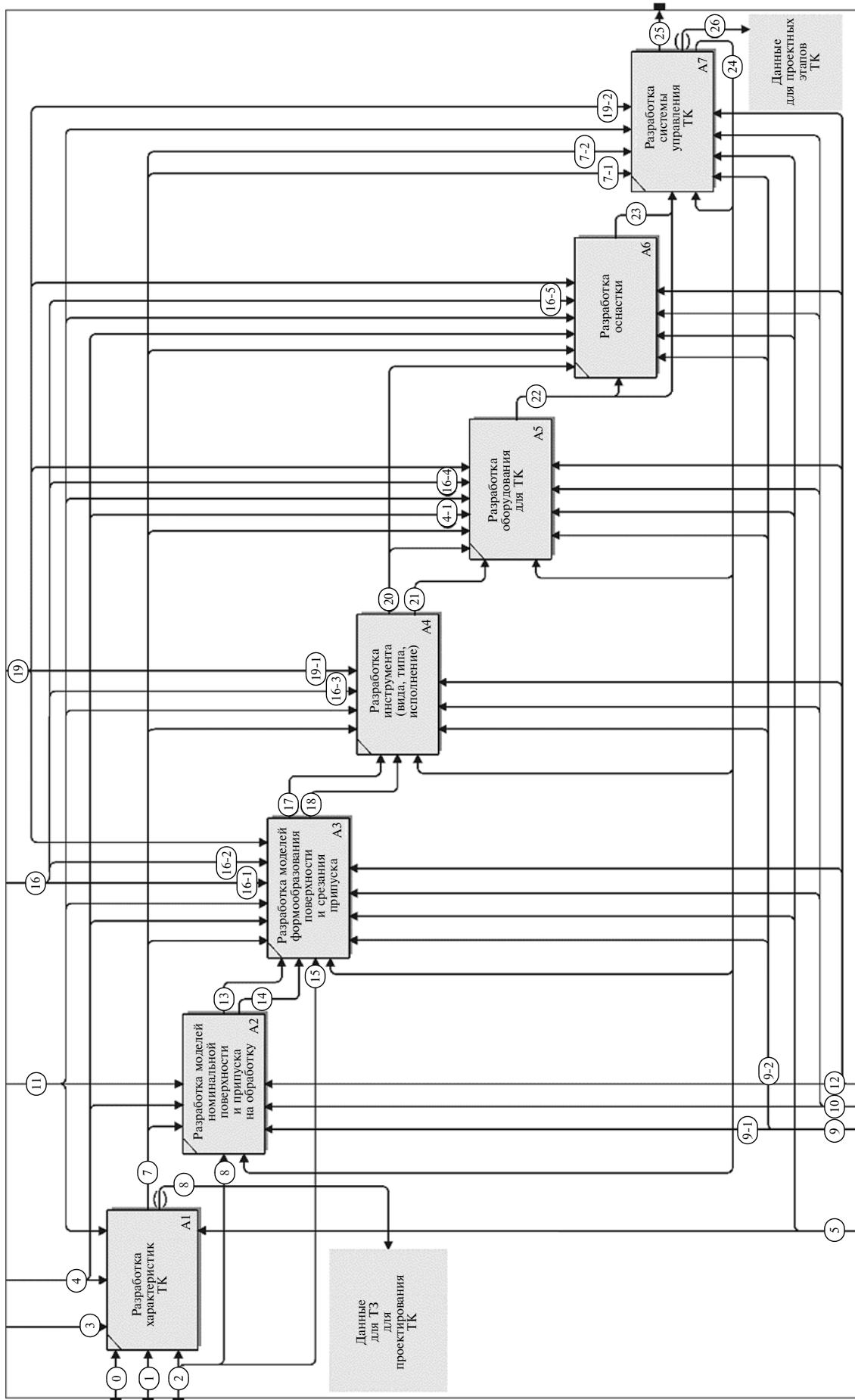
Разрабатываемая методика основана на стандартной методологии функционального моделирования в нотации IDEF0 [2] и представляет собой функциональную модель процесса проектирования ТК, отображающую его структуру (этапы) и содержание (функции), а также информационные потоки, преобразуемые этими функциями.

Диаграмма декомпозиции А-0 методики в упрощенном виде представлена на рисунке:

- А1 — разработка необходимых характеристик ТК;
- А2 — разработка моделей номинальной поверхности обработки изделия и припуска на обработку;
- А3 — разработка моделей формообразования поверхности и срезания припуска;
- А4 — разработка инструмента (определение вида, типа и исполнения);
- А5 — разработка оборудования с необходимыми параметрами для ТК;
- А6 — разработка требуемой оснастки;
- А7 — разработка системы (функции) управления ТК.

Для наглядности в диаграмму добавлена нумерация информационных потоков, не входящая в стандартный синтаксис IDEF0.

Информационной базой методики проектирования является полученная на основании исходных данных (блок А1) геометрическая модель обрабатываемого изделия, представленная в унифицированном виде (блок А2).



Функциональная модель процесса проектирования ТК



С выхода блока А2 на вход блока А3 поступают унифицированные данные об обрабатываемой поверхности. Блок А3 включает в себя проектные процедуры, связанные с формообразованием обрабатываемой поверхности и срезанием с нее припуска. Получаемая на выходе блока А3 информация последовательно преобразуется на следующих этапах (блоки А3—А7) в проектные решения для компонентов ТК: инструмента, оборудования, оснастки, средств измерения и контроля, системы управления и т. п.

Ниже перечислены информационные потоки диаграммы:

0 — задание на проектирование ТК для производства изделия [здесь задание — заявка заказчика без большинства требований, присущих оформленному техническому заданию (ТЗ)];

1 — данные о действующем производстве: парк оборудования, размеры рабочей зоны и другие существенные условия и ограничения действующего или будущего производства;

2 — данные об изделии: описание геометрии (САД-модель), свойства применяемых материалов;

3 — база патентов, которая отражает результат научно-технического поиска наличия запатентованных вариантов решений для производства конкретных изделий;

4 — ограничения, определяемые заказчиком (стоимость, размеры, вид управления и другие требования, напрямую не зависящие от данных потока 1);

4-1 — критерии выбора исполнения ТК (стационарный или нестационарный, одно- или многопозиционный и т. п.);

5 — эксперты (компетентные лица, выбранные для реализации решения на определенном этапе проектирования);

6 — данные для составления ТЗ на проектирование ТК (в контексте методики этапы согласно ГОСТ оформляются отдельно, так как отдельные положения, рассматриваемые позже в методике ТЗ, уже должно содержать, например, требования к оборудованию);

7 — характеристики ТК;

7-1 — структура ТК, необходимая при разработке системы или функции управления;

7-2 — параметры ТК, необходимые при разработке системы или функции управления;

8 — САД-модель изделия;

9 — математический аппарат (все необходимые наборы математических инструментов, методов и правил для проектирования объекта);

9-1 — уравнения поверхностей и объемов в матричной форме;

9-2 — уравнения кинематического баланса в матричной форме;

10 — исполнитель, непосредственно занятый проектированием ТК;

11 — нормативно-техническая и справочная документация (ГОСТ, РД, СНиП, СТП, справочники и т. п.);

12 — средства САПР (универсальные и специализированные);

13 — математическая модель изделия (математическое описание обрабатываемой поверхности изделия в унифицированном виде);

14 — математическая модель припуска (математическое описание обрабатываемого объема припуска изделия в унифицированном виде);

15 — показатели свойств материала изделия (прочность, обрабатываемость, структура и т. д.);

16 — база критериев для проектирования (типовые критерии, являющиеся определяющими при проектировании компонентов ТК);

16-1 — критерии качества формообразования (геометрические);

16-2 — критерии качества резания (энергосиловые);

16-3 — критерии оптимальности распределения усилий резания (характерны для специализированных ТК);

16-4 — критерии выбора кинематики ТК (разомкнутая, параллельная и т. д.);

16-5 — требования к дополнительному функционалу ТК (настроечные и измерительные функции, сменные устройства, узлы и агрегаты, сменный фундамент и т. д.);

17 — верифицированная модель формообразования (проверенная на соответствие требованиям к изделию);

18 — верифицированная модель срезания припуска (проверенная по определенным ранее критериям);

19 — база типовых решений (каталоги, справочники, имеющееся оборудование и т. д.);

19-1 — типовые геометрические элементы инструмента (сменные режущие пластины, оправки, корпуса и т. п.);

19-2 — типы приводов (исполнительные механизмы, обеспечивающих рабочие движения оборудования);

20 — модель резания для определения силовых параметров (определение максимального усилия резания и направления его действия);

21 — модель инструмента в функции формообразования;

22 — разработанный вариант ТК (параметры);

23 — проект ТК (параметры) без оснастки (если разработка или выбор оснастки не требуется для конкретной задачи) или проект ТК с оснасткой;

24 — корректировка проектного решения по всем этапам (при невыполнении отдельных пунктов ТЗ проектное решение полностью возвращает-

ся на доработку) или по отдельным этапам (при невыполнении отдельных пунктов ТЗ возвращается на доработку на конкретный этап);

25 — проектное решение ТК для производства изделия;

26 — данные для формирования проектных этапов ТК (итоговое проектное решение дорабатывается до выпуска документации, соответствующей этапам проектирования: техническое предложение, эскизный и технический проекты).

Функциональной схеме методики соответствует математическая форма в виде унифицированной матричной модели, включающей в себя типовые формы описания изделия и компонентов ТК в однородных координатах.

Общая структура математической модели аналогична структуре функциональной модели и может быть представлена как

$$[V_1] \times [V_2] \times \dots \times [V_{i-2}] \times [V_{i-1}] = [V_i], \quad (1)$$

где  $[V_{i-m}]_{m=1, \dots, n}$  — радиус-векторы характерных точек  $(i-m)$ -го компонента ТК в собственной системе координат;  $n$  — общее число компонентов ТК, соответствующих блокам А3—А7 на диаграмме А-1 (см. рисунок);  $[V_i]$  — радиус-вектор характерных точек обрабатываемой поверхности изделия в собственной системе координат.

Радиус-векторы параметризованы в соответствии с нормативным документом по главному параметру  $\xi$  формообразования. Вектор каждого последующего уровня, например  $[V_{i-(m+1)}]$ , получается как произведение матрицы  $[A_{i-m}]$  стандартных линейно-угловых преобразований [10] и радиус-вектора предыдущего уровня  $[V_{i-m}]$ :

$$[V_{i-(m+1)}] = [A_{i-m}][V_{i-m}] = [A_{i-m}] \begin{bmatrix} x_{i-m}(\xi) \\ y_{i-m}(\xi) \\ z_{i-m}(\xi) \\ 1 \end{bmatrix}.$$

Для автоматизации формирования модели в методике предусмотрено использование баз типовых решений в унифицированной форме математического описания, а также выбор конкретного решения на основании экспертной оценки.

Так, для обработки цилиндрического отверстия, произвольно расположенного относительно цилиндрической части корпуса изделия, поверхность разделки под сварку представляет собой линейчатую поверхность, подвид дважды кривой цилиндрической. Ее можно выразить матричным уравнением [3]. В соответствии с блоком А2 функциональной схе-

мы она связана с параметрами инструмента матричным выражением

$$[A_T] \begin{bmatrix} x_T(\xi) \\ y_T(\xi) \\ z_T(\xi) \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x(\xi) \\ y(\xi) \\ z(\xi) \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{d_0}{2} \cos \xi \\ \frac{d_0}{2} (\sin \xi + a) \cos \alpha - \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_0}{2} \sin \xi + a\right)^2} \sin \alpha \\ \frac{d_0}{2} (\sin \xi + a) \sin \alpha + \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_0}{2} \sin \xi + a\right)^2} \sin \alpha \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (2)$$

где  $[A_T]$  — стандартная матрица геометрических преобразований координат характерных точек из системы координат инструмента в систему координат обрабатываемой поверхности;

$$\begin{bmatrix} x_T(\xi) \\ y_T(\xi) \\ z_T(\xi) \\ 1 \end{bmatrix} = [V_T] —$$

вектор координат характерных точек инструмента;

$$\begin{bmatrix} x(\xi) \\ y(\xi) \\ z(\xi) \\ 1 \end{bmatrix} = [V] —$$

вектор координат характерных точек обрабатываемой поверхности;  $d_0$  — диаметр отверстия, на кромке которого выполняется разделка;  $D$  — внешний диаметр корпуса, в котором выполняется отверстие под сварку;  $\xi$  — угловой параметр мгновенного положения сечения обрабатываемого отверстия, определяемый по часовой стрелке вокруг оси  $Z$  с отсчетом от плоскости мидель-шпангоута;  $a$  — смещение оси обрабатываемого отверстия от диаметральной плоскости корпуса изделия;  $\alpha$  — угол наклона оси обрабатываемого отверстия к оси  $Z$  корпуса изделия.

Обобщенное матричное уравнение математической модели ТК можно решить относительно любого из его компонентов, при этом для решения использовать как прямую, так и обратную задачу проектирования.

Так, для определения теоретических параметров обрабатываемой поверхности инструментом заданной формы, т. е. прямой задачи формообразования, или обратной задачи проектирования инструмента необходимо подставить в уравнение (2) матричное выражение для инструмента. Например, для инструмента с цилиндрической рабочей поверхностью формообразования вектор характер-

Я. Л. ЛИБЕРМАН, канд. техн. наук, А. Н. МАХИЯНОВА (Уральский федеральный университет),  
Л. Н. ГОРБУНОВА, канд. техн. наук (Сибирский федеральный университет), e-mail: kirina.24@yandex.ru

## Расчет точности контрольной головки упрощенной конструкции для контроля размеров деталей

Представлена метрологическая схема контрольной головки упрощенной конструкции, проанализирована ее кинематическая точность. Показано, что эффективность применения головки данной конструкции, т. е. точность контроля при контроле допусков, при изготовлении детали зависит от выбора длины измерительного щупа.

**Ключевые слова:** деталь, размер, контроль, измерительный щуп, кинематическая точность, метрологическая схема.

The metrological scheme of the control head of a simplified design is presented, its kinematic accuracy is analyzed. It is shown, that the effectiveness of the use of the head of this design, i.e., the accuracy of control, when controlling tolerances, in the manufacture of the part depends on the choice of the length of the measuring probe.

**Keywords:** part, size, control, measuring probe, kinematic accuracy, metrological scheme.

При изготовлении деталей на металлорежущих станках с ЧПУ или на координатно-измерительных машинах для контроля их размеров используют контрольные головки [1, 2]. Принцип их применения один [3–5], а конструктивных исполнений множество [6–9]. При этом контрольные головки имеют сложные конструкции и не всегда надежны.

Цель настоящей работы — проверка кинематической точности разработанной контрольной головки упрощенной конструкции [10] для ее рационального использования.

На рис. 1 представлена метрологическая схема исследуемой контрольной головки упрощенной

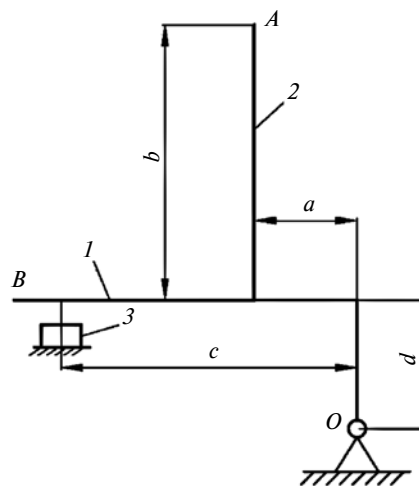


Рис. 1. Метрологическая схема контрольной головки и ее параметры:

1 — поворотная г-образная пластина; 2 — измерительный щуп; 3 — бесконтактный (автогенераторный) датчик; А и В — крайние положения измерительного щупа



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 31)

ных точек инструмента независим от параметра  $\xi$  и будет определяться уравнением

$$[V_T] = \begin{bmatrix} d/2 \\ d/2 \\ z_0 \\ 1 \end{bmatrix},$$

где  $d$  — диаметр фрезы;  $z_0$  — задаваемое постоянное выступание рабочей части фрезы за кромку обрабатываемой поверхности вдоль оси  $Z_T$  фрезы.

И наоборот, из уравнения (2) можно получить необходимые исходные параметры для проектирования специального или выбора стандартного инструмента. Для этого достаточно выразить в приведенном уравнении радиус-векторы точек инструментальной поверхности через обратную матрицу преобразования и радиус-векторы соответствующих точек обрабатываемой поверхности [3]:

$$[V_T] = [A_T]^{-1}[V],$$

где  $[A_T]^{-1}$  — обратная матрица преобразования координат.

Полученную таким образом векторную функцию параметров инструментальной поверхности можно использовать как исходную информацию для детального проектирования инструмента по известным методикам.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Врагов Ю. Д. Анализ компоновок металлорежущих станков. Основы компонетики. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.
2. Р 50.1.028—2001. Методология функционального моделирования. Рекомендации по стандартизации. М.: Изд-во стандартов, 2001.
3. Русановский С. А., Худяков М. П., Черенков Н. И. Моделирование формообразования кромок отверстий в корпусах объектов подводного кораблестроения // Вестник ГУ морского и речного флота им. С. О. Макарова. 2018. Т. 10. № 5. С. 993—1003.

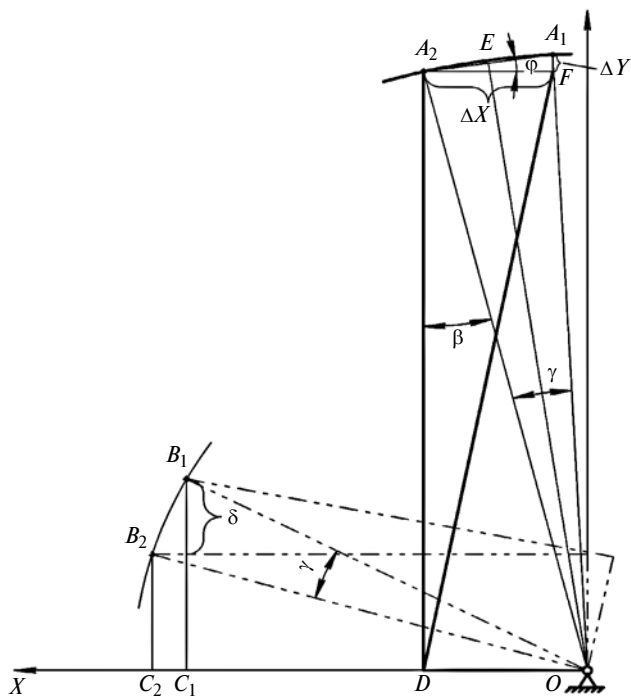


Рис. 2. Расчетная схема точности головки ( $\Delta X$  и  $\Delta Y$  – погрешности по соответствующим осям)

конструкции. Для исследований пластину 1 и шуп 2 устанавливали в крайние положения (рис. 2).

Из расчетной схемы получим:

$$\widehat{B_1 O C_1} = \text{arctg} \frac{|B_1 C_1|}{|C_1 O|} = \text{arctg} \frac{d + \delta}{c},$$

где  $\delta$  – погрешность срабатывания датчика:

$$\widehat{B_2 O C_2} = \arcsin \frac{|B_2 C_2|}{|B_2 O|} = \arcsin \frac{d}{\sqrt{c^2 + d^2}}.$$

Тогда

$$\gamma = \text{arctg} \frac{d + \delta}{2} - \arcsin \left( \frac{d}{\sqrt{c^2 + d^2}} \right). \quad (1)$$

К хорде  $A_2 A_1$  окружности радиусом  $OA_1 = OA_2$  проведем серединный перпендикуляр  $OE$ . При этом будет справедливо равенство

$$\begin{aligned} |A_2 A_1| &= |A_2 E| + |A_1 E| = 2|A_2 E| = \\ &= 2 \sin \frac{\gamma}{2} \sqrt{a^2 + (b + d)^2}. \end{aligned} \quad (2)$$

Из расчетной схемы (см. рис. 2) получим:

$$\widehat{O A_2 E} = 90^\circ - \frac{\gamma}{2};$$

$$\widehat{D A_2 O} = \text{arctg} \frac{|DO|}{|A_2 D|} = \text{arctg} \frac{a}{b + d} = \beta.$$

Следовательно,

$$\beta - \frac{\gamma}{2} = \varphi. \quad (3)$$

Из треугольника  $A_2 A_1 F$  найдем:

$$\Delta Y = |A_1 F| = |A_1 A_2| \sin \varphi; \quad (4)$$

$$\Delta X = |A_2 F| = |A_1 A_2| \cos \varphi. \quad (5)$$

Подставив выражения (2) и (3) в формулу (4), получим выражение

$$\begin{aligned} \Delta Y &= 2 \sin \frac{\gamma}{2} \sqrt{a^2 + (b + d)^2} \sin \left( \beta - \frac{\gamma}{2} \right) = \\ &= \sqrt{a^2 + (b + d)^2} \left[ \sin \gamma \sin \beta - 2 \sin \frac{\gamma}{2} \cos \beta \right], \end{aligned} \quad (6)$$

для которого в общем случае имеем:

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \pm \sqrt{\frac{1 - \cos \gamma}{2}}.$$

Для рассматриваемого случая имеет смысл только знак «+», так как угол  $\gamma$  лежит в первом квадранте. После преобразования выражения (6) получим:

$$\Delta Y = \sqrt{a^2 + (b + d)^2} \left[ \sin \gamma \sin \beta - (1 - \cos \gamma) \cos \beta \right]. \quad (7)$$

Подобным же образом при подстановке равенств (2) и (3) в формулу (5) получим:

$$\Delta X = \sqrt{a^2 + (b + d)^2} \left[ \sin \gamma \cos \beta + (1 - \cos \gamma) \sin \beta \right]. \quad (8)$$

Используя формулу (1), найдем:

$$\begin{aligned} \sin \gamma &= \sin \left( \text{arctg} \frac{d + \delta}{c} - \arcsin \frac{d}{\sqrt{c^2 + d^2}} \right) = \\ &= \sin \left( \text{arctg} \frac{d + \delta}{c} \right) \cos \left( \arcsin \frac{d}{\sqrt{c^2 + d^2}} \right) - \\ &- \sin \left( \arcsin \frac{d}{\sqrt{c^2 + d^2}} \right) \cos \left( \text{arctg} \frac{d + \delta}{c} \right). \end{aligned}$$

Применив к формулам (7) и (8) правила взаимосвязи тригонометрических функций [11], получим:

$$\sin \alpha = \frac{\text{tg} \alpha}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha}};$$

$$\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = \frac{1}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha}}.$$

После преобразований погрешности  $\Delta X$  и  $\Delta Y$  будут иметь вид:

$$\Delta Y = \sqrt{a^2 + (b+d)^2} \left[ \frac{c\delta}{\sqrt{c^2 + (d+\delta)^2} \sqrt{c^2 + d^2}} \sin\beta - \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{c^2 \delta^2}{(c^2 + (d+\delta)^2)(c^2 + d^2)}} \right) \cos\beta \right]; \quad (9)$$

$$\Delta X = \sqrt{a^2 + (b+d)^2} \left[ \frac{c\delta}{\sqrt{c^2 + (\delta^2 + d^2)^2} \sqrt{c^2 + d^2}} \cos\beta + \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{c^2 \delta^2}{(c^2 + (d+\delta)^2)(c^2 + d^2)}} \right) \sin\beta \right]. \quad (10)$$

Эксперименты показали, что погрешности срабатывания датчика находятся в диапазоне  $3 \div 4,2$  мкм [12]. Остальные параметры ( $a, b, c, d$ ) несоизмеримо больше величины  $\delta$ , следовательно, правомерно полагать, что

$$\frac{c^2 \delta^2}{(c^2 + (d+\delta)^2)(c^2 + d^2)} \rightarrow 0;$$

$$(d+\delta)^2 \rightarrow d^2.$$

Тогда из выражений (9) и (10) получим:

$$\Delta Y \cong \frac{c\delta \sin\beta \sqrt{a^2 + (b+d)^2}}{c^2 + d^2}; \quad (11)$$

$$\Delta X \cong \frac{c\delta \cos\beta \sqrt{a^2 + (b+d)^2}}{c^2 + d^2}. \quad (12)$$

**Погрешности контрольной головки при разной длине щупа**

$b$ , мм	$\Delta Y$ , мм	$\Delta X$ , мм
10	0,00179	0,00180
20	0,00180	0,00269
30	0,00179	0,00360
40	0,00180	0,00450
50	0,00179	0,00540
60	0,00179	0,00809
70	0,00180	0,00780
80	0,00179	0,00809
90	0,00180	0,00899
100	0,00179	0,00989

По формулам (11) и (12) можно с достаточной точностью определить погрешности  $\Delta X$  и  $\Delta Y$ .

Например, при параметрах:  $a = 20$  мм;  $c = 30$  мм;  $d = 10$  мм;  $\delta = 0,003$  мм получим:

$$\sin\beta = \frac{\Delta Y(30^2 + 10^2)}{30 \cdot 0,003 \sqrt{20^2 + (b+10)^2}};$$

$$\cos\beta = \frac{\Delta X(30^2 + 10^2)}{30 \cdot 0,003 \sqrt{20^2 + (b+10)^2}}.$$

Тогда

$$\Delta Y = 9 \cdot 10^{-5} \sin\beta \sqrt{400 + (b+10)^2};$$

$$\Delta X = 9 \cdot 10^{-5} \cos\beta \sqrt{400 + (b+10)^2}.$$

Показатели точности контрольной головки при разной длине  $b$  щупа приведены в таблице.

Таким образом, точность контроля параметров детали зависит от выбора длины измерительного щупа.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вальков В. М.** Контроль в ГАП. Л.: Машиностроение, 1986. 232 с.
2. **Ратмиров В. А.** Управление станками гибких производственных систем. М.: Машиностроение, 1987. 272 с.
3. **Гибкие** производственные комплексы / Под ред. П. Н. Белянина, В. А. Лещенко. М.: Машиностроение, 1984. 384 с.
4. **Гибкое** автоматическое производство / Под ред. С. А. Майорова, Г. В. Орловского, С. Н. Халкиопова. Л.: Машиностроение, 1985. 454 с.
5. **Основы** автоматизации измерений / В. Б. Коркин, Т. В. Григорьянц, Э. Ф. Макаров и др. М.: Изд-во стандартов, 1991. 256 с.
6. **Авт. св. 1599646 СССР:** М Кл G01B, 7/02. Головка для допускового контроля размеров.
7. **Пат. 80228 Рос. Федерации:** МПК G01B, 7/02. Головка для контроля размеров.
8. **Пат. 80229 Рос. Федерации:** МПК G01B, 7/02. Измерительная головка.
9. **Пат. 87514 Рос. Федерации:** МПК G01B, 7/02. Контрольная головка.
10. **Пат. 188494 Рос. Федерации:** МПК G01B, 7/02. Головка для допускового контроля размеров.
11. **Справочник** по математике для научных работников и инженеров / Под ред. Г. Корн, Т. Корн. М.: Наука, 1970. 720 с.
12. **Либерман Я. Л.** Системы мониторинга для металлорежущих станков. Екатеринбург: УГТУ, 2000. 99 с.

Н. М. РАСУЛОВ, д-р техн. наук, У. М. НАДИРОВ, канд. техн. наук, М. З. АЛЕКБЕРОВ (Азербайджанский технический университет, г. Баку), e-mail: nariman.rasulov@yahoo.com, n\_ugurlu@mail.ru, mursal.alakbarov@mail.ru

## Обобщенная система технологических связей при механической обработке и ее применение

Разработана концепция обобщенной системы технологических связей, отражающая особенности формирования различных показателей качества поверхностей, получаемых механической обработкой. Получен обобщающий критерий для комплексной оценки качества изготовления деталей.

**Ключевые слова:** качество, связь, модель, механическая обработка, обобщающая система, критерий качества.

The concept of a generalized system of technological connections was developed, which reflects the features of the formation of various surface quality indicators obtained by machining. A generalizing criterion for a comprehensive assessment of the quality of parts manufacturing is obtained.

**Keywords:** quality, connection, model, machining, generalizing system, quality criterion.

Для машиностроительной отрасли характерно постоянное совершенствование и повышение качества продукции, что обуславливает применение прогрессивных методов оценки их эксплуатационных показателей. Рациональным решением в этом направлении является выявление общих (характерных) и конкретных (локальных) связей между производственными показателями (показателями качества изготовления) и эксплуатационными показателями качества изделия [1–8]. Поэтому остаются актуальными исследования связей производственных показателей качества и разработка критериев их оценки.

Показатели качества поверхностей (точность размеров, точность формы, шероховатость и пр.), получаемых механической обработкой при изготовлении деталей, во многом зависят от множества технологических факторов и их связей. Установлению функциональных связей между показателями качества обработки и значимыми технологическими факторами посвящены многочисленные научные исследования [6, 9–12]. Однако до сих пор не разработана концепция обобщенной системы связей, учитывающей особенности всех видов механи-

ческой обработки, которая позволяла бы эффективно управлять показателями качества и находить рациональные технологические решения при механической обработке.

Цели настоящей работы — разработка обобщающей системы связей между входными и выходными параметрами технологической системы при механической обработке деталей, получение обобщающих критериев качества изготовленных изделий и методики их использования.

Для построения обобщенной системы технологических связей при механической обработке деталей были проанализированы научные исследования и производственный опыт машиностроительных предприятий по формированию поверхностей при разных видах механической обработки и разных показателях качества [5, 13–16], выполнена систематизация связей входных и выходных параметров.

На основе обобщенной системы технологических связей составлена модель качества механической обработки изделия. Так как совокупность параметров качества каждого элемента, входящего в изделие, определяет его качество в целом, то аналитическая модель качества имеет вид:

$$f(M_i, Z_j, D_k, C_n) = \begin{cases} \langle m_1, m_2, m_3, \dots, m_i \rangle; \\ \langle F_{z1}, P_{z2}, O_{z3}, O_{nz4}, P_{gz5}, P_{cz6}, \dots \rangle; \\ \langle F_{d1}, P_{d2}, O_{d3}, O_{nd4}, P_{gd5}, P_{cd6}, \dots \rangle; \\ \langle Y_1, Y_2, Y_3, \dots, Y_n \rangle, \end{cases}$$

где  $M_i$ ,  $Z_j$  и  $D_k$  — множества показателей качества материала, заготовки, детали;  $C_n$  — множество показателей качества сборки узлов и изделия;  $m_1, m_2, \dots, m_i$  — связи, формирующие параметры качества материала;  $F_{z1}$  и  $F_{d1}$  — связи, формирующие параметры геометрической формы заготовки и детали;  $P_{z2}$  и  $P_{d2}$  — связи, формирующие качество получаемых размеров заготовки и детали;  $O_{z3}$ ,  $O_{d3}$  и  $O_{nz4}$ ,  $O_{nd4}$  — связи, формирующие показатели качества расположения и ориентации поверхностей

соответственно заготовки и детали;  $P_{г35}$ ,  $P_{гд5}$  и  $P_{с36}$ ,  $P_{сд6}$  — связи, формирующие геометрические показатели и показатели поверхностных слоев заготовки и детали;  $Y_1$  — связи, формирующие качество соединений отдельных элементов;  $Y_2$  — связи, формирующие качество сопряженных элементов;  $Y_3$  — связи, формирующие качество взаимного положения сборочных единиц (узлов);  $Y_4$  — связи, формирующие качество взаимного положения элементов изделия.

Была сформирована модель подсистемы проектного качества изделия, выполнено сравнение двух моделей.

Таким образом, разработана обобщающая система технологических связей (рисунок), отражающая особенности формирования показателей качества поверхностей при всех видах механической обработки. На основании обобщающей системы технологических связей составлена системная модель качества при механической обработке.

Полученная обобщенная система технологических связей позволяет решать любые технологические задачи, связанные с формированием различных поверхностей. Так, с учетом статических, кинематических и динамических составляющих технологических связей при сьеме материала с поверхности

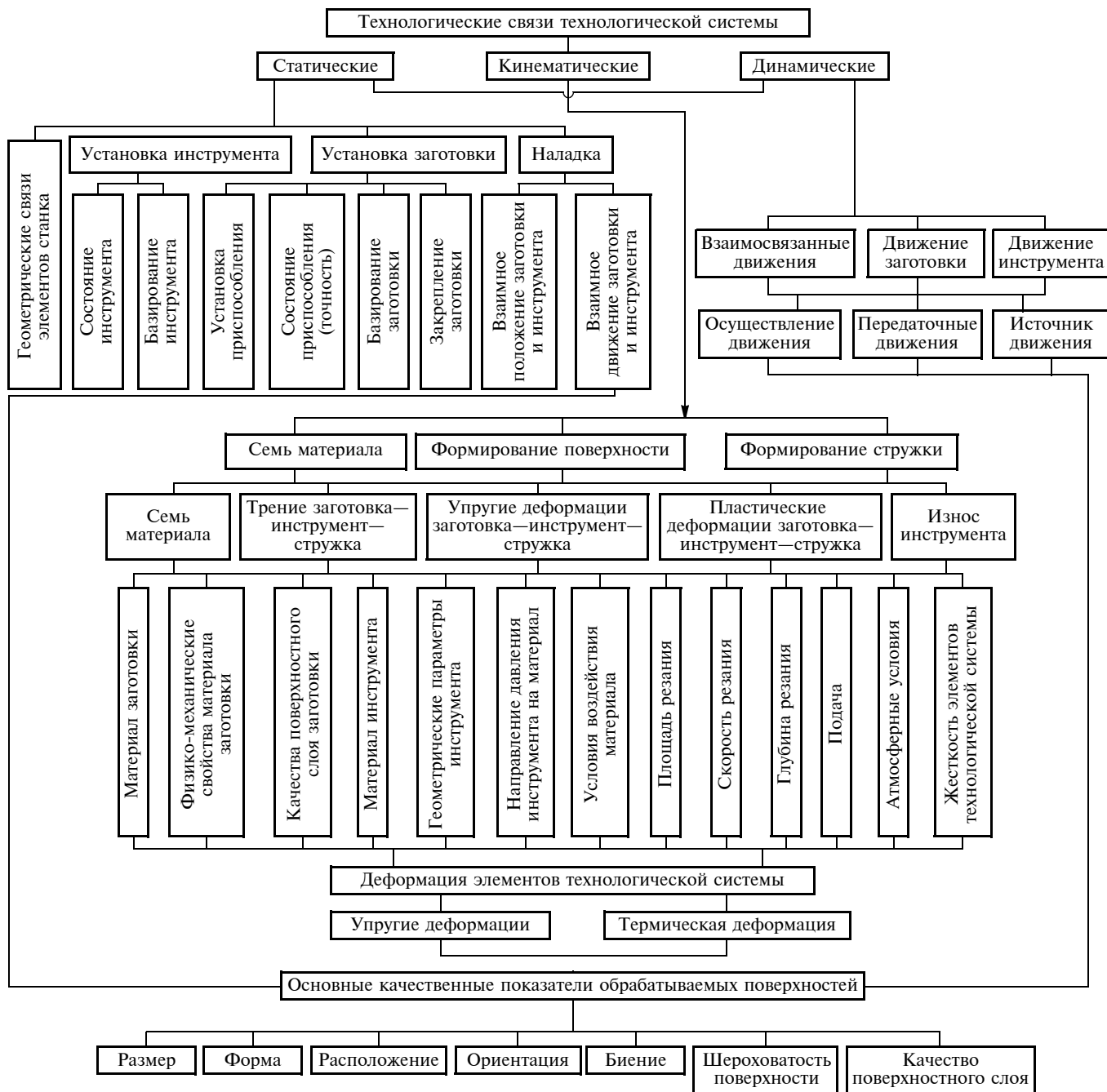


Схема обобщенной системы технологических связей при механической обработке

зубьев колес эвольвентного профиля при шлифовании методом копирования получены зависимости, позволяющие определить минимальные и максимальные значения припуска под шлифование [17].

### Математическая модель обобщенного критерия качества изготовления деталей

Также была разработана математическая модель критерия для комплексной оценки качества изготовления деталей в виде коэффициента  $K_k$  качества по отдельным выходным параметрам изготовления. При разработке критерия качества было принято, что верхний нормативный (фактический) предел любого показателя качества равен единице, а нижний — нулю [7, 18].

Критерии качества изготовления деталей должны количественно оценивать выходные параметры детали после их формирования, ограничивающие эксплуатационные показатели изделия, включая срок его службы.

Качество детали определяется точностью размеров и формы, а также качеством поверхностных слоев и шероховатостью получаемых обработкой поверхностей [19—23].

Если при изготовлении партии деталей обеспечивается номинальный размер  $A$  с допустимыми предельными отклонениями  $es$  и  $ei$ , а верхний предельный размер с отклонением  $es$  обеспечивает наивысшие эксплуатационные показатели, то коэффициент качества составит  $K_k = 1$ , при этом для нижнего предельного размера  $K_k = 0,5$ . Для деталей с промежуточными размерами  $[(A + ei) \leq (A + x) \leq (A + es)]$  зависимость между  $K_k$  и размером  $(A + x)$  будет иметь параболический характер.

С учетом влияния каждого параметра на ресурс детали получена математическая модель комплексной оценки качества изделия, обобщающая все критерии.

Аналитическая связь между  $K_k$  и  $f(A + x_i)$  имеет вид:

$$K_k = \frac{1}{t} \left[ \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{\alpha_i IT_i}{IT_i + (es_i - x_i)} + \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \frac{\beta_j IT_j}{IT_j + (es_j - x_j)} + \dots \dots + \frac{1}{k} \sum_{y=1}^k \frac{\gamma_y IT_y}{IT_y + (es_y - x_y)} \right],$$

где  $t$  — число однотипных параметров, ограничивающих качество детали;  $n$ ,  $m$  и  $k$  — числа однотипных показателей (размеры, формы, шероховатости поверхностей), влияющие на эксплуатационные показатели изделия;  $x_i$  — искомое отклонение  $i$ -го показателя ( $ei \leq x \leq es$ );  $IT_i$ ,  $IT_j$  и  $IT_y$  — допуски соответственно на размер, форму и шероховатость

поверхностей [24];  $es_i$ ,  $es_j$  и  $es_y$  — верхние предельные отклонения;  $x_i$ ,  $x_j$  и  $x_y$  — искомые значения размера, формы и неровностей поверхности конкретной детали;  $\alpha_i$ ,  $\beta_j$  и  $\gamma_y$  — коэффициенты значимости соответствующего параметра при формировании ресурса изделия;  $i$ ,  $j$  и  $y$  — числа показателей на размеры, формы и качество поверхностей детали.

Таким образом, получен обобщающий критерий качества механической обработки, применение которого в совокупности с автоматизированным определением выходных параметров обработки поверхностей позволит повысить эксплуатационные показатели продукции.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ Р 51901.3—2007** (IEC 60300-2:2004). Национальный стандарт РФ. Менеджмент риска. Руководство по менеджменту надежности. М.: Стандартинформ, 2008. 44 с.
2. **Кузнецов К. А.** Методы, модели и средства повышения эффективности оценки технического состояния и остаточного ресурса технических устройств // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 1. С. 3—43.
3. **Плахотникова Е. В., Протасьев В. Б.** Современные проблемы управления качеством при производстве технических систем // Стандарты и качества. 2015. № 9 (939). С. 102—103.
4. **Расулов Н. М.** Управление качеством изделия в процессе его изготовления // Вестник машиностроения. 2013. № 2. С. 83—86.
5. **Справочник** технолога машиностроителя / Под ред. А. М. Дальского, А. Г. Косиловой, Р. К. Мещерякова и др. М.: Машиностроение, 2003. 912, 944 с.
6. **Базров Б. М.** Основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2005. 736 с.
7. **Расулов Н. М., Надиров У. М.** Подход к оценке качества изготовления деталей в приборостроении // Науч.-техн. вестник информационных технологий, механики и оптики. 2019. Т. 19. № 4. С. 747—755.
8. **Расулов Н. М., Надиров У. М., Гусейнов Г. Р.** Связи производственных и эксплуатационных показателей качества изделий // Вестник машиностроения. 2014. № 11. С. 85—88.
9. **Обеспечение** точности формы отверстий, полученных фрезерованием с винтовой интерполяцией на обрабатывающих центрах с ЧПУ / В. А. Стельмаков, В. М. Давыдов, А. В. Никитенко, М. Р. Гимадеев // Вестник машиностроения. 2018. № 12. С. 73—76.
10. **Сулов А. Г., Дальский А. М.** Научные основы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 2002. 640 с.
11. **Identification** of static surface form errors from cutting force distribution in flat-end milling processes / A. Mehmet, U. Mehmet, C. Abdulkadir et al. // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2015. Vol. 37. Is. 3. P. 1001—1013.
12. **Nadirov U. M., Rasulov N. M.** Analysis and mathematical model of the circumferential accuracy of the groove cut on the surface of rotation // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2019. Vol. 41. № 9. P. 481—492. DOI: org/10.1007/s40430-019-1988-0.
13. **Бобров В. Ф.** Основы теории резания металлов. М.: Машиностроение, 1975. 344 с.



М. А. ШАВВА, канд. техн. наук (АО «ВНИИИНСТРУМЕНТ»), С. В. ГРУБЫЙ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: katapu@mail.ru

## Алмазное шлифование твердосплавных пуансонов шлифовальными кругами с многослойным композиционным электролитическим покрытием

Рассматривается финишное алмазное шлифование параболической поверхности пуансона из твердого сплава шлифовальным кругом с многослойным композиционным электролитическим покрытием. Рассчитаны силы резания, действующие на единичное зерно. Определены режимы резания, обеспечивающие высокую стойкость инструмента и требуемое качество обрабатываемой поверхности.

**Ключевые слова:** алмазное шлифование, шлифовальный круг, многослойное композиционное электролитическое покрытие, качество, обрабатываемая поверхность, силы резания.

The finish diamond grinding of a parabolic surface of a hard alloy punch with a grinding wheel with a multilayer composite electrolytic coating is considered. The cutting forces acting on a single grain are calculated. The cutting conditions that provide high tool life and the required quality of the machined surface are determined.

**Keywords:** diamond grinding, grinding wheel, multilayer composite electrolytic coating, quality, machined surface, cutting forces.

На сегодняшний день остается актуальным совершенствование прецизионного шлифования составных частей пресс-форм из твердых сплавов,

которые используют при изготовлении оптических линз и, в частности, линз Френеля [1–3]. В виду высоких требований, предъявляемых к качеству и точности поверхностей пресс-форм, использование традиционных методов обработки снижает производительность. Поэтому для этих целей было предложено применять алмазные шлифовальные круги (ШК) с многослойным композиционным электролитическим покрытием [4–6].

На основу из коррозионностойкой стали последовательно наносят слои: адгезионный; активированный; сплав, обеспечивающий гашение силового воздействия; инертный сплав для зарастивания монокристаллов; активированный слой; защитный высокотвердый сплав, слой монокристаллов алмазов [4]. Технология нанесения покрытия позволяет получать требуемые свойства: равномерное распределение зерен; вылет зерен из связки на половину среднего размера; точность формы режущей поверхности ШК, равную точности стального основания. При этом минимальная погрешность формы обработанной поверхности обеспечивается кинематическими движениями сверхточного станка. Основной недостаток рассматриваемых ШК заключается в зависимости его стойкости от прочности композиционного электролитического покрытия — связ-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 38)

14. **Разработка** новой теории тепловых процессов резания. 8. Определение режимов резания, оптимальных по стойкости инструмента / А. Л. Воронцов, Н. М. Султан-заде, А. Ю. Албагачиев, А. И. Савкин // Вестник машиностроения. 2011. № 9. С. 74–77.

15. **Грановский Г. И., Грановский В. Г.** Резание металлов. М.: Высшая школа, 1985. 304 с.

16. **Quality** in the machining: characteristics and techniques to obtain good results / С. Н. Lauro, L. С. Brandro, S. M. Ribeiro Filho, J. Paulo Davim. New York: Davim, JP. Manufacturing Engineering: new research. Nova Publishers, 2015. P. 51–75.

17. **Mammadov A. S., Alakbarov M. Z., Rasulov N. M.** Formation of allowance when the grinding the teeth of gears by copying method // International Journal of Engineering Sciences & Research Technologi. 2018. Vol. 7. N. 10. P. 1–5.

18. **Расулов Н. М., Надиров У. М., Шабиев Э. Т.** Новый метод оценки качества изготовления деталей // Сб. науч. тр. «Современные методы и технологии создания и обработки материалов». Технология и оборудование мех. и физико-тех. обработки. Минск: ФТИ НАН Беларуси, 2014. С. 434–443.

19. **Горбашко Е. А., Виноградов Л. В., Любаева В. А.** Развитие методов оценки качества продукции // Стандарты и качество. 2015. № 10. С. 77–95.

20. **ГОСТ Р ИСО 21747—2010.** Статистические методы. Статистики пригодности и воспроизводимости процесса для количественных характеристик качества. М.: Изд-во стандартов, 2012. 28 с.

21. **ГОСТ Р 53442—2009** (ИСО 1101:2004). Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы, ориентации, месторасположения и биения. М.: Изд-во стандартов, 2012. 58 с.

22. **Соломахо В. Л., Дадьков К. И.** Комплекс статистических показателей для оценки качества процесса // Стандартизация. 2007. № 1. С. 38–42.

23. **Oliveira De, Linhares A., Donatelli G. D.** Historical measurement data reuse and similarity analysis for dimensional production tolerancing of injected plastic parts // Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering. 2017. Vol. 39. Is. 10. P. 4161–4175.

24. **ГОСТ 25346—89** (ISO 286-1—88). Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. М.: Изд-во стандартов, 1990. 25 с.

ки. Вырыв зерен из связки под действием сил резания становится причиной брака обрабатываемой поверхности. При этом восстановление режущих свойств ШК возможно только стравливанием покрытия с повторным нанесением. Таким образом, основной задачей при обработке ШК с многослойным композиционным электролитическим покрытием является правильный выбор режима резания, обеспечивающего высокую стойкость ШК и требуемое качество обрабатываемой поверхности.

### Силы резания при алмазном шлифовании

Рассмотрим процесс финишной обработки пуансонов из твердого сплава ВК8 ШК с многослойным композиционным электролитическим покрытием. Схема обработки показана на рис. 1.

Пуансон представляет собой тело вращения  $\varnothing 12$  мм с фасонной параболической поверхностью на торце. К рабочей фасонной поверхности предъявляются следующие требования: параметр шероховатости  $Ra < 0,012$  мкм (13-й класс, ГОСТ 2789–73,  $Rz = 0,1$ ), погрешность формы не более  $\pm 0,2$  мкм.

Торцевую и параболическую поверхности пуансона обрабатывают радиусной частью ШК:  $n_1$  — частота вращения ШК,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $n_2$  — частота вращения заготовки,  $\text{мин}^{-1}$ ;  $S_{\text{поп}}$  — поперечная подача

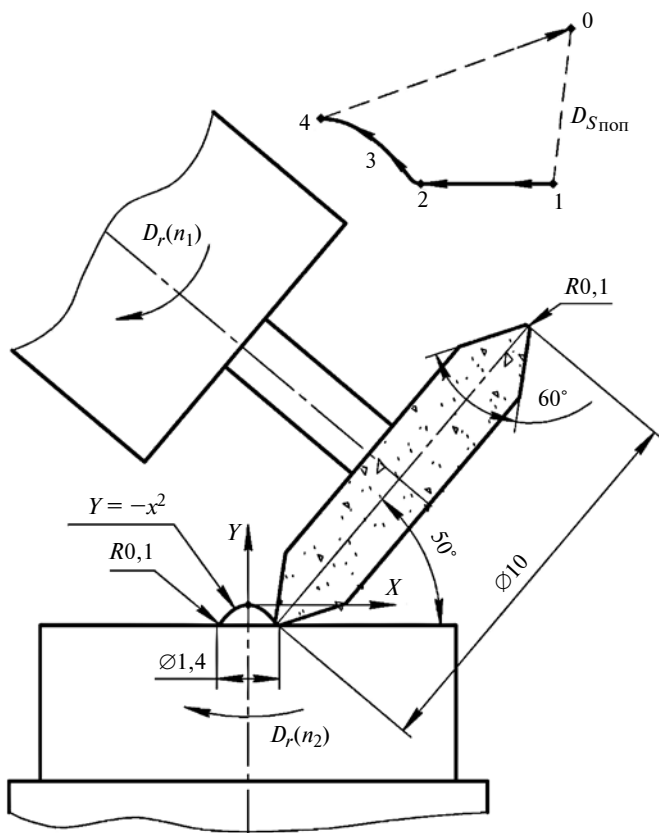


Рис. 1. Схема обработки поверхности пуансона ШК с многослойным композиционным электролитическим покрытием

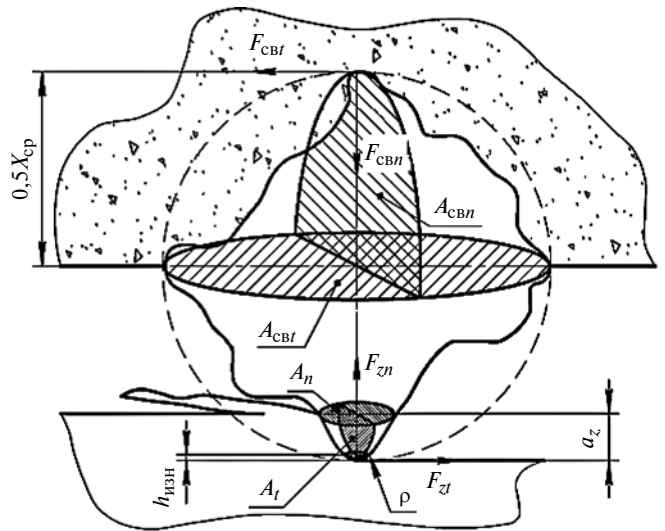


Рис. 2. Расчетная схема для определения составляющих силы резания и силы, удерживающей зерно в связке

ШК, мм/мин. Для обеспечения необходимой формы поверхности ШК наклонен на угол  $\alpha = 50^\circ$ .

Составляющие силы резания при шлифовании, действующей на вершину алмазного зерна, должны быть меньше, чем составляющие силы, удерживающей алмазное зерно в связке (рис. 2) [7–9]:

$$\left. \begin{aligned} F_{zn}(A_n) &< F_{cbn}(A_{cbn}); \\ F_{zt}(A_t) &< F_{cbt}(A_{cbt}), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $F_{zn}$  и  $F_{zt}$  — нормальная и тангенциальная составляющие силы резания, действующей на вершину алмазного зерна (функции от площади контакта вершины зерна и материала);  $F_{cbn}$  и  $F_{cbt}$  — нормальная и тангенциальная составляющие силы, удерживающей алмазное зерно в связке (функции от площади контакта поверхности алмазного зерна со связкой);  $A_n$  и  $A_t$  — проекции площади контакта вершины алмазного зерна с обрабатываемым материалом в нормальном и тангенциальном направлениях;  $A_{cbn}$  и  $A_{cbt}$  — проекции площади контакта поверхности алмазного зерна со связкой в нормальном и тангенциальном направлениях.

Принимаем следующие допущения: зерно представляем в виде сферы с радиусом, равным среднему размеру зерна; его режущую вершину представляем в виде конуса с радиусом скругления  $\rho = 0,1x_{cp}$ .

Тогда составляющие силы, удерживающей зерно в связке, имеют вид:

$$\left. \begin{aligned} F_{cbn}(A_{cbn}) &= A_{cbn} \sigma_{cb}; \\ F_{cbt}(A_{cbt}) &= A_{cbt} \sigma_{cb}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где  $\sigma_{cb}$  — прочность связки ШК на сжатие.

Нормальная и тангенциальная составляющие силы резания, действующей на зерно, — функции от толщины срезаемого слоя и износа [10]:

$$\left. \begin{aligned} F_{zn} &= \sigma_{-B} A_n(a_z h_{изн}); \\ F_{zt} &= \sigma_{-B} A_t(a_z h_{изн}) + \mu \sigma_{-B} A_f(a_z h_{изн}) + \\ &+ \mu \sigma_{-B} A_n(a_z h_{изн}), \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где  $\sigma_{-B}$  — предел прочности на сжатие обрабатываемого материала;  $\mu$  — коэффициент трения между алмазным зерном и обрабатываемым материалом;  $a_z$  — толщина срезаемого слоя единичным зерном;  $h_{изн}$  — определяющий размер износа алмазного зерна.

### Расчет толщины срезаемого слоя

Расчетная схема для определения толщины срезаемого слоя единичным зерном приведена на рис. 3. Приняты обозначения:  $O_1$  — центр ШК;  $O_3$  — центр заготовки;  $O_2$  — центр ШК при повороте заготовки на угол  $\beta = 2\pi n_2/n_1$ ;  $t$  — глубина резания;  $r_1$  и  $r_2$  — радиусы ШК и заготовки.

Для определения толщины  $a_z$  срезаемого слоя единичным зерном необходимо найти координаты точек 1 и 2. Для этого запишем уравнение окружности ШК с центром  $O_1$ :

$$x^2 + y^2 = r_1^2. \quad (4)$$

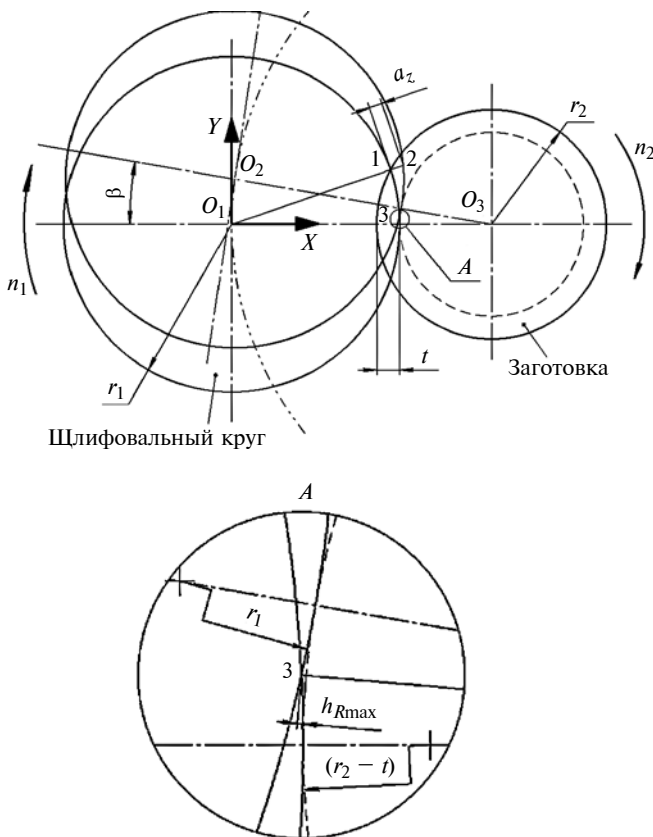


Рис. 3. Расчетная схема толщины  $a_z$  срезаемого слоя

Уравнение окружности ШК с центром  $O_2$ :

$$(x - x_{O_2})^2 + (y - y_{O_2})^2 = r_1^2, \quad (5)$$

где  $x_{O_2} = (r_1 + r_2 - t) - (r_1 + r_2 - t)\cos\beta$ ;  $y_{O_2} = (r_1 + r_2 - t)\sin\beta$ .

Уравнение окружности заготовки с центром  $O_3$ :

$$(x - r_1 - r_2 + t)^2 + y^2 = r_2^2. \quad (6)$$

С учетом выражений (4) и (6) определим координаты точки 1:

$$x_1 = 0,5(r_1^2 - r_2^2 + (r_1 + r_2 - t)^2 / (r_1 + r_2 - t)); \quad (7)$$

$$y_1 = \sqrt{r_1^2 - x_1^2}. \quad (8)$$

С учетом выражений (5) и (6) определим координаты точки 2:

$$x_2 = [(x_{O_2} + y_1 y_{O_2} / x_1) \pm 0,5\sqrt{D}] \times \\ \times (1 + (y_1/x_1)^2)^{-1}; \quad (9)$$

$$y_2 = y_1 x_2 / x_1, \quad (10)$$

где  $D = 4(x_{O_2} + y_1 y_{O_2} / x_1)^2 - 4(1 + (y_1/x_1)^2)(x_{O_2}^2 + y_{O_2}^2 - r_1^2)$ .

По формулам (7)–(10) находим толщину срезаемого слоя за один оборот ШК:

$$a = (\sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2}) / \cos\alpha. \quad (11)$$

С учетом равномерного расположения зерен расстояние  $l_f$  между центрами зерен можно принять равным для всех направлений. Концентрация зерен в ШК позволяет принять допущение:  $l_f \approx 2x_{ср}$ , где  $x_{ср}$  — средний размер алмазного зерна. Толщина срезаемого слоя за один оборот ШК равномерно распределяется между зернами в условном ряду. При этом по радиусу ШК число зерен в ряду составляет  $N = 2r_1/l_f$ . С учетом числа рабочих зерен в ряду угол поворота заготовки на единичное зерно составляет  $\beta_z = 2\pi n_2 / (n_1 N)$ . Толщину  $a_z$  срезаемого слоя единичным зерном рассчитываем по формулам (5)–(11) с учетом  $\beta_z$ .

### Расчет износа алмазного зерна

При окончательном шлифовании целесообразно использовать режим частичного самозатачивания ШК, обеспечивающий незначительный износ алмазного зерна [11]. Изнашивание алмазного зер-

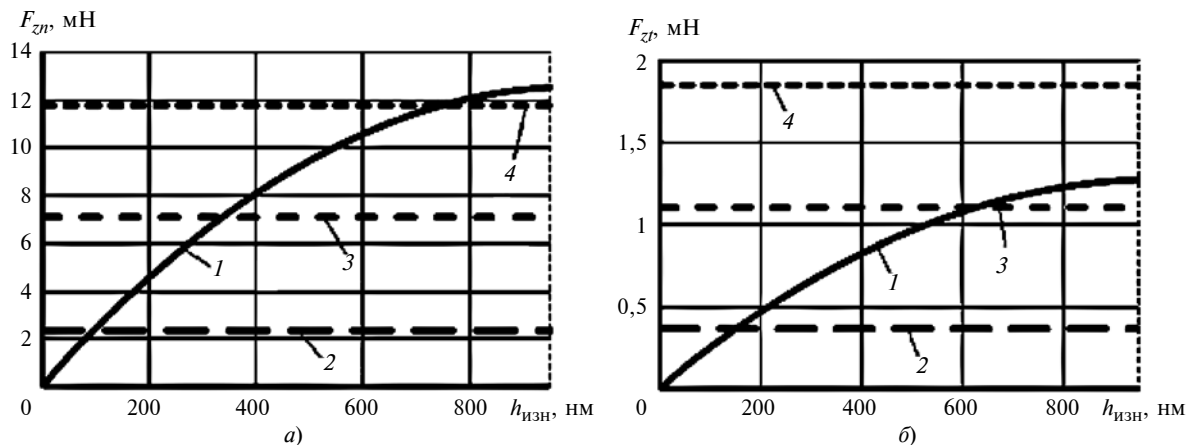


Рис. 4. Зависимости нормальной  $F_{zn}$  (а) и тангенциальной  $F_{zt}$  (б) составляющих (1) силы резания на единичное зерно от износа  $h_{изн}$  алмазного зерна и сил  $F_{свн}$  и  $F_{свт}$  (2–4) удержания зерна в связке, рассчитанные по формуле (2), соответственно при  $\sigma_{св} = 10, 30$  и  $50$  МПа

на обусловлено трением об обрабатываемый материал, при этом работа силы трения составляет [12]:

$$A_{тр} = \mu L_z F_{zn}(a_z, h_{изн}),$$

где  $L_z$  — путь резания алмазного зерна;  $F_{zn}$  — нормальная составляющая силы, зависящей от толщины  $a_z$  срезаемого слоя и износа  $h_{изн}$  режущей вершины зерна.

Работа силы трения между зерном и обрабатываемым материалом расходуется на изнашивание алмазного зерна с выделением теплоты. Энергия, затраченная на изнашивание алмазного зерна, определяется выражениями [12, 13]:

$$Q_{изн} = \sigma_z^2 V_{изн}(h_{изн}) K_q E_z^{-1},$$

где  $\sigma_z$  и  $E_z$  — предел прочности на сжатие и модуль упругости алмазного зерна;  $K_q$  — коэффициент, учитывающий энергию, затраченную на изнашивание алмазного зерна и работу силы трения;  $V_{изн}(h_{изн})$  — объем износа зерна.

Таким образом, определяющий размер износа алмазного зерна имеет вид:

$$h_{изн} \approx \sqrt{\mu L_z E_z F_{zn}(a_z, h_{изн}) K_q (\pi \sigma_z^2 \rho)^{-1}}. \quad (12)$$

На рис. 4 приведены зависимости составляющих силы резания от износа, анализ которых показал, что с увеличением износа алмазного зерна составляющие силы резания возрастают, и зерно может быть вырвано из связки.

### Расчет шероховатости поверхности

Рассмотрим составляющие шероховатости поверхности в продольном и поперечном направлениях. Расчетная схема для определения шерохова-

тости обрабатываемой поверхности в направлении вращения заготовки приведена на рис. 2. Высота остаточного профиля определяется выражением:

$$R_{max_{прод}} = \sqrt{y_3^2 + (r_1 + r_2 - t - x_3)^2} - r_2 + t,$$

где

$$x_3 = 0,5x_{O_2} +$$

$$+ 0,5 \sqrt{x_{O_2}^2 - 4(0,25(y_{O_2}^2 + x_{O_2}^2) - r_1^2 y_{O_2}^2 / (y_{O_2}^2 + x_{O_2}^2))},$$

$$y_3 = \sqrt{r_1^2 - x_3^2}.$$

На рис. 5 приведена схема расчета параметра шероховатости в поперечном направлении. При движении ШК зерна оставляют канавки на обработанной поверхности. После первого оборота заготовки расстояние между канавками равно  $l_f$ . За один оборот заготовки ШК сдвигается на вели-

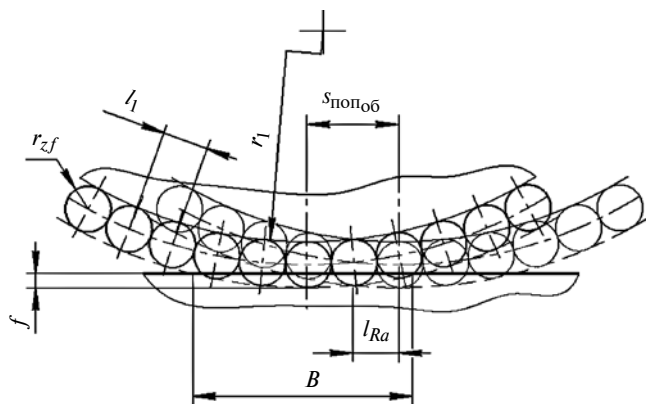


Рис. 5. Расчетная схема параметра  $Ra$  шероховатости в поперечном направлении

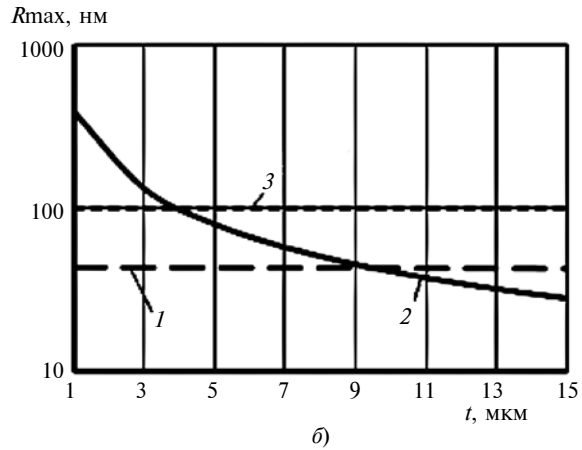
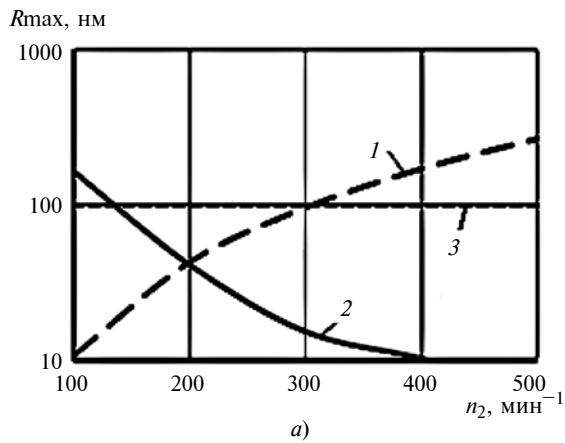


Рис. 6. Зависимости составляющих параметров  $R_{\max}$  шероховатости поверхности от частоты  $n_2$  вращения заготовки при  $n_1 = 6 \cdot 10^4 \text{ мин}^{-1}$  и  $t = 10 \text{ мкм}$  (а) и глубины  $t$  резания при  $n_1 = 6 \cdot 10^4 \text{ мин}^{-1}$  и  $n_2 = 200 \text{ мин}^{-1}$  (б):

1 —  $R_{\max_{\text{прод}}}$ ; 2 —  $R_{\max_{\text{поп}}}$ ; 3 — допустимая шероховатость поверхности

чину  $S_{\text{поп}}/n_2$ . После перемещения ШК на величину  $B = 2r_{\text{кр}} \sin(\arccos((r_{\text{кр}} - t)/r_{\text{кр}}))$ , где  $r_{\text{кр}}$  — радиус скругления ШК, расстояние между канавками составит  $l_{Ra}$ . Время, за которое ШК перемещается на ширину  $B$ , можно определить как  $B/S_{\text{поп}}$ . Число

оборотов, выполненных заготовкой за данное время, составит  $Bn_2/S_{\text{поп}}$ .

Тогда расстояние между канавками, формирующее шероховатость в направлении поперечной подачи, составит:

$$l_{Ra} = l_f S_{\text{поп}} / (Bn_2).$$

Согласно рис. 5 параметр  $R_{\max_{\text{поп}}}$  шероховатости поверхности в поперечном направлении

$$R_{\max_{\text{поп}}} = l_{Ra}^2 / (8\rho) = (l_f S_{\text{поп}} / (Bn_2))^2 / (8\rho).$$

На рис. 6 приведены зависимости продольной и поперечной составляющих параметра шероховатости поверхности от частоты вращения заготовки и глубины резания.

На рис. 7 приведена зависимость параметра  $R_{\max}$  шероховатости поверхности в продольном направлении от частоты вращения ШК, а на рис. 8 — зависимость параметра  $R_{\max}$  шероховатости поверхности в поперечном направлении от поперечной подачи ШК.

Ниже приведены показатели для расчета толщины срезаемого слоя при радиусе скругления ШК  $r_{\text{кр}} = 0,1 \text{ мм}$  и подаче  $S_{\text{поп}} = 0,5 \text{ мм/мин}$ .

**Значения показателей для расчета толщины срезаемого слоя**

Средний размер зерна $x_{\text{ср}}$ , мкм	10
Угол при режущей вершине зерна	85°
Коэффициент заделки зерна в связку	0,5
Расстояние между зернами, мкм	20
Радиус ШК $r_1$ , м	0,005
Радиус заготовки $r_2$ , м	0,0014
Прочность на сжатие обрабатываемого материала $\sigma_{-в}$ , МПа	4000
Прочность на сжатие алмазного зерна $\sigma_z$ , ГПа	100
Модуль упругости алмазного зерна $E_z$ , ГПа	1246
Коэффициент трения между алмазным зерном и заготовкой $\mu$	0,1
Угол наклона ШК при обработке $\alpha$	50°

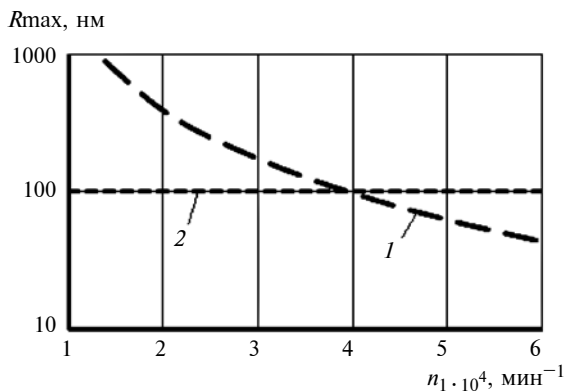


Рис. 7. Зависимость (1) параметра  $R_{\max}$  шероховатости поверхности в продольном направлении от частоты  $n_1$  вращения ШК и допустимая шероховатость поверхности (2)

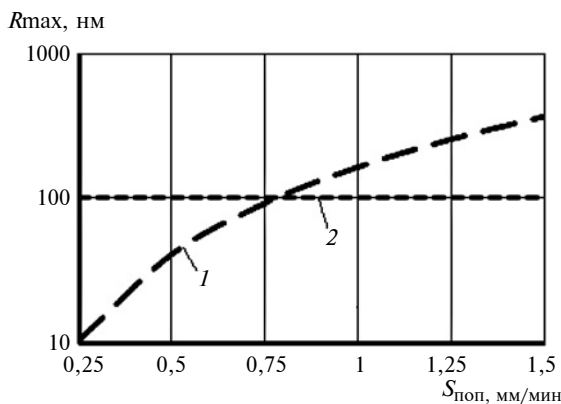


Рис. 8. Зависимость (1) параметра шероховатости поверхности в поперечном направлении от подачи  $S_{\text{поп}}$  ШК и допустимая шероховатость поверхности (2)

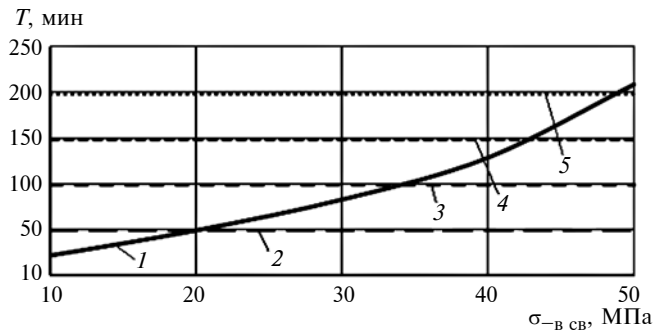


Рис. 9. Зависимости периода  $T$  стойкости инструмента (до выпадения алмазных зерен) от предела прочности  $\sigma_{-в св}$  связки на сжатие:

1 — зависимость стойкости инструмента от прочности связки на сжатие; 2—5 — время, необходимое для обработки фасонной рабочей поверхности 1, 3, 5 и 7 заготовок пуансонов соответственно

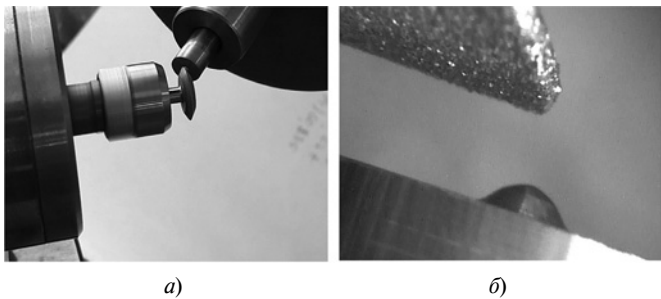


Рис. 10. Алмазное шлифование твердосплавного пуансона (а) и в масштабе 20:1 (б)

Анализ зависимостей, представленных на рис. 6—8, показал, что для обеспечения шероховатости обрабатываемой поверхности в продольном и поперечном направлениях  $R_{max} < 0,1$  мкм при выше указанных параметрах резания необходимо обеспечить следующие режимы резания: частота вращения заготовки не более  $200 \text{ мин}^{-1}$ ; частота вращения ШК не менее  $60\,000 \text{ мин}^{-1}$ ; глубина

резания 10 мкм; поперечная подача ШК не более  $0,5 \text{ мм/мин}$  при радиусе скругления 100 мкм режущей части ШК.

### Определение прочности связки ШК

Расчет, выполненный по формулам (1)—(3), (11) и (12), позволил проанализировать стойкость ШК по критерию выпадения зерна при разной прочности связки (рис. 9).

Расчеты проведены для следующих режимов резания: частота вращения заготовки  $200 \text{ мин}^{-1}$ ; частота вращения ШК  $6 \cdot 10^4 \text{ мин}^{-1}$ ; глубина резания 10 мкм; поперечная подача ШК  $= 0,5 \text{ мм/мин}$  при радиусе скругления 100 мкм режущей части ШК.

Прочность многослойного композиционного электролитического покрытия при закреплении зерен размерами более 80 мкм составляет 50 МПа [15]. При этой прочности связки ШК можно обработать семь заготовок. Однако при закреплении зерен размером 10 мкм прочность закрепления может снизиться. Анализ рис. 9 показал, что при прочности связки 10 МПа до выпадения алмазных зерен ШК можно обработать только одну заготовку.

Время обработки заготовки рассчитывали как отношение длины обрабатываемой траектории к скорости поперечной подачи ШК (см. рис. 1).

### Экспериментальные исследования

Для подтверждения результатов теоретического анализа были проведены совместные исследования АО «ВНИИИНСТРУМЕНТ» и МГТУ им. Н. Э. Баумана по алмазному шлифованию твердосплавных пуансонов.

Обработку пуансонов выполняли на сверхточном станке Асферика-Ф3. Зона обработки показана на рис. 10.

Особенности станка Асферика-Ф3: основные узлы (шпиндель, оси  $X$ ,  $Z$ ) имеют аэростатические опоры; приводы станка оснащены встроенными,

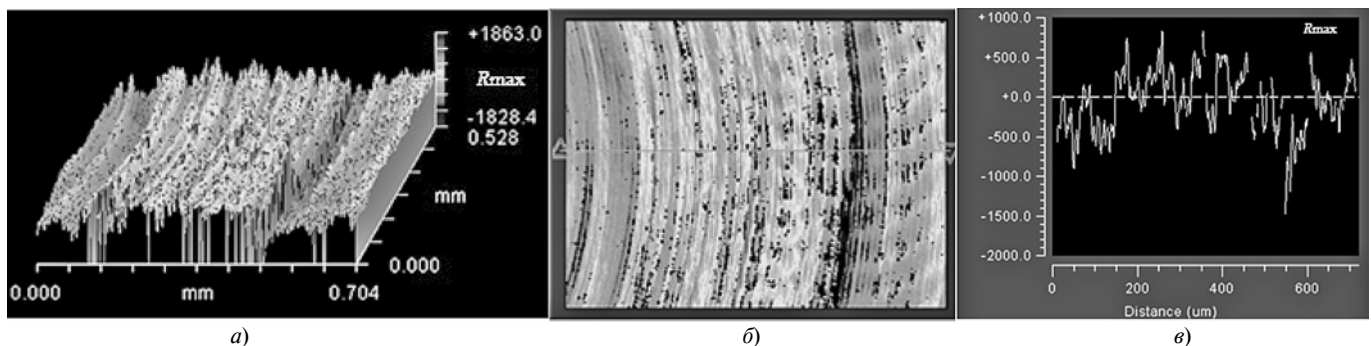


Рис. 11. Результаты метрологического контроля обработанной поверхности твердосплавного пуансона:

а — топограмма обработанной параболической поверхности; б и в — топограмма и профилограмма обработанной торцевой поверхности

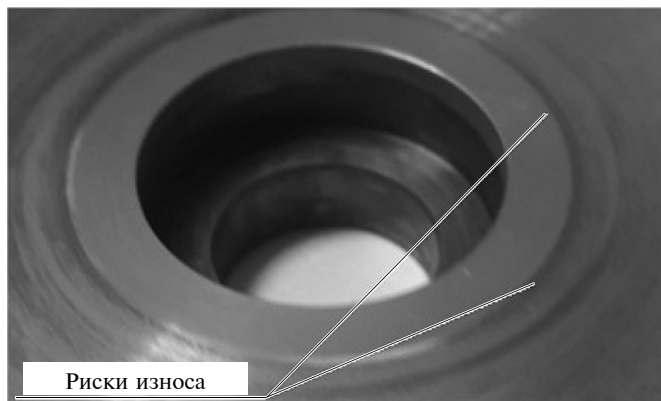


Рис. 12. Изношенные участки с вырванными зернами на поверхности ШК после обработки двух заготовок

синхронными, маловиброактивными двигателями; на станке реализовано одновременное управление по двум линейным координатам.

Эксперименты проводили на следующих режимах: частота вращения заготовки  $200 \text{ мин}^{-1}$ ; частота вращения ШК  $60\,000 \text{ мин}^{-1}$ ; глубина резания  $10 \text{ мкм}$ ; поперечная подача ШК  $0,5 \text{ мм/мин}$  при радиусе скругления  $100 \text{ мкм}$  режущей части ШК.

Метрологический контроль обработанной поверхности осуществляли на интерферометре Zygo-maxim GP 200 (рис. 11).

Шероховатость обработанной поверхности составила  $Ra = 0,03 \text{ мкм}$ ,  $Rmax = 0,12 \text{ мкм}$ . Полученные значения несколько выше расчетных по графикам, приведенным на рис. 6–8. Это объясняется тем, что при расчете учитывается только кинематическая составляющая шероховатости.

На рассматриваемых режимах после обработки двух заготовок на ШК образовались участки с вырванными зернами (рис. 12). Таким образом, на основании выполненных расчетов, графики которых приведены на рис. 9, можно сделать вывод, что прочность связки использованного ШК составляет не более  $20 \text{ МПа}$ .

На основании проведенных расчетов и экспериментальных данных можно сделать следующие выводы по режимам алмазного шлифования твердосплавных пуансонов ШК с многослойным композиционным электролитическим покрытием с учетом требований по прочности связки ШК:

частота вращения заготовки должна составлять  $200 \text{ мин}^{-1}$ ;

частота вращения ШК не менее  $60\,000 \text{ мин}^{-1}$ ;

глубина резания не менее  $10 \text{ мкм}$ ;

поперечная подача ШК не более  $0,5 \text{ мм/мин}$  при радиусе скругления  $100 \text{ мкм}$  режущей части ШК;

прочность связки ШК не менее  $50 \text{ МПа}$ .

Кроме того, необходимо учитывать износ алмазных зерен ШК, который может повлиять на ше-

роховатость обработанной поверхности [16]. Для отмеченных выше условий и режимов обработки стойкость ШК обеспечивает возможность обработки твердосплавных пуансонов.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ultraprecision** grinding of tungsten carbide for spherical mirrors / L. Yin, E. Vancoille, K. Ramesh an et. // Journal Engineering Manufacturing. 2004. Vol. 218. N. 4. P. 419–429.

2. **Precision** grinding of structured tungsten carbide mold / H. Suzuki, T. Furuki, M. Okada an et. // Advanced Material and Research. 2012. Vol. 497. P. 15–19.

3. **Analyses** of Grinding Force Characteristic on High Speed Creep Feed Grinding Tungsten Carbide / Q. Yan, K. Syoji, K. Tanaka an et. // Abrasive Technology: Current Development And Applications I — Proceedings Of The Third Int. Conf. On Abrasive Technology. Singapore: World Scientific, 1999. 556 p.

4. **Review** on monolayer CBN superabrasive wheels for grinding metallic materials / D. Wenfeng, B. Linke, Z. Yejun an et. // Chinese Journal of Aeronautics. 2017. Vol. 30. N. 1. P. 109–134.

5. **Yuan H.-P., Guo D.-M., Gao H.** Electrolytic dressing mechanism of electroplated multilayer abrasive wheel with nickel-cobalt alloy // Journal of Dalian University of Technology. 2012. Vol. 52 (2). P. 197–202.

6. **Venkata Rao R.** Advanced Modeling and Optimization of Manufacturing Processed. London: Springer Science & Business Media, 2010. 380 p.

7. **Балыков А. В.** Формообразование отверстий в деталях из неметаллических материалов алмазным инструментом. М.: МГТУ «СТАНКИН», 2007. 465 с.

8. **Балыков А. В.** Повышение эффективности обработки отверстий в деталях из хрупких неметаллических материалов на основе алмазного сверления: дис. ... д-ра техн. наук: М. 2004. 48 с.

9. **Королев А. В., Тюрин А. Н.** Расчет прочности удержания абразивного зерна связкой // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2008. № 3. С. 100–109.

10. **Шавва М. А.** Методика расчета сил резания при алмазном шлифовании хрупких оптических материалов // Известия вузов. Машиностроение. 2017. № 2 (683). С. 61–69.

11. **Худобин Л. В., Унянин А. Н.** Минимизация засаливания шлифовальных кругов. Ульяновск: УлГТУ, 2007. 298 с.

12. **Вержанский А. П., Дубинин П. И.** Износ алмазного зерна при упругом шлифовании природного камня // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2009. № 11. С. 74.

13. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Камбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.

14. **Креймер Г. С.** Прочность твердых сплавов. М.: Металлургия, 1966. 247 с.

15. **Бахвалов Г. Т.** Новая технология электроосаждения металлов (реверсирование тока в гальваностегии). М.: Металлургия, 1966. 151 с.

16. **Шавва М. А., Грубый С. В.** Анализ взаимосвязи износа круга и сил резания при алмазном шлифовании // Наука и образование. 2014. № 11. С. 137–156.

Е. Н. ЕРЕМИН, д-р техн. наук, А. С. ЛОСЕВ, С. А. БОРОДИХИН, И. А. ПОНОМАРЕВ (Омский ГТУ),  
e-mail: weld\_techn@mail.ru

## Применение боридных соединений для упрочнения стали системы Fe—Ni—Mn—Mo—V—Ti—Nb<sup>1</sup>

Исследования показали, что механизм упрочнения стали 30Н8Г6МЗФТБ, легированной комплексом из карбида и нитрида бора, определяют соединения: Nb<sub>6</sub>C<sub>5</sub>, V<sub>6</sub>C<sub>5</sub>, NbC, Mo<sub>0,72</sub>Nb<sub>0,28</sub>B<sub>2</sub>, VB, Ti<sub>3</sub>N<sub>1,29</sub>, NbN и NbVN<sub>2</sub>, образовавшиеся в результате наплавки порошковой проволокой. Данный материал можно использовать для наплавки деталей, работающих в условия умеренного изнашивания.

**Ключевые слова:** наплавка, никельмарганцево-молибденовая сталь, порошковая проволока, легирование, карбид бора, нитрид бора, дюрометрические свойства.

Studies have shown, that the hardening mechanism of «30Н8Г6МЗФТБ» steel alloyed with a complex of carbide and boron nitride is determined by the compounds: Nb<sub>6</sub>C<sub>5</sub>, V<sub>6</sub>C<sub>5</sub>, NbC, Mo<sub>0,72</sub>Nb<sub>0,28</sub>B<sub>2</sub>, VB, Ti<sub>3</sub>N<sub>1,29</sub>, NbN and NbVN<sub>2</sub> formed as a result of surfacing with flux-cored wire. This material can be used for surfacing parts that work in conditions of moderate wear.

**Keywords:** surfacing, nickel-manganese-molybdenum steel, cored wire, alloying, boron carbide, boron nitride, durometric properties.

Сегодня сталь остается основным машиностроительным материалом, качество которого во многом определяет уровень технического прогресса. В различных отраслях промышленности широко применяют мартенситно-стареющие стали, которые обладают высокими прочностью, пластичностью и хорошей технологичностью [1–3].

Во многих случаях детали машин различного назначения эксплуатируют в условиях одновременного внешнего нагружения и изнашивания. Совместное воздействие данных факторов снижает долговечность детали и повышает вероятность разрушения конструкций. Поэтому в таких случаях, как правило, стремятся повысить износостойкость сталей повышением твердости рабочих поверхностей и формированием структур, определяющих устойчивость металла к разрушению. Для этих целей применяют нанесение на рабочие поверхности износостойких покрытий из высокопрочных сталей, в том числе из мартенситно-стареющих сталей, наплавленных порошковой проволокой [4–6].

Обширная информация по мартенситно-стареющим сталям касается в основном классических

высокониелевых сталей, легированных кобальтом и молибденом (система Fe—Ni—Co—Mo—Ti—Al) [1, 2]. Однако высокая стоимость и дефицитность легирующих химических элементов ограничивают широкое их применение.

В перспективных экономнолегированных сталях, содержащих пониженное количество никеля, для повышения прочности в их состав вводят марганец и молибден [7, 8]. Данную композицию используют в стали Н8Г6МЗ [7], которую применяют при изготовлении конструкций повышенной прочности. Однако эта сталь отличается невысокой твердостью, следовательно, имеет низкую износостойкость, поэтому ее нельзя использовать для наплавки упрочняющих покрытий.

Повысить эффект упрочнения сталей можно созданием различных дисперсных промежуточных фаз. Эффективность упрочнения такими фазами определяется составом и строением выделяющихся частиц, их размером, характером распределения в матрице, взаимодействием с ней, влиянием на структуру [9, 10]. Вышеперечисленные факторы во многом обуславливают эксплуатационные свойства стали.

Известно, что повысить прочностные свойства закаленного мартенсита можно введением таких химических элементов внедрения, как углерод и азот [7–16]. При этом для сохранения высоких механических и технологических показателей их содержание в сумме не должно превышать 0,3÷0,4 %. К эффективным фазам, вызывающим значительное упрочнение, относят карбиды, нитриды ванадия, титана, ниобия, а также комплексные соединения на их основе [7, 9, 10].

С учетом вышеизложенного для создания основы износостойких покрытий представляет интерес использования стали Н8Г6МЗ, легированной углеродом, азотом, ванадием, титаном и ниобием. Также для легирования возможно применение бора и его соединений. Известно, что бориды обладают более высокой твердостью при меньшей хрупкости, чем карбиды и нитриды. Это обусловлено особенностями их кристаллической структуры и прочностью межатомных связей. В отличие от карбидов и нитридов, для которых характерны связи металлического или ионного типа, бориды имеют решетки преимущественно с ковалентной связью [17]. Поэтому добавки бора вводят в состав большой группы конструкционных высоколегированных сталей и в износостойкие стали [18–25].

<sup>1</sup> Работа профинансирована грантом Российского национального фонда, проект № 17-19-01224.



В ряде наплавочных материалов используют карбид и нитрид бора [18, 20, 26–29].

Предполагается, что легирование стали системы Fe–Ni–Mn–Mo–V–Ti–Nb соединениями бора может значительно повысить износостойкость покрытия. Однако особенности влияния соединений бора в наплавочных материалах на свойства получаемого металла на сегодняшний день исследованы плохо.

Цель настоящей работы — исследование влияния легирования карбидом и нитридом бора на дюрометрические свойства, структуру и фазовый состав стали системы Fe–Ni–Mn–Mo–V–Ti–Nb.

Объект исследований — покрытия, наплавленные порошковыми проволоками на основе стали Н8Г6МЗФТБ с легированием (1 % В<sub>4</sub>С + 1 % ВN), составы которых приведены в табл. 1.

Образцы для исследований вырезали из валиков, наплавленных в аргоне на пластины из стали Ст3 с размерами 200 × 50 × 10 мм экспериментальными порошковыми проволоками диаметром 2,4 мм в три слоя.

Эффективность упрочнения стали боридными соединениями определяли по изменению дюрометрических свойств, состава и строения выделяющихся промежуточных фаз в матрице наплавленного металла. Твердость металла измеряли методом Роквелла на приборе ТК–2, микротвердость структурных составляющих определяли методом Виккерса на микротвердомере Shimadzu HNV-2 при нагружающих массах 10; 25 и 50 г.

Металлографические исследования проводили на оптическом микроскопе AXIO Observer A1m (Carl Zeiss). Микроструктуру выявляли химическим травлением в реактиве; состав реактива: 4 г CuSO<sub>4</sub>; 20 мл HCl; 20 мл H<sub>2</sub>O.

Содержание углерода в исследуемом металле определяли с помощью инфракрасной спектроскопии путем сжигания пробы при температуре 1350 °С в среде кислорода, используя анализатор МЕТАВАК-СS30 (точность 0,001 %). Содержание бора определяли на оптико-эмиссионном спектрометре ДФС-500 (точность 0,001 %). Содержание азота определяли плавлением пробы при темпера-

туре 2500 °С в среде гелия, используя анализатор МЕТАВАК-АК (точность 0,0001 %).

Рентгенофазовый анализ выполняли на многофункциональном рентгеновском дифрактометре Shimadzu XRD-7000. Съемки осуществляли в фильтрованном медном K<sub>α</sub>-излучении; режим работы рентгеновской трубки –40 и 40 мА. Средняя фиксируемая детектором длина волны излучения λ = 1,5406 Å. Размеры облучаемой области на образце ≈ 2 × 5 мм. Для обработки и анализа дифракционных спектров применили пакет программ Match! версии 3.7.0.124.

Электронно-микроскопические исследования проводили на электронных микроскопах: просвечивающем HT-7700 Hitachi с энергодисперсионным спектрометром X-Flash 6T/60 Bruker и растровом JCM-5700 (JEOL) с энергодисперсионным спектрометром JED-2300.

Химический анализ показал, что исследуемая сталь без боридов содержит 0,146 % углерода, 0,0181 % азота и 0,0195 % серы. Сталь с боридами содержит 0,258 % углерода, 0,417 % бора, 0,0827 % азота и 0,0129 % серы.

Установлено, что введение в состав порошковой проволоки карбида и нитрида бора повышает твердость наплавленного металла до 48 HRC, что в 1,3 раза превышает твердость металла без боридов. При этом повышение твердости составило 13 HRC. Для сравнения, твердость стали Н8Г6МЗ составляет 25 HRC [7]. Таким образом, при введении ванадия, титана и ниобия прочность стали повышается на 10 HRC, а при дополнительном введении карбида и нитрида бора — на 23 HRC.

Результаты исследования твердостей структурных составляющих стали Н8Г6МЗФТБ без боридов после наплавки, микроструктура которой приведена на рис. 1, представлены в табл. 2. Твердости данной стали: матрицы — 482÷533 HV; эвтектики — 629÷651 HV; упрочняющих фаз — 726÷754 HV.

Результаты исследования твердостей структурных составляющих данной стали, легированной боридными соединениями, микроструктура которой приведена на рис. 2, показаны в табл. 3.

Твердость матрицы стали с боридами превышает твердость матрицы стали без боридов и состав-

Таблица 1

Два состава экспериментальных порошковых проволок, %

Состав	Ni	Mn	Mo	FeV	FeTi	FeNb	B <sub>4</sub> C	BN	Na <sub>2</sub> SiF <sub>6</sub>	Fe
1	8,5	6	3,5	3	5,2	3,3	0	0	0,3	17,6
2	8,5	6	3,5	3	5,2	3,3	1,0	1,0	0,3	12,3

Таблица 2

Твердости HV<sub>0,01</sub> (\*) и HV<sub>0,05</sub> структурных составляющих стали без боридов

Номер укола (точка)	1*	2*	3	4	5*	6*	7	8*	9	10*	11	12
HV	651	726	533	508	629	644	497	726	527	754	511	482

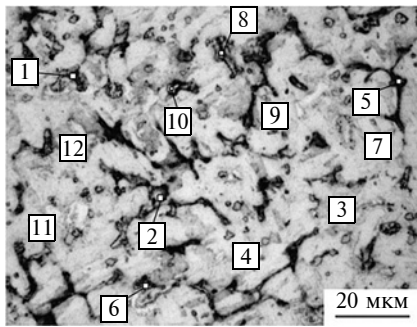


Рис. 1. Зоны определения микротвердостей структурных составляющих стали без боридов

ляет 434÷700 *HV*. Твердость эвтектики 919÷975 *HV*, что выше твердости стали без боридов в 1,5 раза. Твердость упрочняющих фаз 1045÷1247 *HV*, что выше твердости стали без боридов в 1,6—1,7 раза.

Для определения механизма упрочнения стали, легированной комплексом соединений бора, исследовали ее структуру.

Результаты рентгенофазового анализа крупных объектов структуры стали Н8Г6МЗФТЬ, легированной карбидом и нитридом бора, приведены на рис. 3. Результаты расшифровки полученной дифрактограммы сведены в табл. 4.

Установлено, что основой матрицы легированной боридами стали является  $\alpha$ -Fe и небольшое

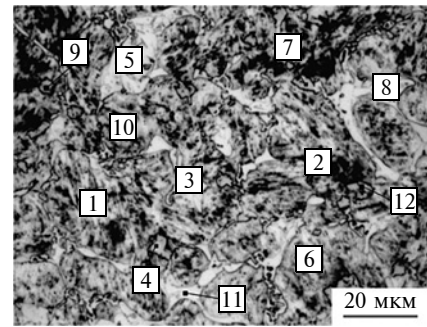


Рис. 2. Зоны определения микротвердостей структурных составляющих стали легированной боридами

количество  $\gamma$ -Fe (4 %). Структура состоит из восьми видов соединений фазовых составляющих. В ней присутствуют частицы: трех карбидов — NbC, Nb<sub>6</sub>C<sub>5</sub>, V<sub>6</sub>C<sub>5</sub>; трех нитридов — NbN, Ti<sub>3</sub>N<sub>1,29</sub>, NbVN<sub>2</sub>; двух боридов — Mo<sub>0,72</sub>Nb<sub>0,28</sub>B<sub>2</sub>, VB.

Крупный участок структуры исследуемой стали, полученный растровой электронной микроскопией, с расположением областей сканирования, представлен на рис. 4. Химический состав сканированных областей по основным легирующим химическим элементам приведен в табл. 5.

Анализ показал, что основу структуры составляет углеродистая матрица на основе железа, никеля и марганца (см. рис. 4, точка 5). Результаты

Таблица 3

Твердости *HV*<sub>0,01</sub> (\*\*), *HV*<sub>0,025</sub> (\*) и *HV*<sub>0,05</sub> структурных составляющих легированной боридами стали

Номер укола (точка)	1*	2	3*	4**	5*	6	7**	8*	9**	10	11**	12**
<i>HV</i>	455	553	814	1045	700	551	919	958	1245	434	975	1247

Таблица 4

Расшифровка дифрактограммы легированной боридами стали

Фаза (номер карточки)	ИП	Решетка	Параметры решетки, Å	
			табличные	расчетные
1. $\alpha$ -Fe (96-901-3475)	ОС	Кубическая	$a = 2,8780$	$a = 2,87920 \pm 0,00024$
2. $\gamma$ -Fe Fe <sub>0,5</sub> Mn <sub>0,2</sub> Ni <sub>0,3</sub> (96-152-4921)	С	Кубическая	$a = 3,5920$	$a = 3,59270 \pm 0,00020$
3. NbC (96-101-1324)	С	Кубическая	$a = 4,4000$	$a = 4,40551 \pm 0,00027$
4. NbN (96-101-1320)	С	Кубическая	$a = 4,4100$	$a = 4,41129 \pm 0,00033$
5. Nb <sub>6</sub> C <sub>5</sub> (96-153-6532)	Ср	Моноклинная	$a = 4,4000$ $a = 5,4470$ $b = 9,4350$ $c = 5,4470$ $\beta = 109,470^\circ$	$a = 5,42442 \pm 0,00164$ $b = 9,43527 \pm 0,00148$ $c = 5,45059 \pm 0,00250$ $\beta = 109,30292 \pm 0,001963^\circ$
6. Ti <sub>3</sub> N <sub>1,29</sub> (96-110-0033)	Ср	Тригональная с гексагональными осями	$a = 2,9809$ $c = 21,6642$	$a = 2,98129 \pm 0,00056$ $c = 21,66922 \pm 0,00609$
7. Mo <sub>0,72</sub> Nb <sub>0,28</sub> B <sub>2</sub> (96-151-0763)	Ср	Гексагональная	$a = 3,0680$ $c = 3,1430$	$a = 4,07018 \pm 0,00043$ $c = 3,14431 \pm 0,00059$
8. VB (96-210-7292)	Ср	Орторомбическая	$a = 3,0616$ $b = 8,0495$ $c = 2,9733$	$a = 3,05257 \pm 0,00074$ $b = 8,05803 \pm 0,00144$ $c = 2,95466 \pm 0,00127$
9. V <sub>6</sub> C <sub>5</sub> (96-154-0820)	Сл	Тригональная с гексагональными осями	$a = 5,0900$ $c = 14,4000$	$a = 5,08395 \pm 0,00072$ $c = 14,31096 \pm 0,00487$
10. NbVN <sub>2</sub> (96-153-8670)	Сл	Кубическая	$a = 4,2870$	$a = 4,28976 \pm 0,00086$

Примечание. Обозначения: ИП — интенсивность пиков; ОС — очень сильная; С — сильная; Ср — средняя; Сл — слабая; Осл — очень слабая.

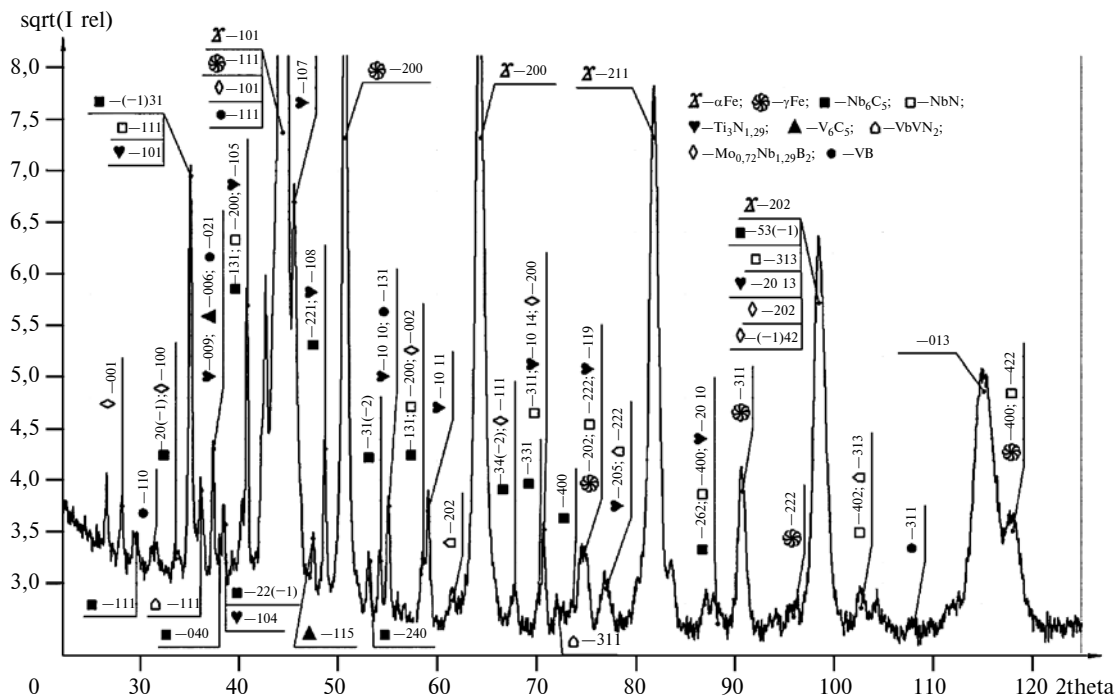


Рис. 3. Дифрактограмма легированной боридами стали

рентгенофазового анализа указывают на то, что это  $Fe_{0,5}Ni_{0,3}Mn_{0,2}$ . В матрице наблюдаются выделения нитридов титана ( $Ti_3N_{1,29}$ ), ниобия ( $NbN$ ) и карбидов ниобия ( $NbC$  и  $Nb_6C_5$ ) (точки 1, 2). Отмечено наличие комплексных соединений нитрида ниобия и ванадия ( $NbVN_2$ ) (точка 2). Обнаружены обширные выделения эвтектики, по-видимому, это  $VB$  и  $Mo_{0,72}Nb_{0,28}B_2$ , внутри которой располагается большое количество карбидов ванадия ( $V_6C_5$ ) (точка 3). Выявлены участки своеобразной стреловидной формы с очень высокой концентрацией молибдена, вероятно, это эвтектика ( $Mo_{0,72}Nb_{0,28}B_2$ ) (точка 4), внутри которой располагаются карбиды ванадия (точки 6–8).

Результаты исследований тонкой структуры стали (просвечивание электронной микроскопией) представлены на рис. 5–8.

Установлено, что основу матрицы составляют мартенсит безформенной ячеистой структуры и остаточный аустенит в виде фрагментов неправильной формы (см. рис. 5).

Одной из доминирующих фаз в тонкой структуре стали является борид  $Mo_{0,72}Nb_{0,28}B_2$ . Крупные выделения данных боридов имеют вытянутую форму размером 200 нм, в некоторых случаях достигающих 450 нм, они вклиниваются в границу раздела  $\alpha$ -Fe и  $\gamma$ -Fe (см. рис. 5).

В структуре  $\alpha$ -Fe наблюдается высокая дисперсность и плотность выделений наноразмерных карбидов ниобия ( $Nb_6C_5$ ) и ванадия ( $V_6C_5$ ) (см. рис. 6). По границе раздела  $\alpha$ -Fe и  $\gamma$ -Fe в больших количествах присутствует мелкодисперсная смесь наноразмерных карбидов ниобия ( $Nb_6C_5$ ), нитридов титана ( $Ti_3N_{1,29}$ ) и боридов ванадия (см. рис. 7). Обнаружены участки  $\alpha$ -Fe, в которых наблюдаются иглообразные карбиды ниобия длиной до 300 нм (см. рис. 7). Во внутренних объемах аустенита располагаются довольно крупные частицы  $V_6C_5$  круглой формы размером  $80 \div 120$  нм и мелкодисперсные частицы нитрида титана  $Ti_3N_{1,29}$  размером до 40 нм (см. рис. 5). Кроме этого, в аустените обнаружены выделения частиц нитрида ниобия  $NbN$

Таблица 5

Химические составы сканированных зон

Точка (см. рис. 4)	C	N	Ti	V	Mn	Fe	Ni	Nb	Mo
1	7,89	3,22	73,86	0	0	4,01	0,62	10,39	0
2	6,41	2,07	57,35	2,32	0	5,35	0	26,50	0
3	5,25	0	1,31	5,90	5,18	55,44	0	6,20	20,72
4	4,56	0	0,75	4,16	4,78	41,11	4,39	11,44	28,81
5	3,62	0	0,32	0,66	5,51	79,36	7,97	0	2,63
6	4,53	0,32	0	1,05	6,68	76,68	7,93	0	2,80
7	5,59	0,68	0	1,77	6,72	73,69	6,47	0	5,08
8	5,90	0,94	0	2,33	5,48	71,01	6,22	0	8,11

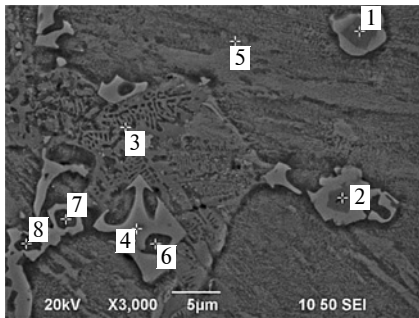


Рис. 4. Микроструктура стали, легированной боридами, с расположением зон сканирования

пластинчатой формы размером 100 нм и карбида ниобия  $Nb_6C_5$  стержневой формы толщиной 25 нм и длиной 100 нм (см. рис. 8). И в  $\alpha$ -Fe, и в  $\gamma$ -Fe отмечены выделения боридов ванадия округлой формы размером от 100 до 150 нм (см. рис. 8).

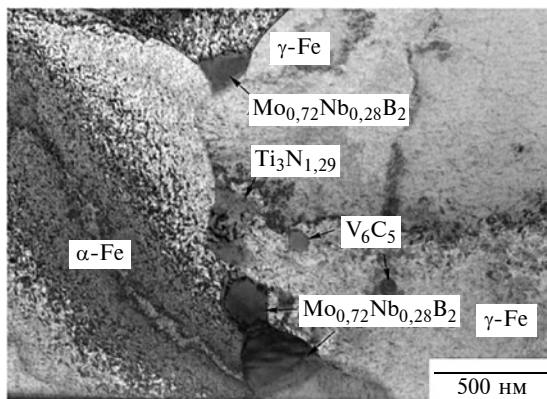
Полученные результаты показали, что упрочнение стали Н8Г6МЗФТБ при легировании карбидом и нитридом бора в состоянии после наплавки обусловлено образованием доминирующих в структуре комплексов, состоящих из двух боридов с тремя

химическими элементами (Nb, Mo, V) в разных соотношениях, из трех карбидов с двумя химическими элементами (Nb и V) и из трех нитридов с тремя химическими элементами (Nb, Ti и V) в разных соотношениях.

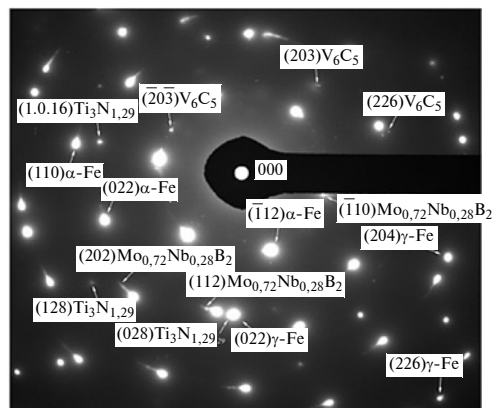
Таким образом, введение в состав порошковой проволоки системы Fe—Ni—Mn—Mo—V—Ti—Nb карбида и нитрида бора обеспечивает твердость наплавленной стали 48 HRC. Твердость эвтектики такой стали составляет 919÷975 HV, твердость упрочняющих фаз — 1045÷1247 HV, что выше твердости стали без боридов соответственно в 1,5 и 1,7 раза.

Механизм упрочнения стали [8 % Fe—Ni, 6 % Mn, 3 % Mo, 1 % V, 1 % Ti, 1 % Nb] легированием комплексом из карбида и нитрида бора определяют соединения:  $Nb_6C_5$ ,  $V_6C_5$ , NbC,  $Mo_{0,72}Nb_{0,28}B_2$ , VB,  $Ti_3N_{1,29}$ , NbN, и  $NbVN_2$ , образовавшиеся в результате наплавки.

Порошковая проволока, созданная на основе стали Н8Г6МЗФТБ, легированная карбидом и нитридом бора, обеспечивает высокую твердость наплавленного металла, что позволяют рекомендовать ее для создания покрытий на деталях, работающие в условиях умеренного изнашивания, например,



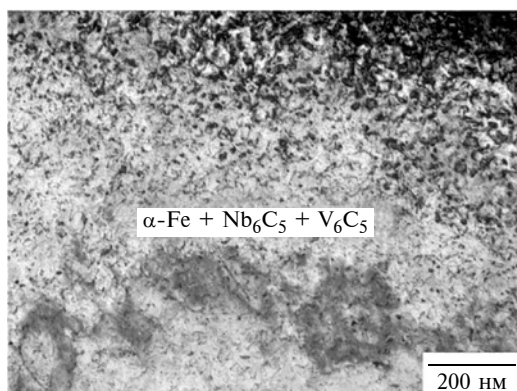
а)



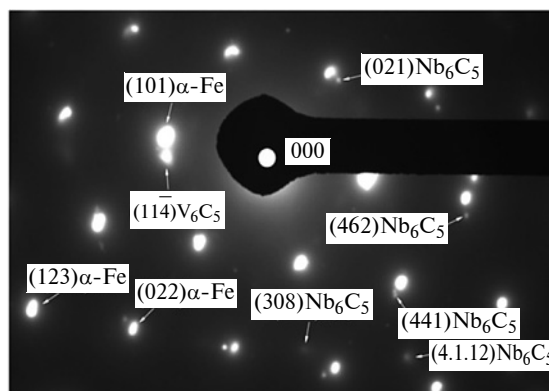
б)

Рис. 5. Тонкая структура матрицы легированной боридами стали:

а — характерный участок; б — основные рефлексы с микродифракции структуры



а)



б)

Рис. 6. Тонкая структура мартенсита:

а — характерный участок; б — основные рефлексы с микродифракции структуры

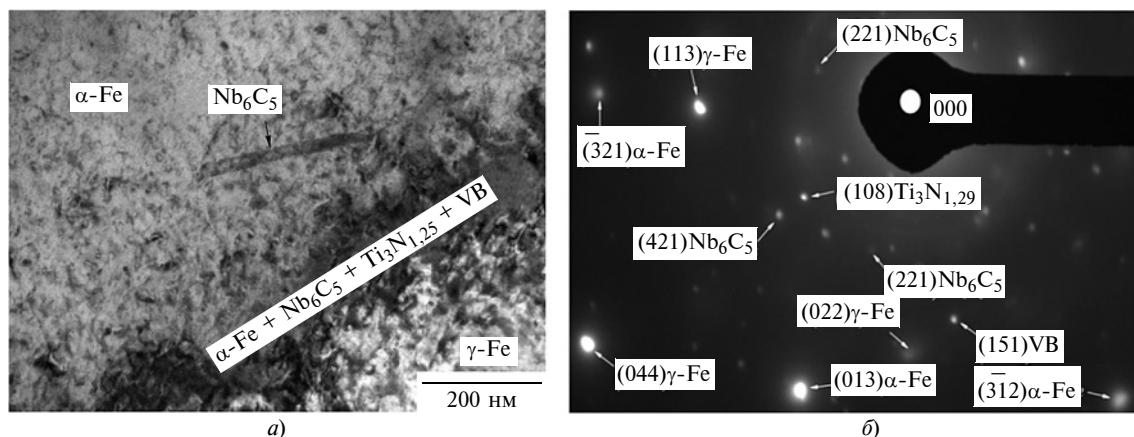


Рис. 7. Тонкая структура границы раздела  $\alpha$ -Fe и  $\gamma$ -Fe:

*a* — характерный участок; *б* — основные рефлексы с микродифракции структуры

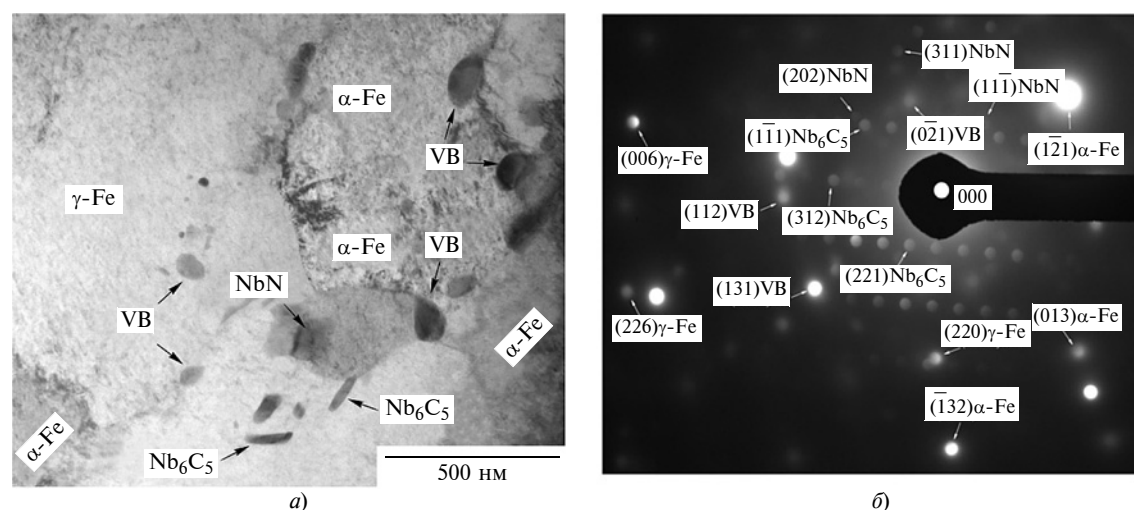


Рис. 8. Тонкая структура с участками  $\alpha$ -Fe и  $\gamma$ -Fe:

*a* — характерный участок; *б* — основные рефлексы с микродифракции структуры

для пресс-форм, применяемых для изготовления изделий из полимерных материалов и цветных металлов.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Перкас М. Д., Кардонский В. М. Высокопрочные мартенситостареющие стали. М.: Metallurgy, 1970. 224 с.
2. Бодяко М. Н., Астанчик С. А., Ярошевич Г. Б. Мартенситно-старееющие стали. Минск: Наука и техника, 1976. 246 с.
3. Русаненко В. В., Еднерал А. Ф. Многофункциональные мартенситно-старееющие сплавы // Физика металлов и металловедение. 2003. Т. 96. Вып. 1. С. 108—113.
4. Кальянов В. Н., Багров В. А. Мартенситно-старееющие стали для наплавки штампов // Сварочное производство. 2003. № 2. С. 35—37.
5. Кондратьев И. А., Рябцев И. А., Черняк Я. П. Порошковая проволока для наплавки слоя мартенситно-старееющей стали // Автоматическая сварка. 2006. № 4. С. 50—53.
6. Рябцев И. А., Кусков Ю. М., Рябцев И. И. Наплавочный сплав с повышенным эффектом вторичного твердения // Материаловедение. 2006. № 12. С. 37—41.

7. Бирман С. Р. Экономнолегированные мартенситостареющие стали. М.: Metallurgy, 1974. 208 с.

8. Малинов Л. С., Малинов В. Л. Экономнолегированные сплавы с мартенситными превращениями и упрочняющие технологии. Харьков: НИЦ ХФТИ, 2007. 346 с.

9. Гольдштейн М. И., Фарбер В. М. Дисперсионное упрочнение стали. М.: Metallurgy, 1979. 208 с.

10. Портной К. И., Бабич Б. Н. Дисперсионноупрочненные материалы. М.: Metallurgy, 1974. 123 с.

11. Базалева К. О. Механизмы влияния азота на структуру и свойства сталей (обзор) // Металловедение и термическая обработка металлов. 2005. № 10. С. 17—24.

12. Баных О. А., Блинов В. М., Костина М. В. Структура и свойства низколегированных высокоазотистых мартенситных сталей // Металловедение и термическая обработка металлов. 2003. № 2. С. 3—8.

13. Кардонина Н. И., Юровских А. С., Колпаков А. С. Превращение в системе Fe—N // Металловедение и термическая обработка металлов. 2010. № 10. С. 3—15.

14. Horovitz M. B., Benduce Neto F., Garbogni A. Nitrogen Bearing Martensitic Stainless Steels: Microstructure and Properties // Iron Steel Inst. Jap. Inter. 1996. Vol. 36. N. 7. P. 738—745.

Ю. В. ДИМОВ, д-р техн. наук, Д. Б. ПОДАШЕВ, канд. техн. наук  
(Иркутский национальный исследовательский технический университет),  
e-mail: Dimov-Ura@yandex.ru

## Остаточные напряжения при зачистке поверхностей эластичными абразивными кругами

Предложено аналитическое определение остаточных напряжений при обработке эластичными абразивными кругами (ЭАК). Установлено, что определяющее влияние силового или температурного воздействий на остаточные напряжения зависит от жесткости ЭАК. Адекватность аналитического определения подтверждено экспериментальными данными.

**Ключевые слова:** эластичный абразивный круг, остаточные напряжения, скорость резания, деформация, сила резания, температура.

An analytical definition of residual stresses during processing with elastic abrasive wheels (EAW) is proposed. It is established, that the rigidity of the EAW determines the decisive influence of force or temperature effects on residual stresses. The adequacy of the analytical definition is confirmed by experimental data.

**Keywords:** elastic abrasive wheel, residual stresses, cutting speed, deformation, cutting force, temperature.

Одними из основных показателей качества обработанной поверхности являются остаточные напряжения, влияющие на эксплуатационные свойства изделия.

Цель данной работы — определение влияния параметров обработки эластичными абразивными кругами (ЭАК) (скорости резания, деформации ЭАК) на величину и распределение остаточных

напряжений в поверхностном слое обработанной детали. Остаточные напряжения формируются под действием сил резания и температуры, возникающей в процессе обработки, поэтому суммарные напряжения можно представить как суперпозицию напряжений от температуры и силы резания [1, 2].

Для исследований использовали ЭАК компании 3М (Minnesota Mining and Manufacturing Company), изготовленные из абразивного материала Scotch-Brite, состоящего из синтетических волокон, которые образуют трехмерное нетканое полотно с равномерно распределенными абразивными зёрнами.

Использовали два вида ЭАК: прессованный FS-WL-8A MED (8 — обозначение структуры, MED — зернистости MEDUM); CF-FB-0,5A FIN — эластичный ЭАК, состоящий из лепестков, применяемый для чистовой обработки (CF — обозначение материала Clean & Finish, FIN — зернистости FINE).



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 48)

15. **Simmons J. W.** High-nitrogen alloying of stainless steels // *Microstructural sci.* 1994. Vol. 21. P. 33—39.

16. **Чигарев В. В., Малинов В. Л., Зусин А. М.** Влияние содержания углерода на износостойкость и свойства наплавленного металла, содержащего метастабильный аустенит // *Сварочное производство.* 2015. № 8. С. 31—34.

17. **Курдюмов А. В., Пилянкевич А. Н.** Фазовые превращения в углероде и нитриде бора. Киев: Наука думка, 1979. 188 с.

18. **Лякишев Н. П., Плипер Ю. Л., Лапо С. И.** Бороодержащие стали и сплавы. М.: Металлургия, 1986. 192 с.

19. **Медовар Б. И., Пинчук Н. И., Чекотило Л. В.** Аустенитно-боридные стали и сплавы для сварочных конструкций. Киев: Наука думка, 1970. 147 с.

20. **Искольдский И. И.** Наплавочные боридные твердые сплавы. М.: Машиностроение, 1965. 71 с.

21. **Формирование** композиционной структуры износостойкого наплавленного металла с боридным упрочнением / А. А. Артемьев, Г. Н. Соколов, Ю. Н. Дубцов, В. И. Лысак // *Изв. вузов. Порошковая металлургия и функциональные покрытия.* 2011. № 2. С. 44—48.

22. **High boron iron-based alloy and its modification** / L. Zhong, C. Xiang, L. Yan-xiang, H. Kai-hua // *J. of Iron and Steel Research, International.* 2009. Vol. 16. N. 3. P. 37—42.

23. **Raghavan V.** B—Cr—Fe—Ti (Boron — Chromium — Iron — Titanium) // *Journal of Phase Equilibria.* 2003. Vol. 24. N. 5. P. 459—460.

24. **Effect** of rare earth and titanium additions on the microstructures and properties of low carbon Fe—B cast steel / H. Fu, Q. Xiao, J. Kuang et al. // *Materials Science and Engineering A.* 2007. Vol. 466. P. 160—165.

25. **Effects** of hot rolling and titanium content on the microstructure and mechanical properties of high boron Fe—B alloys / L. He, Y. Liu, J. Li, B. Li // *Materials and Design.* 2012. Vol. 36. P. 88—93.

26. **Шенко И. Н., Гапонов О. П.** Применение карбоборидных соединений в наплавочных материалах // *Сварочное производство.* 1969. № 5. С. 27—28.

27. **Данькин А. А., Светлополянский В. И., Каледа В. Н.** Электрошлаковая наплавка карбидов бора и кремния на стальные изделия // *Сварочное производство.* 1993. № 2. С. 8—10.

28. **Eremin E. N., Losev A. S., Akimov V. V.** The properties of chromium steel overlaying used as a hardening coating for stop valve sealing surface // *Procedia Engineering.* 2016. Vol. 152. P. 582—588.

29. **Порошковая** проволока для наплавки коррозионно-стойкой и износостойкой стали / Е. Н. Еремин, А. С. Лосев, С. А. Бородихин и др. // *Вестник машиностроения.* 2018. № 7. С. 66—68.

Параметры ЭАК приведены в табл. 1, в которой  $D$  и  $B$  — диаметр и ширина ЭАК;  $r$  — радиус втулки;  $d$  — диаметр отверстия;  $M$  — масса ЭАК;  $\rho$  — плотность материала.

Обрабатывали заготовки из высокопрочного алюминиевого сплава В95пчТ2.

Определение остаточных напряжений, возникших в результате пластических деформаций, основывается на теореме разгрузки теории пластичности. В соответствии с теоремой, сформулированной в 1924 г. Генки, остаточные напряжения равны разности между истинными напряжениями в упругопластическом теле и напряжениями, которые создавались бы в нем при предположении об идеальной упругости материала [3]. Следовательно, в теле остаются деформации и напряжения, величины которых являются разностями их значений в истинном пластическом состоянии и фиктивном упругом состоянии.

Для определения остаточных напряжений воспользуемся понятием «фиктивная сила», предложенным Н. И. Безуховым [1].

#### Аналитическое описание напряженного состояния детали при воздействии силы резания

Предположим, что в каждый момент времени деформация поверхностного слоя обрабатываемой заготовки происходит только в результате воздействия одного участка ЭАК, соответствующего сечению, перпендикулярному вектору скорости резания [3].

Делаем допущения: скорость детали не учитываем; воздействующую на деталь силу считаем неподвижной. Тогда решение зада-

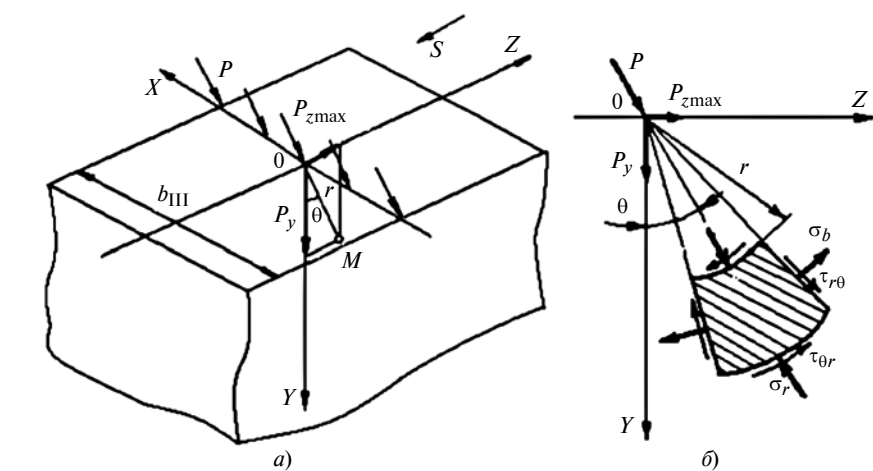


Рис. 1. Схемы сил, действующих при обработке ЭАК в декартовой системе координат (а), силы резания и напряжения в плоскости  $ZY$  в полярной системе координат  $r\theta$  (б)

чи сводится к определению напряженного состояния под действием линейно направленной силы  $P$  (рис. 1, а).

Запишем основные уравнения [3—5], устанавливающие зависимости между напряжениями и деформациями в декартовой системе координат:

$$\sigma_x - \sigma = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}(\varepsilon_x - \varepsilon);$$

$$\sigma_y - \sigma = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}(\varepsilon_y - \varepsilon);$$

$$\sigma_z - \sigma = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}(\varepsilon_z - \varepsilon);$$

$$\sigma = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z);$$

$$\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z = 0,$$

где  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  — нормальные напряжения в рассматриваемой точке, параллельные осям  $X, Y, Z$ ;  $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$  — деформации, соответствующие нормальным напряжениям;  $\sigma$  и  $\varepsilon$  — средние напряжение и деформация;  $\sigma_i$  и  $\varepsilon_i$  — интенсивности напряжения и деформации.

В полярной системе координат  $r\theta$  положение точки  $M$  пространства определяется расстоянием  $r$  от начала координат (рис. 1, б) и углом  $\theta$  между направлением  $r$  и осью  $Y$ .

Элемент среды на расстоянии  $r$  от точки приложения силы испытывает простое радиальное сжатие, т. е. тангенциальное напряжение  $\sigma_\theta = 0$ . Задача является симметричной, поэтому в сечениях касательные напряжения  $\tau_{r\theta}$  не возникают. Следовательно, состояние равновесия сводится к одному уравнению

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{\sigma_r}{r} = 0 \text{ или } \frac{\partial}{\partial r}(r\sigma_r) = 0.$$

Поскольку в процессе резания материал упрочняется [3, 6, 7], напряжения и деформации материала будут иметь вид степенной зависимости

$$\sigma_i = m\varepsilon_i^k, \quad (1)$$

где  $\sigma_i$  — интенсивность напряжения;  $\varepsilon_i$  — интенсивность относительной деформации;  $k$  — показатель деформационного упроч-

Параметры ЭАК

ЭАК	$D$ , мм	$B$ , мм	$r$ , мм	$d$ , мм	$M$ , кг	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Абразив	Зернистость $z$ , мкм
FS-WL-8A MED	140,5	26	17,5	25,4	0,278	712,77	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	50÷60
CF-FB-0,5A FIN	193	50	45	76,5	0,418	339,03	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	45÷50

Таблица 1

Таблица 2

Показатели механических свойств сплава В95пчТ2 при разных температурах [8]

$\Theta, ^\circ\text{C}$	$E, \text{МПа}$	$\sigma_{0,2}, \text{МПа}$	$\alpha_0 \cdot 10^6$
20	70 000	570	22
100	64 500	510	23,6
150	61 500	460	24,2
200	59 500	360	26,2
250	50 500	180	—

нения материала (ПДУМ);  $m$  — напряжение, превышающее предел текучести, при котором имеет место логарифмическая деформация  $\varepsilon_1 = \ln(l/l_0) = 1$  (напряжения течения);  $l$  и  $l_0$  — конечная и исходная длины образца.

Между логарифмической и относительной деформациями существует связь:

$$\varepsilon_1 = \ln \frac{l}{l_0} = \ln \frac{1}{1 - \varepsilon_m}. \quad (2)$$

Напряжение  $m$  течения зависит от характера взаимодействия ЭАК с обрабатываемым материалом. Из уравнения (2) следует, что  $\ln \frac{1}{1 - \varepsilon_m} = 1$ , где  $\varepsilon_m$  — деформация, при которой логарифмическая деформация равна единице.

Прессованный ЭАК FS-WL-8A MED имеет более высокую жесткость, для него  $k < 0,5$ ;  $m$  определяем из формулы (1):

$$m = \frac{\sigma_{0,2}}{k \varepsilon_m}, \quad (3)$$

где  $\sigma_{0,2}$  — предел текучести для сплава В95пчТ2.

Для ЭАК CF-FB-0,5A FIN имеем  $k \geq 0,5$ ; напряжение течения определяем как

$$m = \frac{e}{\varepsilon_m}, \quad (4)$$

где  $E$  — модуль упругости для сплава В95пчТ2.

Известно, что при изменении температуры механические свойства материала изменяются.

В табл. 2 приведены значения модуля упругости  $E$ , предела текучести  $\sigma_{0,2}$  и коэффициента  $\alpha_0$

линейного расширения сплава В95пчТ2 при разных температурах [8]. Для удобства использования данных табл. 2 предлагается аппроксимирующее выражение

$$E; \sigma_{0,2}; \alpha_0 = a\Theta^2 + b\Theta + c \quad (5)$$

и значения коэффициентов и свободного члена уравнения (5) для каждого из показателей ( $E, \sigma_{0,2}, \alpha_0$ ) обрабатываемого материала (табл. 3).

Значения ПДУМ определены экспериментально и представлены в виде уравнения регрессии в зависимости от деформации  $\Delta u$  ЭАК и скорости  $v$  резания:

$$k = a_1 \Delta u^2 + a_2 v^2 + a_3 \Delta u + a_4 v + a_5 \Delta u v + a_6. \quad (6)$$

В табл. 4 приведены значения коэффициентов и свободного члена уравнения (6).

Интенсивность напряжения определяем как

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\sigma_\theta - \sigma_x)^2 + (\sigma_x - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + \tau_{r\theta}^2]}.$$

Для одноосного сжатия в полярных координатах (учитывая допущение о несжимаемости материала) интенсивности напряжений и деформации связаны зависимостями [3, 9]:

$$\sigma_i = |\sigma_r|; \quad \varepsilon_i = \frac{2}{3} |\varepsilon_r|; \quad \varepsilon_\theta = -\varepsilon_r,$$

где  $\varepsilon_\theta, \varepsilon_r$  — деформации по направлениям напряжений  $\sigma_\theta$  и  $\sigma_r$ .

Значения коэффициентов в уравнении (5) для разных показателей физических свойств материала

Коэффициент	$E$	$\sigma_{0,2}$	$\alpha_0$
$a$	-0,19398	$-8,495 \cdot 10^{-3}$	$-1,15942 \cdot 10^{-11}$
$b$	-32,40803	0,598	$2,13913 \cdot 10^{-8}$
$c$	$7,07258 \cdot 10^4$	561,438	$2,15768 \cdot 10^{-5}$

Таблица 3

Значения коэффициентов в уравнении (6) для двух ЭАК

ЭАК	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$a_5$	$a_6$
FS-WL-8A MED	0,061	$6 \cdot 10^{-7}$	-0,2311	$-3,2 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-7}$	0,358
CF-FB-0,5A FIN	$-6 \cdot 10^{-3}$	$-2 \cdot 10^{-7}$	0,1106	$4 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-7}$	0,496

Таблица 4

### Расчет напряжений при $k < 0,5$

Пропустив промежуточные выводы, выполненные в работах [10, 11], запишем выражение для расчета радиальных напряжений при  $k < 0,5$ :

$$\sigma_i = \sigma_r = -C_1 \frac{P_z}{rb_{III}} \text{ch}(C_3\theta + C_2). \quad (7)$$

Здесь

$$C_1 = \frac{1}{\int_{-\pi/2}^{\pi/2} \text{ch}^k(C_3\theta + C_2) \sin\theta d\theta};$$

$$C_3 = \frac{\sqrt{1-2k}}{k};$$

$C_2$  определяемый из выражения

$$\frac{P_z}{P_y} = \frac{\int_{-\pi/2}^{\pi/2} \text{ch}^k(C_3\theta + C_2) \sin\theta d\theta}{\int_{-\pi/2}^{\pi/2} \text{ch}^k(C_3\theta + C_2) \cos\theta d\theta}. \quad (8)$$

Коэффициент  $C_2$  в уравнении (8) определяем численным методом.

### Расчет напряжений при $k > 0,5$

Радиальные напряжения при  $k > 0,5$  находим по формуле [10, 11]

$$\sigma_i = \sigma_r = \frac{m}{r} [C_4 \cos(C_3\theta + C_2)]^k. \quad (9)$$



Здесь

$$C_4 = -\frac{2P_z}{\pi b_{\text{ш}} f_{\text{ш}} m} \sqrt{1 - f_{\text{ш}}^2} \quad (10)$$

при  $k = 1$ ,

где  $b_{\text{ш}}$  — ширина обрабатываемой поверхности (см. рис. 1, а);

$$f_{\text{ш}} = \frac{P_z}{P_y}; \text{ коэффициент } C_2 \text{ опре-}$$

деляем из выражения  $\frac{P_z}{P_y} =$

$$= \frac{-\frac{\pi}{2} \sin C_2}{\frac{\pi}{2} \cos C_2} = -\text{tg } C_2:$$

$$C_2 = -\text{arctg } \frac{P_z}{P_y}$$

при  $k = 1$  ( $k > 0,5$ ).

Декартовы компоненты напряжений определяем по известным полярным компонентам в соответствии с уравнениями связи:

$$\sigma_y = \sigma_r \cos^2 \theta; \quad \sigma_z = \sigma_r \sin^2 \theta. \quad (11)$$

При воздействии силы резания в поверхностном слое возникают напряжения сжатия. Напряжения, найденные по формулам (7) и (9), прямо пропорциональны составляющим силы резания, которые исследованы в работе [12].

### Температурные деформации и напряжения в поверхностном слое

Как уже было отмечено, связи интенсивностей напряжения и деформации при нагревании можно представить аналогично связям при силовом воздействии [1, 2]:

$$\sigma_{it} = \varepsilon_{it} \text{ при } \varepsilon_{it} < \varepsilon_T; \quad (12)$$

$$\sigma_{it} = m \varepsilon_{it}^k \text{ при } \varepsilon_{it} \geq \varepsilon_T,$$

где  $E$  — модуль упругости;  $\sigma_{it}$  и  $\varepsilon_{it}$  — интенсивности напряжения и деформации при температурном воздействии;  $\varepsilon_T$  — деформация, соответствующая пределу текучести.

Зависимость  $\sigma_i = m \varepsilon_{it}^k$  выражает скалярные пластические свойства твердых тел [3, 5, 9], зависящие от физических свойств материала и термодинамических условий процесса деформирования.

Если объемными упругими деформациями можно пренебречь и начальная температура  $\Theta_0 = 0$ , уравнение деформации принимает вид:

$$\varepsilon = \alpha_0 \Theta,$$

где  $\varepsilon$  — среднеарифметическое значение деформации;  $\alpha_0$  — коэффициент линейного расширения материала.

Суммарная относительная деформация по направлениям  $X$ ,  $Y$  и  $Z$  составит:

$$\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z = 3\varepsilon = 3\alpha_0 \Theta.$$

При шлифовании свободной поверхности закрепленной заготовки деталь не может расширяться в направлениях  $Z$  и  $X$  (см. рис. 1), тогда

$$\varepsilon_x = \varepsilon_z = 0; \quad \varepsilon_y = 3\varepsilon = 3\alpha_0 \Theta.$$

Интенсивность деформации выразим через главные деформации:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{it} &= \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2 +} \\ &\rightarrow \frac{(\varepsilon_z - \varepsilon_x)^2}{3} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{2\varepsilon_y^2} = \\ &= \frac{2}{3} |\varepsilon_y| = 2\alpha_0 \Theta. \end{aligned} \quad (13)$$

Момент начала разгрузки совпадает с моментом достижения максимальной температуры [3, 13].

Температура под источником теплоты экспериментально определена в работе [14].

Распределение температуры по оси  $Y$  рассчитываем по формуле, приведенной в работе [15]:

$$\Theta_y = \Theta \left[ 1 - \text{erf} \left( \frac{y\sqrt{v}}{2\sqrt{\omega h}} \right) \right],$$

где  $\Theta$  — температура поверхности;  $\text{erfx}$  — функция ошибок:

$$\text{erfx} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^x e^{-t^2} dt,$$

$\omega$  — коэффициент теплопроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $h$  — полуширина полосового источника теплоты.

Тогда максимальная интенсивность температурной деформации в соответствии с выражением (13) составит:

$$\varepsilon_{it} = 2\alpha_0 \Theta_y.$$

Интенсивность температурного напряжения определяют выражения (12).

Так как  $\sigma_y = 0$  и  $\varepsilon_x = \varepsilon_z = 0$ , получим [11]:

$$\sigma_z = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i} (-\varepsilon_y). \quad (14)$$

Подставив в формулу (14) уравнение (13), получим  $\sigma_z = -\sigma_i$ .

Следовательно, при нагружении вплоть до момента начала разгрузки знаки у напряжений отрицательные, т. е. напряжения являются сжимающими.

### Фиктивная сила от воздействия температуры

Установлено [10, 11], что тангенциальное напряжение  $\sigma_z$  при нагружении имеет один и тот же знак и при силовом, и при температурном воздействиях ( $\sigma_z < 0$ ). Следовательно, фиктивная сила  $P_t$  от температуры направлена в ту же сторону, что и сила  $P_z$  резания. В этом случае результирующая сила определяется как сумма силы резания и фиктивной силы от нагревания.

При полном охлаждении происходит сжатие по оси  $Y$  ( $\varepsilon_y < 0$ ), размеры заготовки возвращаются к прежним значениям, напряжения в плоскости  $XZ$  меняют знаки на противоположные, т. е. появляются растягивающие напряжения  $\sigma_x = \sigma_z > 0$  [2, 3, 13].

Фиктивную силу от температурного воздействия вычисляем в упругом и упругопластичес-

ком состояниях по данным работ [10, 11]:

$$P_{et} = \frac{\pi r b_{III} \sigma_{et}}{2 \left( \frac{1}{f_{III}} \cos \theta + \sin \theta \right)}$$

при  $\varepsilon_t < \varepsilon_T$ ; (15)

$$P_t = \frac{\sigma_t r b_{III}}{C_1 \operatorname{ch}^k (C_3 \theta + C_2)}$$

при  $\varepsilon_t \geq \varepsilon_T$ .

При расчете остаточных напряжений необходимо учитывать и силовой, и температурный фактор. Для этого определяем суммарную фиктивную силу резания как сумму расчетной силы резания [12] и фиктивной силы от температурного воздействия по формуле (15) с учетом того, являются ли деформации термоупругими, т. е.  $\varepsilon_t < \varepsilon_T$ , или не являются, т. е.  $\varepsilon_t \geq \varepsilon_T$ :

$$P_{ez\Sigma} = P_{z\max} + P_{et} \text{ при } \varepsilon_t < \varepsilon_T;$$

$$P_{z\Sigma} = P_{z\max} + P_t \text{ при } \varepsilon_t \geq \varepsilon_T.$$

#### Суммарные остаточные напряжения от силового и температурного воздействий

Суммарные декартовы компоненты напряжений от силы ре-

зания и температуры определяем аналогично формуле (7) с учетом выражения (11):

$$\sigma_{y\Sigma} = -C_1 \frac{P_{z\Sigma}}{r b_{III}} \times \operatorname{ch}^k (C_2 \theta + C_3) \cos^2 \theta; \quad (16)$$

$$\sigma_{z\Sigma} = -C_1 \frac{P_{z\Sigma}}{r b_{III}} \operatorname{ch}^k (C_2 \theta + C_3) \sin^2 \theta.$$

Для фиктивного упругого состояния аналогично формулам (9) и (10) и с учетом выражения (11) получим:

$$\sigma_{ey\Sigma} = -\frac{2}{\pi r b_{III}} \times \left( \frac{P_{z\Sigma}}{f_{III}} \cos \theta + P_{z\Sigma} \sin \theta \right) \cos^2 \theta; \quad (17)$$

$$\sigma_{ez\Sigma} = -\frac{2}{\pi r b_{III}} \times \left( \frac{P_{z\Sigma}}{f_{III}} \cos \theta + P_{z\Sigma} \sin \theta \right) \sin^2 \theta.$$

Остаточные напряжения равны разности декартовых компонент напряжений по формуле (16)

и напряжений фиктивного упругого состояния по формуле (17):

$$\sigma_{oy} = \sigma_{y\Sigma} - \sigma_{ey\Sigma};$$

$$\sigma_{oz} = \sigma_{z\Sigma} - \sigma_{ez\Sigma}.$$

По полученным аналитическим выражениям выполнены расчеты остаточных напряжений по оси  $Z$  при разной скорости  $v$  резания и разных деформациях  $\Delta y$  ЭАК. Расчетные ( $\sigma_{от}$ ) и экспериментальные ( $\sigma_{оэ}$ ) остаточные напряжения приведены в табл. 5 и 6. Значения  $\sigma_{оэ}$  по оси  $Z$  получены статистической обработкой экспериментальных данных методом наименьших квадратов.

Анализ полученных данных показал, что при обработке эластичными ЭАК в поверхностном слое заготовки формируются сжимающие остаточные напряжения, что положительно влияет на эксплуатационные свойства изделия.

#### Экспериментальное исследование остаточных напряжений

Исследования проводили на образцах из высокопрочного алюминиевого сплава В95пчТ2. Ос-

Таблица 5  
Расчетные и эксплуатационные остаточные напряжения по оси  $X$  при обработке ЭАК FS-WL-8A MED,  $S = 21$  мм/мин

$v$ , м/с	$\Delta y$ , мм	$\sigma_{0,2}$ , МПа (5)	$\alpha_0 \cdot 10^6$ (5)	$k$ (6)	$m$ , МПа (3)	$P_y$ , Н [12]	$P_z$ , Н [12]	$\theta$ , °С [14]	$\sigma_{от}$ , МПа	$\sigma_{оэ}$ , МПа
3,53	1,5	400,0	24,20	0,11	421,7	2,29	0,949	155,3	-8,70	-68
7,069		334,3	25,66	0,12	353,4	2,263	0,945	186,5	-29,20	-74
8,831		310,0	26,20	0,15	330,0	2,245	0,943	202,0	-50,28	-76
11,304		233,5	27,16	0,21	256,5	2,215	0,938	223,9	-60,77	-79
7,069	0,5	468,8	23,79	0,23	521,0	0,262	0,145	115,6	-56,30	-62
	1,0	400,0	24,00	0,16	430,5	1,013	0,445	151,0	-50,50	-50
	1,5	334,3	25,66	0,12	353,4	2,263	0,945	186,5	-29,2	-25
	2,0	239,6	27,80	0,11	252,2	4,014	1,646	222,0	-20,0	-20

Таблица 6  
Расчетные и эксплуатационные остаточные напряжения по оси  $X$  при обработке ЭАК CF-FB-0,5A FIN,  $S = 21$  мм/мин

$v$ , м/с	$\Delta y$ , мм	$E$ , МПа (5)	$\alpha_0 \cdot 10^6$ (5)	$k$ (6)	$m \cdot 10^{-5}$ (4)	$P_y$ , Н [12]	$P_z$ , Н [12]	$\theta$ , °С [14]	$\sigma_{от}$ , МПа	$\sigma_{оэ}$ , МПа
5,053	4,5	69 189	22,24	0,97	1,095	1,551	0,672	31,812	-251,3	-270
10,106		68 416	22,46	1,04	1,083	1,677	0,887	43,040	-206,6	-210
12,632		68 030	22,57	1,06	1,076	1,761	1,045	48,659	-190,9	-190
16,169		67 490	22,73	1,07	1,068	1,902	1,322	56,521	-180,2	-180
10,106	3,0	68 974	22,30	0,94	1,091	0,849	0,550	34,920	-275,7	-280
	3,5	68 788	22,35	0,98	1,088	1,100	0,650	37,630	-251,9	-255
	4,0	68 602	22,41	1,01	1,085	1,376	0,762	40,336	-228,1	-225
	4,5	68 416	22,46	1,04	1,083	1,677	0,887	43,040	-206,6	-180

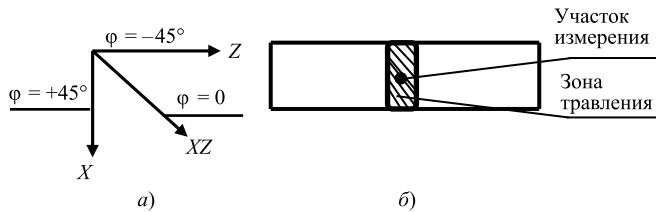


Рис. 2. Направления для определения остаточных напряжений (а), зона травления на образце и участок измерения напряжений (б)

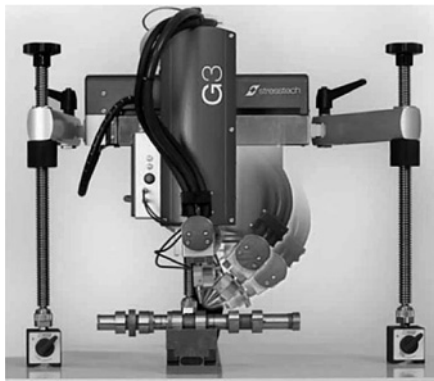


Рис. 3. Рентгеновский дифрактометр XSTRESS 3000 G3/G3R

новые показатели физических свойств сплава В95пчТ2 при разных температурах приведены в табл. 1 и 2.

Образец с размерами  $20 \times 100 \times 3$  мм закрепляли в приспособлении с боковых сторон и обрабатывали перифериями шлифовальных кругов CF-FB 0,5A

FIN и FS-WL 8A MED на разных режимах.

Определяли распределение остаточных напряжений по глубине  $t_{\text{зал}}$  поверхностного слоя обработанной поверхности. Распределение напряжений определяли под углом  $\varphi = -45^\circ$  к оси Z, под углом  $\varphi = +45^\circ$  к оси X и при  $\varphi = 0$  (рис. 2). Измеряли нормальные, касательные и главные напряжения во всех направлениях.

Исследования проводили на рентгеновском дифрактометре XSTRESS 3000 G3/G3R фирмы Stresstect OY (Финляндия) с рентгеновской трубкой TFS-3007-HP (рис. 3) с применением универсального ПО для управления оборудованием и обработки данных. Гониометр G3/G3R реализует фокусирующую геометрию Брега—Бретано и оснащен встроенным индикатором с круговой шкалой (цена деления 0,001 мм), что обеспечивает возможность автомати-

ческого измерения толщины удаленного материала.

В вычислениях применяли следующие способы: расчет пиков — Cross correlation; расчет касательных напряжений — Elliptical; расчет главных напряжений — Regression from all rotations; расчет тензора напряжений — Multiple regression from all data

Измерения дифракции рентгеновских лучей и анализ выполняли в соответствии со стандартом EN 15305:2008.

Образцы перед обработкой эластичными ЭАК фрезеровали четырехзубой фрезой при частоте вращения  $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$ , подаче  $S = 130 \text{ мм/мин}$ , глубине резания 0,5 мм. Остаточные напряжения в образцах до обработки ЭАК приведены в табл. 7, видно, что все нормальные остаточные напряжения являются растягивающими.

По результатам измерений обработанных образцов были построены эпюры распределения остаточных напряжений в поверхностном слое.

На рис. 4 и 5 показаны эпюры остаточных напряжений после обработки ЭАК FS-WL-8A MED и CF-FB-0,5A FIN. Видно, что все нормальные остаточные напряжения в поверхностных слоях образцов являются сжимающими

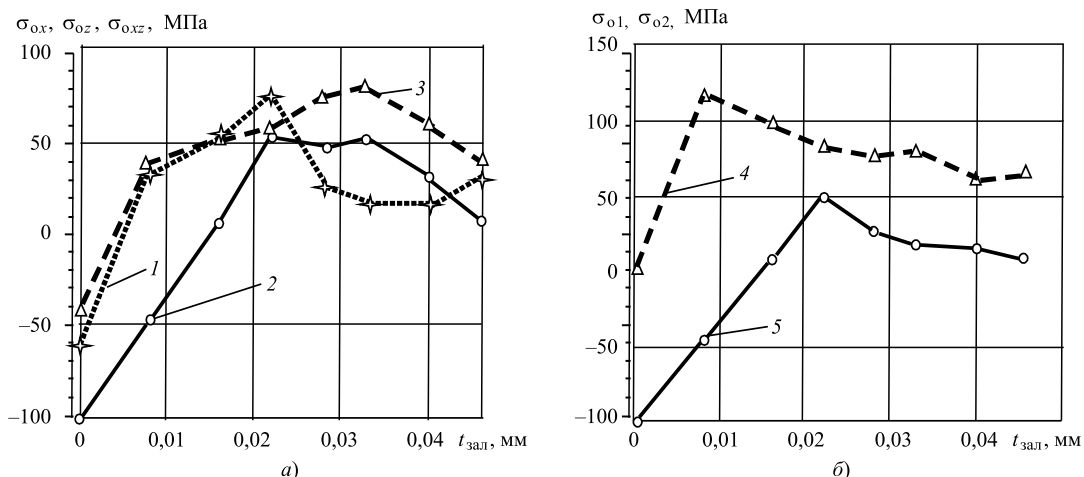


Рис. 4. Эпюры распределения остаточных напряжений по глубине  $t_{\text{зал}}$  залегания после обработки ЭАК FS-WL-8A MED при  $v = 11,77 \text{ м/с}$ ,  $\Delta y = 1 \text{ мм}$ ,  $S = 21 \text{ мм/мин}$ :

1 —  $\sigma_{oz}$  при  $\varphi = -45^\circ$ ; 2 —  $\sigma_{oxz}$  при  $\varphi = 0$ ; 3 —  $\sigma_{ox}$  при  $\varphi = +45^\circ$ ; 4 — максимальные главные напряжения  $\sigma_{01}$ ; 5 — минимальные главные напряжения  $\sigma_{02}$

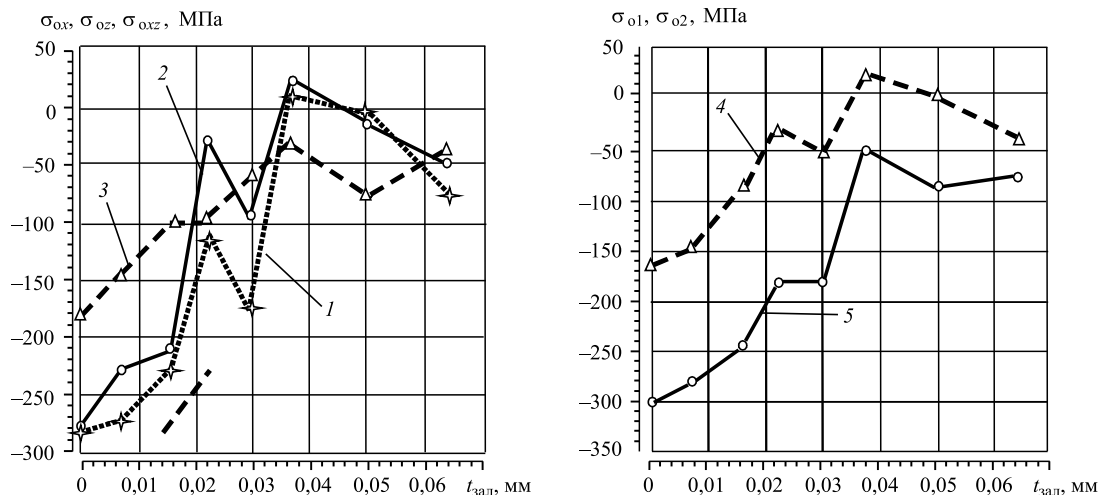


Рис. 5. Эпюры распределения остаточных напряжений по глубине  $t_{зал}$  залегания после обработки ЭАК CF-FB-0,5A FIN при  $v = 16,755$  м/с,  $\Delta y = 3$  мм,  $S = 21$  мм/мин:

1 —  $\sigma_{oz}$  при  $\varphi = -45^\circ$ ; 2 —  $\sigma_{oxz}$  при  $\varphi = 0$ ; 3 —  $\sigma_{ox}$  при  $\varphi = 45^\circ$ ; 4 — максимальные главные напряжения  $\sigma_{o1}$ ; 5 — минимальные главные напряжения  $\sigma_{o2}$

Остаточные напряжения в образцах до обработки, МПа

Фрезерование	$\sigma_{oz}$ ( $\varphi = -45^\circ$ )	$\sigma_{ox}$ ( $\varphi = +45^\circ$ )	$\tau_{oz}$ ( $\varphi = -45^\circ$ )	$\sigma_{o1}$	$\sigma_{o2}$
Цилиндрическое	+31,1	+154,9	-76,7	+155,2	+30,8
Торцевое	+48,9	+41,0	-63,4	+61,3	+28,6

Таблица 7

и снижаются с увеличением глубины залегания.

Результаты измерения остаточных напряжений приведены в табл. 8 и 9.

На рис. 6 и 7 показаны зависимости нормальных и касательных остаточных напряжений от скорости  $v$  резания и деформации  $\Delta y$  ЭАК.

Анализ касательных напряжений показал, что данные напряжения всегда сжимающие, практически не изменяются по глубине залегания и не меняются в зависимости от параметров обработки (скорости резания и деформации ЭАК). До обработки касательные напряжения составляли  $65 \div 70$  МПа, после обработки они составили  $55 \div 78$  МПа, поэтому касательные напряжения далее рассматривать не будем.

Экспериментальные главные остаточные напряжения после обработки ЭАК FS-WL-8A MED,  $S = 21$  мм/мин, МПа

Таблица 8

$v$ , м/с	$\Delta y$ , мм	$\sigma_{oz}$ ( $\varphi = -45^\circ$ )	$\sigma_{ox}$ ( $\varphi = +45^\circ$ )	$\tau_{oz}$ ( $\varphi = -45^\circ$ )	$\sigma_{o1}$	$\sigma_{o2}$
3,530	1,5	-29,7	+41,5	-78,3	+43,9	-31,8
7,069		-23,1	+41,4	-71,8	+41,5	-23,2
8,831		-43,1	+34,7	-73,2	+37,4	-45,7
11,304		—	—	—	—	—
7,069	0,5	-49,9	-14,5	-52,8	+0,3	-64,7
	1,0	-60,7	-41,8	-75,5	0	-102,5
	1,5	-23,1	+41,4	-71,8	+41,5	-23,2
	2,0	-19,4	+43,2	-77,2	+67,2	-43,5

При обработке ЭАК FS-WL-8A MED остаточные напряжения  $\sigma_{oz}$  при  $\varphi = -45^\circ$  и минимальные главные напряжения  $\sigma_{o2}$  оказались сжимающими, а напряжения  $\sigma_{ox}$  при  $\varphi = +45^\circ$  и максимальные главные напряжения  $\sigma_{o1}$  при некоторых режимах были растягивающими (см. табл. 8). При этом на формирование остаточных напряжений существенное влияние оказывает температура, что и обусловило появление малых

Экспериментальные остаточные напряжения после обработки ЭАК CF-FB-0,5A FIN,  $S = 21$  мм/мин, МПа

Таблица 9

$v$ , м/с	$\Delta y$ , мм	$\sigma_{oz}$ ( $\varphi = -45^\circ$ )	$\sigma_{ox}$ ( $\varphi = +45^\circ$ )	$\tau_{oz}$ ( $\varphi = -45^\circ$ )	$\sigma_{o1}$	$\sigma_{o2}$
5,053	4,5	-264	-51,4	-71,4	-36,9	-278,5
10,106		-183,9	-200,9	-69,9	-151,9	-232,9
12,632		-217,7	-178,8	-55,3	-143,2	-253,3
16,169		-204,1	-116,5	-65,6	-99,3	-221,3
10,106	3,0	-283,8	-182,4	-65,8	-163,9	-302,3
	3,5	-240,8	-87,9	-97,2	-70,2	-258,4
	4,0	-241,9	-107,7	-73,8	-87,1	-262,5
	4,5	-183,9	-200,9	-69,9	-151,9	-232,9

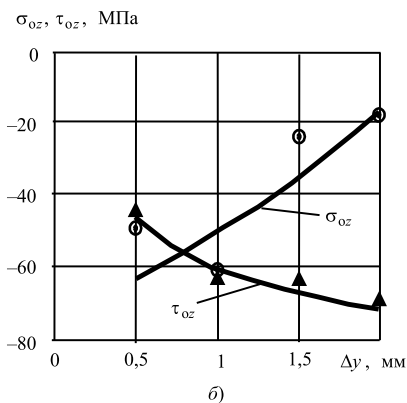
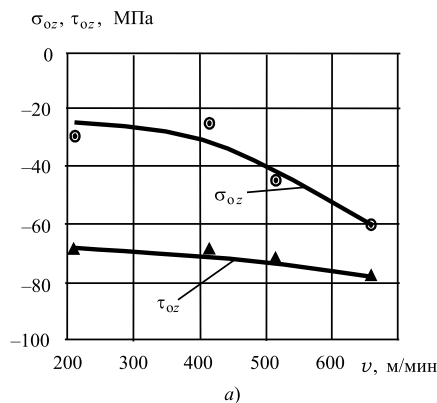


Рис. 6. Зависимости наименьших остаточных напряжений после обработки ЭАК FS-WL-8A MED при  $S = 21$  мм/мин:

$a$  — от скорости  $v$  резания при  $\Delta y = 1,5$  мм;  $b$  — от деформации  $\Delta y$  ЭАК при  $v = 424,11$  м/мин:  $\tau_{oz}$  — касательные остаточные напряжения;  $\sigma_{oz}$  — нормальные остаточные напряжения вдоль образца

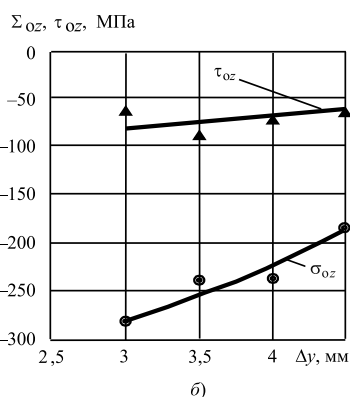
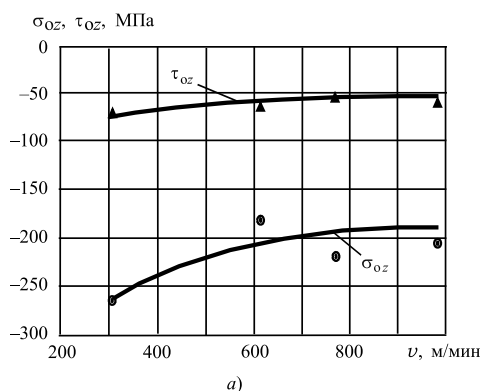


Рис. 7. Зависимости наименьших остаточных напряжений после обработки ЭАК CF-FB-0,5A FIN при  $S = 21$  мм/мин:

$a$  — от скорости  $v$  резания при  $\Delta y = 4,5$  мм;  $b$  — от деформации  $\Delta y$  ЭАК при  $v = 612,6$  м/мин:  $\tau_{oz}$  — касательные остаточные напряжения;  $\sigma_{oz}$  — нормальные остаточные напряжения вдоль образца

сжимающих и растягивающих остаточных напряжений.

При обработке ЭАК CF-FB-0,5A FIN в поверхностном слое формируются сжимающие нормальные остаточные напряжения (см. табл. 9). При этом температура  $\Theta$  в зоне резания небольшая и существенного влияния на остаточные напряжения не оказывает. Следовательно, главным фактором является нормальная составляющая  $P_y$  сил резания, под действием которой формируются сжимающие остаточные напряжения.

Заметим, что при цилиндрическом и торцевом фрезеровании образцов исследуемыми ЭАК

нормальные остаточные напряжения из напряжений растяжения (см. табл. 7) полностью перешли в напряжения сжатия (см. табл. 8).

Адекватность полученных аналитических зависимостей для определения остаточных напряжений, возникающих при обработке ЭАК, подтверждены экспериментальными данными.

Таким образом, установлено, что при зачистке ЭАК на формирование остаточных напряжений оказывают влияние силовые и температурные факторы. Чем выше жесткость ЭАК, тем значительнее влияние температурного фактора. При этом формируются

сжимающие остаточные напряжения, что повышает эксплуатационные свойства обработанной детали.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Безухов Н. И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести. М.: Высшая школа, 1968. 512 с.
2. Евсеев Д. Г., Сальников А. Н. Физические основы процесса шлифования. Саратов: Саратовский ун-т, 1978. 128 с.
3. Биргер И. А. Остаточные напряжения. М.: Машгиз, 1963. 239 с.
4. Джонсон У., Меллор П. Теория пластичности для инженеров / Пер. с англ. А. Г. Овчинникова. М.: Машиностроение, 1979. 567 с.
5. Ильющин А. А. Пластичность. Ч. 1. Уругопластические деформации. 1948. М.: Логос, 2004. 388 с.
6. Кроха В. А. Упрочнение металлов при холодной пластической деформации. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.
7. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1968. 400 с.
8. Материалы в машиностроении. Выбор и применение. Т. 1. Цветные металлы и сплавы / Под ред. Л. П. Лужникова. М.: Машиностроение, 1987. 304 с.
9. Соколовский В. В. Теория пластичности. М.; Л.: Гос. изв-во техн.-теор. лит., 1950. 396 с.
10. Зубаирова Л. Х., Свирщев В. И. Аналитическое описание напряженного состояния детали при плоском торцевом планетарном шлифовании // СТИН. 2013. № 7. С. 14—18.
11. Зубаирова Л. Х., Свирщев В. И. Определение остаточных напряжений от действия силы резания при шлифовании // СТИН. 2014. № 2. С. 35—37.
12. Димов Ю. В., Подашев Д. Б. Исследование сил взаимодействия эластичного абразивного круга с обрабатываемой заготовкой // Вестник машиностроения. 2018. № 6. С. 54—60.
13. Технологические остаточные напряжения / Под ред. А. В. Подзая. М.: Машиностроение, 1973. 216 с.
14. Димов Ю. В., Подашев Д. Б. Температура в зоне резания при обработке эластичными абразивными кругами // Вестник ИрГТУ. 2015. № 2 (97). С. 38—42.
15. Якимов А. В. Оптимизация процесса шлифования. М.: Машиностроение, 1975. 175 с.

А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), Е. С. СТРАМЦОВА (МИРЭА),  
О. И. КУЛАКОВ (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: albagachiev@yandex.ru

## Моделирование температуры при обработке моноколеса компрессора

Разработаны математическая модель и методика расчета температуры при механической обработке моноколеса компрессора. Приведены результаты расчета по разработанному алгоритму.

**Ключевые слова:** моделирование, моноколесо, фрезерование, температура.

A mathematical model and methodology for calculating the temperature during mechanical processing of the compressor monowheel are developed. The calculation results according to the developed algorithm are presented.

**Keywords:** modeling, monowheel, milling, temperature.

К авиационным газотурбинным двигателям предъявляются высокие требования по надежности, долговечности и экономичности, кроме того, они должны иметь минимальный вес.

Эффективное применение турбореактивного двухконтурного двигателя (ТРДД) возможно при скоростях не выше 900 км/ч на высоте до 12 км. Колесо вентилятора первой ступени ТРДД служит для первичного забора воздуха, его сжатия и разделения на два потока.

Применяемые сегодня технологии обработки колес, используемых в ТРДД, предусматривают раздельную механическую обработку заготовок диска и лопаток с последующей сборкой (рис. 1, а) или сложную механическую обработку заготовки цельного моноколеса (блиска), при этом лопатки и диски составляют единое целое (рис. 1, б). Не останавливаясь на достоинствах и недостатках этих конструкций колес при эксплуатации, отметим высокую трудоемкость механической, особенно фрезерной, обработки моноколеса, обусловленную повышенным нагреванием заготовки и инструмента, снижающим стойкость последнего. При этом происходящие в контактной зоне процессы — все виды трения (скольжения, качения, покоя) и изнашивания (абразивное, адгезионное, усталостное и т. д.) во многом зависят от температуры (рис. 2) [1].

При фрезеровании блиска концевыми фрезами выделяется теплота, которая распределяется между заготовкой, стружкой и инструментом [2, 3]. Так как нас интересует мгновенная температура в контактной зоне, то при моделировании процесса обработки не учитывалась теплота, отводимая в окружающую среду стружкой и конвекцией.

Теплота, выделяемая при фрезеровании блиска, составит:

$$Q = P_z v t_p,$$

где  $P_z$  — сила резания;  $v$  — скорость резания;  $t_p$  — время контакта инструмента с заготовкой (рабочее время).

С учетом принятых допущений можно записать:

$$Q = Q_1 + Q_2,$$

где  $Q_1$  — количество теплоты, полученное инструментом;  $Q_2$  — количество теплоты, полученное заготовкой.

Тогда

$$Q_1 + Q_2 = P_z v t_p. \quad (1)$$



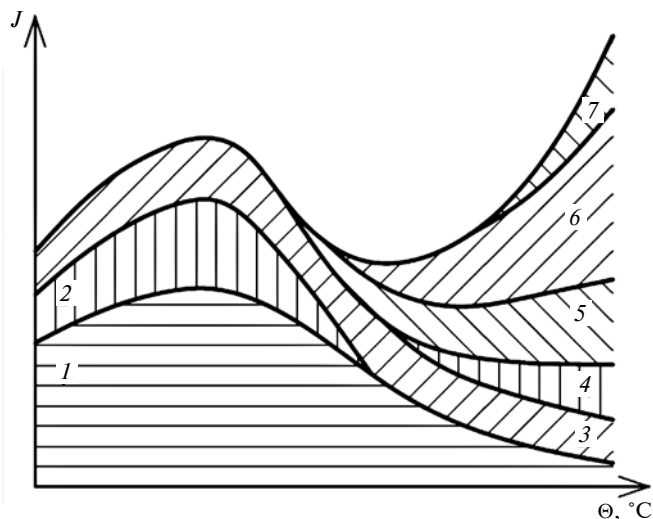
а)



б)

Рис. 1. Колеса вентилятора первой ступени:

а — сборное; б — цельное



**Рис. 2. Изменение интенсивности  $J$  изнашивания инструмента от температуры  $\Theta$  в зоне резания и вклад разных факторов в процесс изнашивания (заштрихованные зоны):**

1 — адгезия; 2 — усталостное изнашивание; 3 — абразивное изнашивание (истирание); 4 — термоусталостное разрушение; 5 — окисление; 6 — диффузионные процессы; 7 — пластическое течение

Здесь

$$Q_1 = \rho_1 V_1 c_1 \theta_1, \quad (2)$$

где  $\rho_1$  — плотность материала инструмента;  $V_1$  — объем нагреваемого материала одной кромки инструмента;  $c_1$  — удельная теплоемкость материала, Дж/(кг · °С);  $\theta_1$  — температура инструмента.

$$Q_2 = \rho_2 V_2 c_2 \theta_2, \quad (3)$$

где  $\rho_2$  — плотность материала заготовки;  $V_2$  — объем нагреваемого материала заготовки;  $c_2$  — удельная теплоемкость материала, Дж/(кг · °С);  $\theta_2$  — температура заготовки.

При этом  $\theta_1 = \theta_2$ , поэтому далее будем использовать обозначение  $\Theta$ .

Объем нагреваемой части кромки инструмента

$$V_1 = h_1 A.$$

Здесь  $A$  — площадь срезаемого материала;  $h_1$  — глубина проникновения выделенной теплоты в инструмент:

$$h_1 = 1,73 \sqrt{\frac{\lambda_1}{c_1 \rho_1} t_p},$$

где  $\lambda_1$  — теплопроводность материала инструмента, Дж/(м · кг · °С).

$$\text{Тогда } V_1 = 1,73 A \sqrt{\frac{\lambda_1}{c_1 \rho_1} t_p}. \quad (4)$$

Аналогично получаем формулу для объема нагреваемой части заготовки:

$$V_2 = 1,73 A \sqrt{\frac{\lambda_2}{c_2 \rho_2} t_p}, \quad (5)$$

где  $\lambda_2$  — теплопроводность материала заготовки, Дж/(м · кг · °С).

Подставив формулы (2)–(5) в выражение (1), получим:

$$\rho_1 1,73 A \sqrt{\frac{\lambda_1}{c_1 \rho_1} t_p} c_1 \theta + \rho_2 1,73 A \sqrt{\frac{\lambda_2}{c_2 \rho_2} t_p} c_2 \theta = P_z v t_p$$

или

$$1,73 A \theta \sqrt{t_p} \left( \rho_1 c_1 \sqrt{\frac{\lambda_1}{c_1 \rho_1} t_p} + \rho_2 c_2 \sqrt{\frac{\lambda_2}{c_2 \rho_2} t_p} \right) = P_z v t_p. \quad (6)$$

Из формулы (6) найдем температуру нагревания зоны резания:

$$\theta = \frac{P_z v \sqrt{t_p}}{1,73 A (\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2})}. \quad (7)$$

Подставив напряжение сдвига  $\tau_{сд} = P_z/A$  в формулу (7), получим температуру в зоне контакта при фрезеровании моноколеса:

$$\theta = \frac{\tau_{сд} v \sqrt{t_p}}{1,73 (\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2})}. \quad (8)$$

Рассчитаем температуру  $\Theta$  в зоне резания при фрезеровании жаропрочного сплава ХН77ТЮР цельной однозубой твердосплавной фрезой из сплава ВК8.

Время контакта фрезы определяем из геометрии фрезерования при угле  $\psi = 18,19^\circ$ .

Длина дуги контакта зуба фрезы составит  $L_p = \frac{\pi D \psi}{360} = 3,183$  мм.

Время контакта зуба фрезы с заготовкой  $t_p = L_p/v = 24,427 \cdot 10^{-4}$  с.

Напряжение сдвига  $\tau_{сд} = (0,5 \div 0,6) \sigma_B$ , где  $\sigma_B$  — предел прочности материала. Для жаропрочного сплава ХН77ТЮР  $\tau_{сд} = 365$  МПа.

Показатели теплофизических свойств инструментального и обрабатываемого материалов приведены в таблице.

**Показатели теплофизических свойств сплавов ХН77ТЮР и ВК8**

Сплав	$c$ , Дж/(кг · °С)	$\rho$ , $10^2$ кг/м <sup>3</sup>	$\lambda$ , Дж/(м · с · °С)
ВК8	167,6	144÷148	46÷75
ХН77ТЮР	580÷585	82	12,6÷31,1

При расчете по формуле (8) примем средние значения показателей теплофизических свойств материалов и переведем все известные значения в СИ:  $t_p = 24,427 \cdot 10^{-4}$  с;  $v = 1,3$  м/с;  $\tau_{сд} = 365 \cdot 10^6$  Па. Подставив их в выражение (8), получим  $\theta = 741,6$  °С.

При обработке сплава ХН77ТЮР инструментом из твердого сплава ВК8 по данным работы [4] температура  $\theta_3 = 720$  °С. Погрешность расчетной температуры составила 3 %, что указывает на удовлетворительную сходимость экспериментальных и расчетных результатов.

Для определения рациональных температурных режимов фрезерования таких сложнопрофильных деталей, как моноколесо, была разработана программа на языке Object Pascal с использованием среды Lazarus IDE. Программа обеспечивает вычисление температуры с проверкой корректности введенных данных и запись результатов в текстовый файл.

Алгоритм расчета приведен на рис. 3.

На рис. 4 показаны расчетные зависимости температуры фрезерования  $\theta$  от скорости резания  $v$  при разных значениях показателей  $\sigma_B$  и  $\tau_{сд}$ .

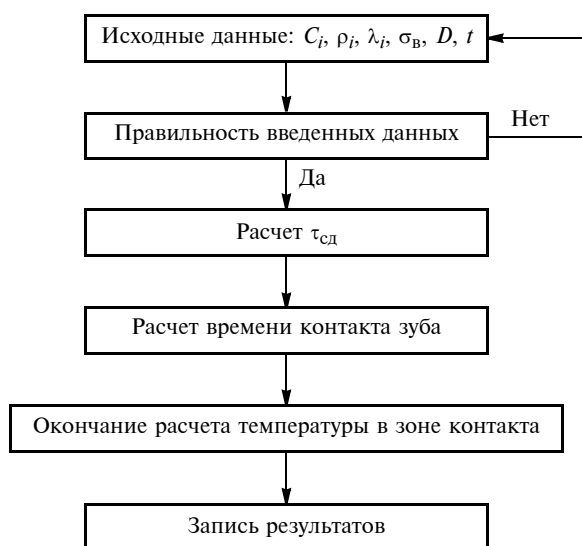


Рис. 3. Алгоритм расчета температуры в зоне фрезерования

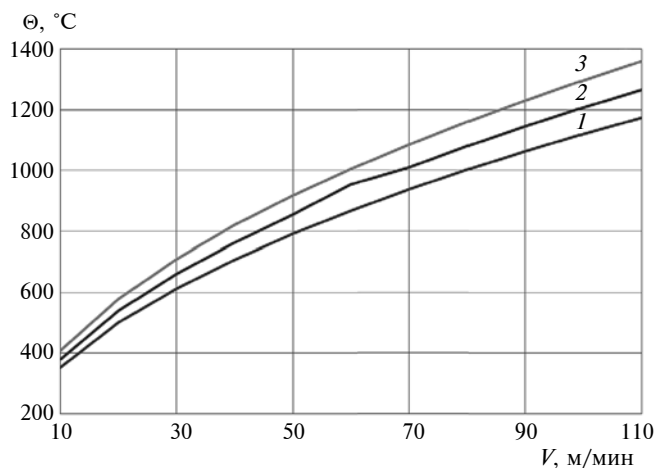


Рис. 4. Зависимости температуры фрезерования  $\theta$  от скорости резания  $v$  при разных значениях прочности материала и напряжения сдвига:

1 —  $\tau_{сд} = 475$  МПа;  $\sigma_B = 950$  МПа; 2 —  $\tau_{сд} = 512$  МПа,  $\sigma_B = 1025$  МПа; 3 —  $\tau_{сд} = 550$  МПа,  $\sigma_B = 1100$  МПа

Используя полученные аналитические выражения и алгоритм расчета, можно выполнять расчет температуры при фрезеровании моноколеса, а также решать обратную задачу, т. е. задавая оптимальную температуру обработки для разных материалов пары инструмент—заготовка, определить оптимальный режим резания.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Албагачиев А. Ю., Краско А. С., Страмцова Е. С. Оптимизация режимов резания при высокоскоростном точении жаропрочного сплава ХН77ТЮ // Вестник машиностроения. 2018. № 7. С. 75—78.
2. Воронцов А. Л., Албагачиев А. Ю., Султан-Заде Н. М. Теоретические основы обработки металлов в машиностроении. Старый Оскол: ТНТ, 2013. 552 с.
3. Определение температурных изменений в зоне резания при высокоскоростном фрезеровании жаропрочных сплавов / А. Ю. Албагачиев, Е. В. Преображенская, А. С. Краско, Е. С. Страмцова // Вестник машиностроения. 2018. № 9. С. 82—85.
4. Силин С. С. Метод подобия при резании материалов. М.: Машиностроение, 1979. 152 с.

### ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс **27841**





Г. Ю. ИВАНОВ, А. Д. ФРОЛОВ (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН, г. Москва), e-mail: glebobobo@mail.ru

## Ультразвуковая пайка как способ сборки изделий из разнородных материалов

Рассматривается применение ультразвуковой пайки вместо традиционной при соединении разнородных материалов.

**Ключевые слова:** ультразвуковая пайка, кавитация, припой, ультразвуковые системы.

The application of ultrasonic soldering when connecting dissimilar materials instead of traditional soldering is considered.

**Keywords:** ultrasonic soldering, cavitation, solder, ultrasonic systems.

В современной промышленности широко используются традиционные методы сборки изделий из драгоценных металлов, в основном это пайка с припоем, содержащим драгоценные металлы. Несмотря на распространенность этого способа сборки, например, в радиоэлектронике [1] или ювелирном деле, он имеет свои недостатки, негативно отражающиеся как на процессе, так и на изделии. Свести к минимуму негативные аспекты сборки таких изделий можно применением ультразвуковой (УЗ) пайки, позволяющей получать не только качественное соединение, но и соединять разнородные материалы, например, серебро и золото, серебро и стекло, золото и керамика.

Особенности УЗ-пайки:

пайка осуществляется без использования флюса или вакуума [2];

возможно создание объемных относительно сложных конструкций;

обеспечивает очень высокую прочность соединений за счет диффузии материала припоя в основной материал;

процесс экологически чище традиционной пайки, так как исключаются операции по удалению флюсов, загрязняющих окружающую среду;

УЗ-пайка в результате исключения процессов флюсования и очистки позволяет уменьшить ресурсные и временные затраты.

Несмотря на распространенность пайки, процесс не универсален, в частности, при пайке тонких деталей (в пределах 1 мм) наиболее частыми дефектами являются непропаи, трещины, флюсовые включения, раковины, поры. Это можно объяснить тем, что для прогрева толстых материалов требуется больше времени, а для тонких — намного меньше, но в обоих случаях пайка проходит медленно, так как припой должен расплавиться и за-

полнить шов. Поэтому трещины и непропаи при пайке тонких изделий встречаются довольно часто.

Ультразвуковая пайка снижает растекание капли припоя по поверхности подложки и в результате возбуждения ультразвуковых колебаний в припое почти мгновенно уменьшается угол смачивания. При УЗ-пайке расплавленный припой активируется энергией ультразвуковых колебаний, которые значительно уменьшают образование дефектов в изделиях из хрупких материалов и драгоценных камней. Процесс способствует улучшению физико-химических свойств и значительно уменьшает расстояние между взаимодействующими средами.

Традиционная пайка — это соединение двух металлов на молекулярном уровне, для которого необходимым условием является смачивание. Кроме хорошо смачиваемых материалов для пайки используют несмачиваемые или плохо смачиваемые материалы, поэтому для пайки этими материалами используют ультразвуковые системы. Основная особенность УЗ-пайки — соединение разнородных металлических (серебро, золото) и неметаллических (керамика, стекло) материалов, заключается в кавитации, при которой в жидкой среде образуются газовые или паровые полости (пузырьки). При УЗ-пайке жидкой средой является расплав припоя при интенсивных ультразвуковых колебаниях. В результате пульсации пузырьков с большой скоростью, равной частоте ультразвуковых колебаний, возникают ударные волны с давлением  $\approx 100 \div 110$  МПа. Благодаря этому окисные пленки и различные загрязнения разрушаются, подготавливая тем самым хорошо смачиваемую для припоя поверхность. Поэтому при УЗ-пайке разнородных материалов прочность сцепления достаточно высокая.



Паяльная станция USS-9210

Множественные исследования УЗ-пайки показали, что интенсивность кавитации увеличивается в низкочастотной области спектра ультразвуковых колебаний [3]. С повышением частоты колебаний интенсивность кавитации в расплаве снижается, но одновременно возрастают электромагнитные и магнитомеханические потери в ультразвуковых преобразователях. Оптимальный частотный диапазон ультразвуковых технологических установок составляет 18÷44 кГц. Эффективность ультразвуковой кавитации обуславливается мощностью ультразвукового излучения ( $\approx 100$  Вт), вводимого в расплав припоя, и точной настройкой ультразвукового инструмента на собственную частоту. Оптимальный зазор (0,2÷0,3 мм) между торцом излучателя и паяемой поверхностью необходимо поддерживать постоянным, чтобы исключить образование макро- и микротрещин в поверхностных слоях хрупких неметаллических материалов при УЗ-пайке за счет динамического фактора ультразвука, особенно при жестком акустическом контакте излучателя с обрабатываемой поверхностью. Снижение динамического воздействия УЗ-колебаний на паяемый материал достигается изменением угла ввода колебаний с 90° до 30÷40° или применением колебаний, параллельных паяемой поверхности.

При воздействии лазера на поверхность стекла (аналог камня) провели сравнительный анализ допустимого напряжения, которое может привести к трещине. Порог хрупкого разрушения материала рассчитывали по формуле

$$\sigma = \left( \frac{\beta E \theta_c}{3(1-2\nu)} \right) \left( \frac{r^2(t)}{p^2} \right),$$

где  $\beta$  — температурный коэффициент объемного расширения облучаемого материала;  $E$  — модуль Юнга;  $\theta_c$  — градиент температуры в стекле;  $\nu$  — коэффициент Пуассона;  $r$  — радиус луча;  $t$  — время воздействия лазера;  $p$  — плотность материала.

Анализ показал, что напряжения в стекле не достигают нижнего допустимого предела [4], поэтому данные исследования позволяют утверждать, что

Припои для пайки

Припой	Состав, %	Температура пайки, °С	Прочность, МПа
ПОС 61	61 Sn, 39 Pb	220÷255	0,2÷0,5
ПОССу 10-2	9 Sn, 2 Sb, 89 Pb	265÷285	5÷7
ПОЦ 10	90 Sn, 10 Zn	220÷225	8÷10
ПОЦ 20	79 Sn, 21 Zn	235÷250	10÷15
CS186	58 Sn, 38 Pb, 3 Zn, <1 Sb	186÷196	21÷37
CS297	5 Sn, 91 Pb, 3 Zn, <1 Sb	297÷300	23÷39

УЗ-пайка не создает дефекты в камне, так как не является высокотемпературным процессом.

Исходя из требуемых характеристик, особенностей процессов и работы устройств, для сборки изделий, например, электронных или ювелирных, допустимо использовать некоторые типы УЗ паяльных станций [5] Sunbonder USM-560 и USS-9210. Данные установки имеют вариативность наконечников паяльника (1÷4 мм), что немаловажно при работе со сложными конструкциями изделий. Паяльные станции USS-9210 и USM-560 предназначены для небольших производств и исследовательских лабораторий, их характеристики удовлетворяют требованиям сборки тонких и сложных изделий, следовательно, их можно использовать и при сборке изделий из разнородных материалов.

В современной УЗ-пайке широко распространены такие припои на основе олова, как ПОС 61, ПОЦ 10, ПОССу 10-2, которые используются в основном в электронике, но их применение для пайки ювелирных изделий ограничено. УЗ-пайка становится все более перспективным вариантом с появлением на рынке доступных и универсальных припоев CERASOLZER. Сплавы CS186 или CS297 (таблица) обеспечивают прочное и надежное соединение различных металлических и неметаллических материалов (металл + металл, неметалл + металл, неметалл + неметалл). Высокая прочность сцепления припоя с материалом также позволяет изготавливать сложные и тонкие изделия, которые невозможно выполнить традиционной пайкой.

Таким образом, ультразвуковая пайка — чистый бесфлюсовый процесс, обеспечивающий по сравнению с традиционной пайкой более качественное соединение разнородных материалов, в частности при производстве электронных устройств и ювелирных изделий.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Клубович В. В., Тявловский М. Д., Ланин В. Л. Ультразвуковая пайка в радио и приборостроении. Минск: Наука и техника, 1985. 263 с.
2. Faridi H. R., Devletian J. H., Le H. P. New Look at Flux-Free Ultrasonic Soldering // Welding Journal. 2000. N. 9. P. 41—45
3. Ультразвуковые процессы в производстве изделий электронной техники. / С. П. Кундас, В. Л. Ланин, М. Д. Тявловский и др.; Под общ. ред. акад. НАН Беларуси А. П. Достанко. В 2 т. Т. 1. Минск: Бестпринт, 2002. 404 с.
4. Албагачиев А. Ю., Привезенцев В. И., Мамедова И. Ю. Технологическое обеспечение импульсной лазерной пайки при сборке элементов из цветных металлов и минералов // Вестник машиностроения. 2018. № 10. С. 47, 48.
5. Васюнькин Н. Ультразвуковые системы пайки USS-9200 и USS-9500 // Технологии в электронной промышленности. 2011. № 47. С. 58, 59.

Н. П. АЛЕШИН, академик РАН, д-р техн. наук, Н. В. КОБЕРНИК, д-р техн. наук,  
А. С. ПАНКРАТОВ, канд. техн. наук (ФГАУ «НУЦСК при МГТУ им. Н. Э. Баумана»),  
В. В. ПЕТРОВА (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: koberniknv@bmstu.ru, aspankratov@bmstu.ru

## Термодинамическое моделирование образования карбидов хрома в наплавленном металле<sup>1</sup>

Исследуется возможность упрочнения наплавленного металла, работающего в условиях абразивного изнашивания, карбидами хрома. Установлено, что образование карбидов при правильном легировании наплавленного металла повышает его стойкость.

**Ключевые слова:** наплавка, карбиды хрома, стабильность, наплавочный материал, армирование.

The possibility of hardening the surfaced metal working under conditions of abrasive wear with chromium carbides is investigated. It is determined, that the formation of carbides with proper alloying of the surfaced metal increases its resistance.

**Keywords:** surfacing, chromium carbides, stability, surfacing material, reinforcement.

Большинство деталей и узлов работают в условиях абразивного изнашивания. Их износостойкость как при восстановлении, так и при изготовлении обеспечивается преимущественно наплавкой металлов. Поэтому разработка наплавочных материалов и технологии наплавки является важным направлением. В настоящее время применяют наплавочные материалы, содержащие много легирующих элементов [1–8]. Такой металл имеет преимущественно железную основу, реже используются сплавы на основе никеля и кобальта. Основными легирующими элементами являются Cr, Mn, W, V, Nb, Ni, Ti и др.

Для получения высоких эксплуатационных свойств наплавленного металла при абразивном изнашивании необходимо обеспечить его оптимальную структуру, которая, как правило, представляет собой матрицу, содержащую карбиды и бориды. Наиболее распространенным в структуре наплавленного металла является карбид хрома, который формируется при легировании металла хромом и углеродом. Особый интерес представляет введение карбидов в наплавленный металл в готовом виде. В некоторых случаях для повышения износостойкости наплавленного металла вводят карбиды кремния, титана и вольфрама [9–13]. Хром с углеродом образуют карбиды различного стехиометрического состава —  $Cr_{23}C_6$ ,  $Cr_7C_3$ ,  $Cr_3C_2$ , имеющие температуру плавления соответственно 1790, 2050 и 2168 К [14].

Однако такой подход требует термодинамического анализа, позволяющего прогнозировать поведение вводимого карбида в расплав наплавленного металла.

### Термодинамика образования карбидов хрома в расплаве

Рассмотрим термодинамику образования карбидов хрома в расплаве системы Fe—Cr—C с учетом взаимного растворения легирующих элементов в железе [15–18]. Термодинамическая оценка возможности выпадения карбидов хрома из расплава указанной системы показала, что первичная кристаллизация карбидов хрома при температуре выше 1723 К невозможна. Выпадение карбидной фазы при меньших температурах возможно только в твердом металле. В работе [18] детально проведен термодинамический анализ, рассмотрены фазовые равновесия в системе Fe—Cr—C и отмечена область, в которой при температуре 1873 К может образовываться карбидная фаза, однако эта область характеризуется большим содержанием углерода, а при последующем охлаждении формируется смесь карбиды—углерод.

Полученные данные показали, что в системе Fe—Cr—C термодинамически не выгодно сохранение карбидов хрома при их введении в расплав. Однако наплавленный металл имеет более широкий спектр легирующих элементов и диапазон температур нагрева, при этом необходимо учитывать окисление.

Цель данной работы — термодинамический анализ возможных химических реакций в расплаве сварочной ванны в присутствии карбидов хрома. Для этого провели термодинамическое моделирование процессов в системе Cr—V—Nb—C—Fe, так как это основные легирующие элементы, входящие в состав современных наплавочных материалов.

### Термодинамическое моделирование процессов в системе Cr—V—Nb—C—Fe

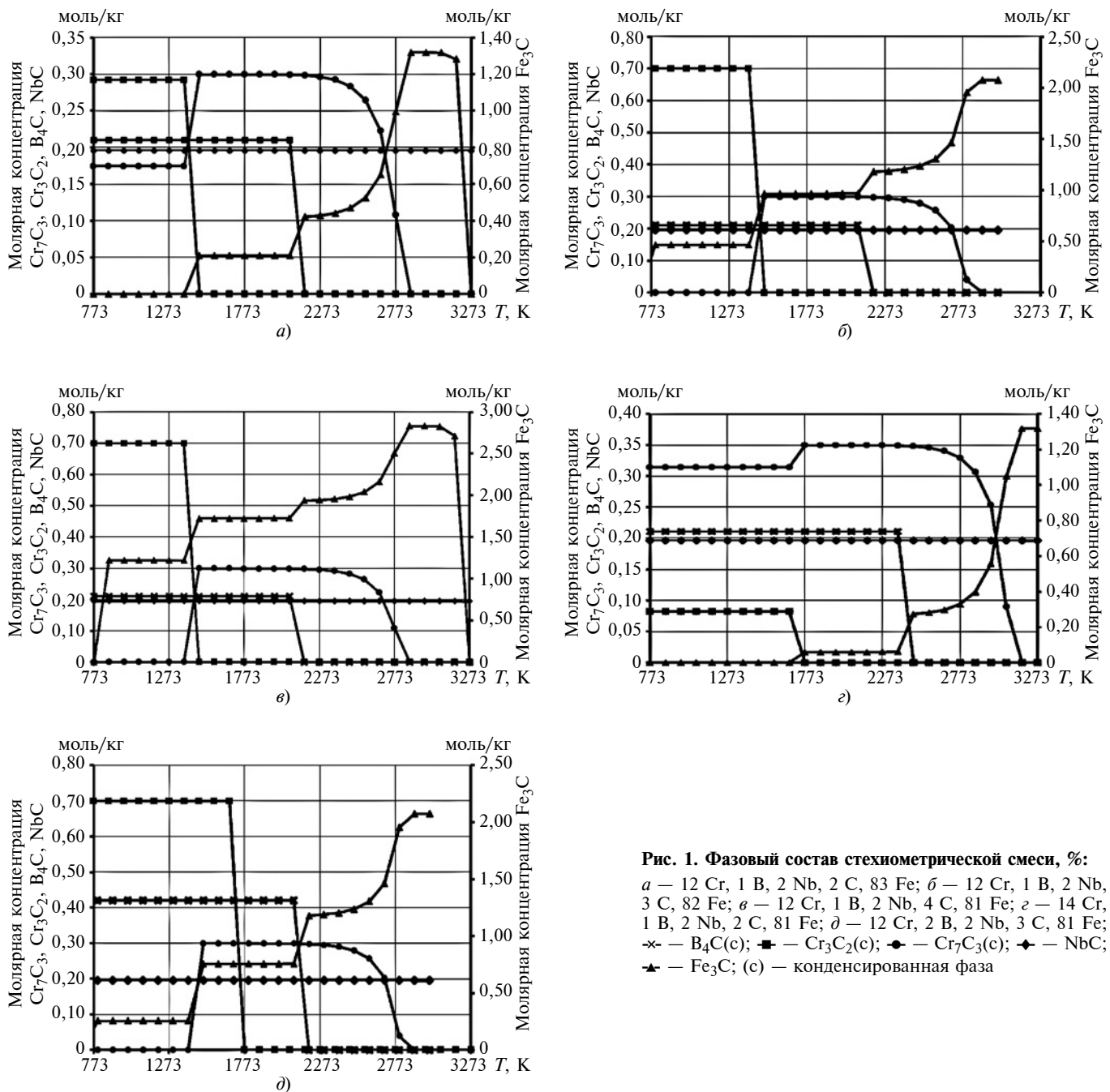
Для термодинамического моделирования использовали программный комплекс TERRA, показывающий протекание реакций в равновесных условиях без учета возможного взаимного растворения элементов и образования комплексных карбидов. Такой же подход использовали в работе [19] при образовании карбидов хрома из оксида хрома. Расчеты проводили в интервале температур 773÷3273 К

<sup>1</sup> Работа выполнена в рамках Государственного задания № 075-00148-20-00.

при заданном в системе давлении 0,1 МПа (принято равным атмосферному). Стехиометрический состав смеси варьировали в диапазоне элементов, %: 6÷15 Cr; 1÷2 В; 1÷3 Nb; 2÷4 С; остальное Fe. Кроме того, анализировали влияние окислительной среды введением в расчетную смесь до 3 % O<sub>2</sub>.

Термодинамическое моделирование показало, что карбид хрома в указанной системе присутствует при температурах от 773 до 2873 К (рис. 1). Стехиометрический состав карбидов хрома и молярная концентрация других карбидов зависят от соотношения (Cr + В + Nb)/С в системе. Так, при содержании в смеси карбидообразующих элементов, %, 12 Cr, 1 В, 2 Nb и 2 % С [(Cr + В + Nb)/С = 7,5] и температурах 773÷1373 К присутствуют два кар-

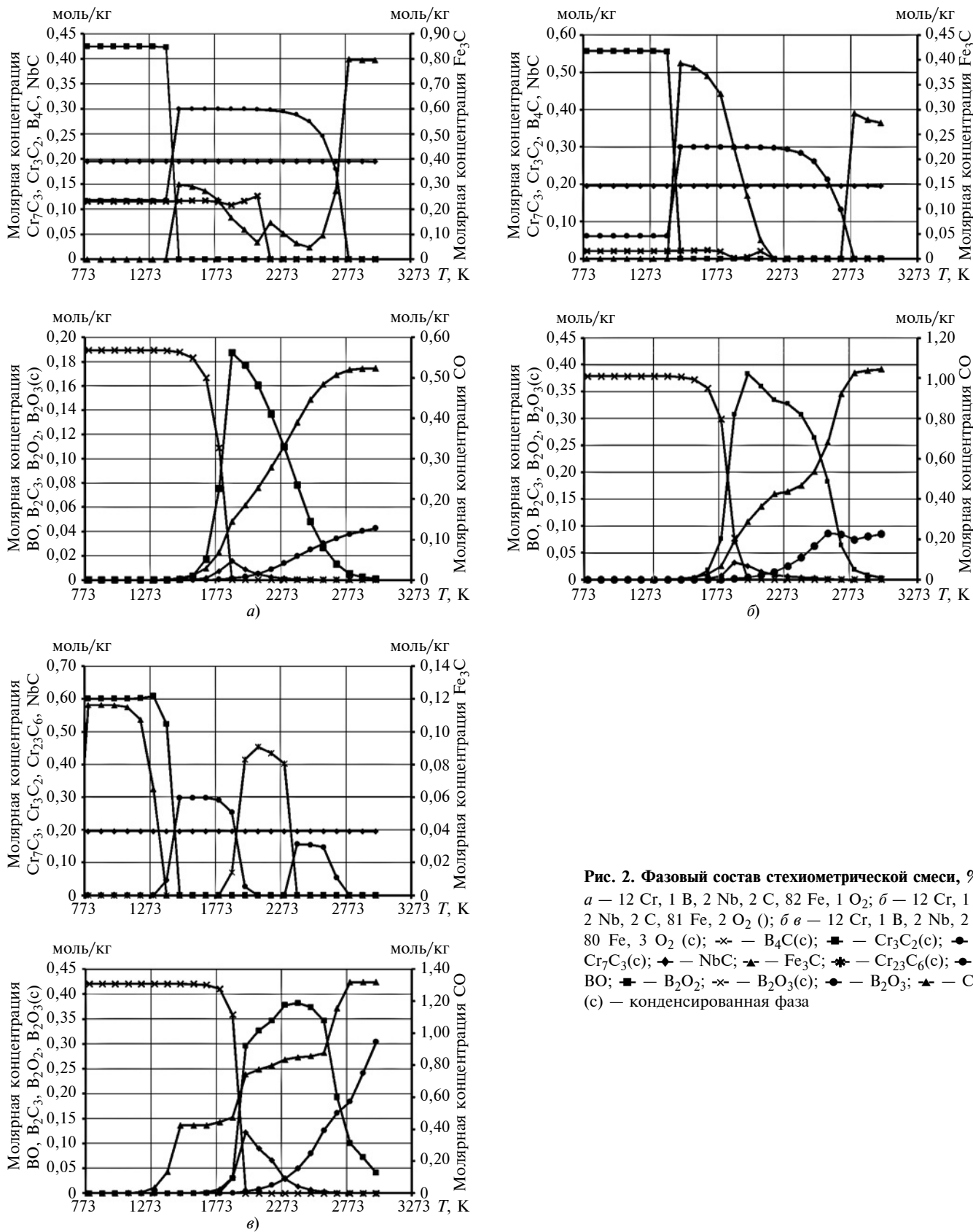
бида Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub> и Cr<sub>7</sub>C<sub>3</sub>, а также 0,2 моль/кг карбида бора и 0,19 моль/кг карбида ниобия (рис. 1, а). При увеличении содержания С до 3 % [при неизменном содержании других элементов (Cr + В + Nb)/С = 5] в этом же интервале температур присутствует только один карбид Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub>, а молярная концентрация других карбидов не изменяется (рис. 1, б). Отметим, что с увеличением содержания углерода наблюдается также увеличение молярной концентрации карбидов железа. При повышении содержания хрома при том же количестве остальных карбидообразующих элементов повышается устойчивость карбида хрома Cr<sub>7</sub>C<sub>3</sub> (рис. 1, в, г). Например, при составе смеси 14 Cr, 1 В, 2 Nb, 2 С, 81 Fe [(Cr + В + Nb)/С = 8,5] молярная концентрация кар-



**Рис. 1. Фазовый состав стехиометрической смеси, %:**  
 а — 12 Cr, 1 В, 2 Nb, 2 С, 83 Fe; б — 12 Cr, 1 В, 2 Nb, 3 С, 82 Fe; в — 12 Cr, 1 В, 2 Nb, 4 С, 81 Fe; г — 14 Cr, 1 В, 2 Nb, 2 С, 81 Fe; д — 12 Cr, 2 В, 2 Nb, 3 С, 81 Fe; х — V<sub>4</sub>C(с); ■ — Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub>(с); ● — Cr<sub>7</sub>C<sub>3</sub>(с); ◆ — NbC; ▲ — Fe<sub>3</sub>C; (с) — конденсированная фаза

бида хрома  $\text{Cr}_3\text{C}_2$  снижается с 0,29 до 0,08 моль/кг при температуре 1200 К, а молярная концентрация карбида хрома  $\text{Cr}_7\text{C}_3$  увеличивается с 0,17 до 0,31 моль/кг по сравнению с составом смеси

12 Cr, 1 В, 2 Nb, 2 С, 83 Fe [(Cr + В + Nb)/С = 5]. Таким образом, с увеличением соотношения (Cr + В + Nb)/С повышается устойчивость карбида хрома  $\text{Cr}_7\text{C}_3$ .



**Рис. 2. Фазовый состав стехиометрической смеси, %:**  
*a* — 12 Cr, 1 В, 2 Nb, 2 С, 82 Fe, 1 O<sub>2</sub>; *б* — 12 Cr, 1 В, 2 Nb, 2 С, 81 Fe, 2 O<sub>2</sub> (); *б в* — 12 Cr, 1 В, 2 Nb, 2 С, 80 Fe, 3 O<sub>2</sub> (c); × — V<sub>4</sub>C(c); ■ — Cr<sub>3</sub>C<sub>2</sub>(c); ● — Cr<sub>7</sub>C<sub>3</sub>(c); ◆ — NbC; ▲ — Fe<sub>3</sub>C; \* — Cr<sub>23</sub>C<sub>6</sub>(c); ◆ — VO; ■ — V<sub>2</sub>O<sub>2</sub>; × — V<sub>2</sub>O<sub>3</sub>(c); ● — V<sub>2</sub>O<sub>3</sub>; ▲ — CO; (c) — конденсированная фаза

Увеличение содержания бора приводит к росту молярной концентрации карбида бора и снижению содержания карбида железа (рис. 1, а, д). Так, в интервале температур 773÷1373 К при увеличении содержания бора в 2 раза состав системы меняется от 12 Cr, 1 В, 2 Nb, 3С, 82 Fe до 12 Cr, 2 В, 2 Nb, 3 С, 81 Fe [(Cr + В + Nb)/С увеличивается с 5 до 5,3], наблюдается увеличение содержания карбида бора с 0,2 до 0,4 моль/кг.

При температуре выше 1373 К карбид  $Cr_3C_2$  преобразуется в карбид  $Cr_7C_3$ , а освободившийся углерод взаимодействует с железом и образует с ним карбид железа. При температуре выше 2173 К карбид  $Cr_7C_3$  начинает распадаться с выделением хрома и углерода, последний увеличивает содержание карбида железа. Полностью карбид хрома отсутствует при температуре выше 2873 К (см. рис. 1).

Наибольшую стабильность имеет карбид ниобия, который присутствует во всем диапазоне рассмотренных температур. Карбид бора менее стабилен и начинает разрушаться при 2073 К с выделением бора и углерода, который образует карбид железа. Полностью карбид бора разрушается при температуре 2173 К.

Термодинамическое моделирование рассмотренной системы элементов с учетом присутствия кислорода показало, что окисление начинается с бора, который интенсивно образует различные оксиды бора. Кроме того, наблюдается окисление углерода, особенно при высоких температурах.

Для стехиометрической смеси 12 Cr, 1 В, 2 Nb, 2 С окисление бора при температурах до 1400 К приводит к тому, что углерод, который при отсутствии кислорода образовывал карбид бора, образует карбид  $Cr_3C_2$  при уменьшении содержания карбида  $Cr_7C_3$  (рис. 2). С увеличением кислорода при температурах до 1400 К снижаются концентрации карбида бора и карбида хрома  $Cr_7C_3$  вплоть до полного исчезновения карбида бора при содержании 3 %  $O_2$ . Увеличение содержания бора приводит к сохранению углерода, взаимодействие которого с хромом повышает устойчивость карбидов хрома. При отсутствии бора наблюдается интенсивное окисление углерода и хрома.

При температурах более 1500 К начинается окисление углерода. В связи с этим с увеличением кислорода наблюдается уменьшение содержания карбида железа и увеличение оксида углерода. При содержании 3 %  $O_2$  и полном окислении бора наблюдается окисление углерода, который формирует карбид хрома, что приводит к появлению области с низшим карбидом хрома  $Cr_{23}C_6$ .

Полученные данные свидетельствуют о том, что защитная среда оказывает существенное влияние на состав наплавленного металла. При этом на стадии капли прежде всего следует ожидать окисления (выгорания) бора и углерода. Другие же карбидообразующие элементы проявляют склонность

к окислению только после полного устранения бора. Таким образом, хром в рассматриваемых условиях показывает меньшую склонность к окислению и преимущественно сохраняется в наплавленном металле.

## Выводы

Анализ термодинамики образования карбидов хрома в расплаве системы Fe—Cr—C, а также термодинамическое моделирование процессов в системе Cr—В—Nb—C—Fe показали:

1) при введении карбида хрома в наплавленный металл в готовом виде он склонен к разрушению с выделением хрома и углерода. Наличие карбида в расплаве термодинамически не выгодно;

2) при наличии окислительной среды, которая зависит от состава защитной среды при наплавке, в первую очередь окисляются бор (при его наличии) и углерод. Окисление углерода также приводит к разрушению карбидов и, в частности, карбида хрома. Ограничить этот процесс можно за счет элементов с большим сродством к кислороду, чем углерод, например, бора;

3) термодинамическое моделирование процессов в системе Cr—В—Nb—C—Fe показало возможность присутствия карбида хрома при низких температурах расплава (ниже 2173 К), однако эти результаты не согласуются с литературными данными, а моделирование не учитывает ряд факторов, поэтому полученные результаты требуют подтверждения.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Особенности** влияния комплексного легирования наплавленных материалов микродисперсными тройными соединениями на основе титана на структуру и свойства покрытий / Н. К. Гальченко, В. П. Самарцев, К. А. Колесникова и др. // Сварка и диагностика. 2016. № 2. С. 58—63.
2. **Dry sliding wear behavior of (Cr, Fe)7C3-γ(Cr, Fe) metal matrix composite (MMC) coatings: The influence of high volume fraction (Cr, Fe)7C3 carbide** / Y. F. Zhou, G. K. Qin, P. J. Jiang, etc. // Tribology letters. 2018. 66: 108. DOI: 10.1007/s11249-018-1053-7
3. **Основы** трибологии (трение, износ, смазка) / А. В. Чичинадзе, Э. Д. Браун, Н. А. Буше и др.; Под общ. ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2001. 664 с.
4. **Abrasive wear of high chromium Fe—Cr—C hardfacing alloys** / R. Choteborsky, P. Hrabec, M. Muller, etc. // Res. AGR. ENG. 54. (4) 2008. P. 192—198. DOI: 10.17221/1/2008-RAE
5. **Welding, brazing and coating solutions** / Castolin Eutectic. URL: <https://www.castolin.com/ru-RU> (дата обращения 16.03.2020)
6. **Сварочные материалы Carboweld**. URL: <http://www.carboweld.ru> (дата обращения 16.03.2020)
7. **Сварочные аппараты, электроды, сварочная проволока, сварочное оборудование и аксессуары** / Lincoln Electric. URL: <https://www.lincolnelectric.com/ru-ru/Pages/default.aspx> (дата обращения 16.03.2020)

Ю. А. МОРГУНОВ, канд. техн. наук, Б. П. САУШКИН, д-р техн. наук, А. О. ФОМИЧЕВ,  
Н. В. ХОМЯКОВА (Московский политехнический университет), e-mail: morgunov56@mail.ru

## Электрохимическое удаление дефектного слоя после электроэрозионного формообразования

Рассмотрены возможности электрохимического удаления дефектного слоя с поверхностей изделий из сталей, в том числе с высоким содержанием углерода, после электроэрозионной обработки. Исследовано влияние параметров режима обработки на динамику съема металла и качество получаемой поверхности.

**Ключевые слова:** электрохимическая обработка, электроэрозионная обработка, дефектный слой, состав электролита, режим обработки.

The possibilities of electrochemical removal of the defective layer from the surfaces of steel products, including those with a high carbon content, after electroerosion processing are considered. The influence of the processing mode parameters on the dynamics of metal removal and the quality of the resulting surface is investigated.

**Keywords:** electrochemical treatment, electroerosive treatment, defective layer, electrolyte composition, processing mode.

Для формообразования ряда изделий на предприятиях двигателестроения в авиационной и ракетно-космической отраслях промышленности широко используют электроэрозионную обработку (ЭЭО) [1–3]. Основным недостатком ЭЭО является снижение усталостной прочности изделий из-за формирования дефектного слоя глубиной  $5 \div 50$  мкм

в зависимости от режима обработки. Этот слой имеет мелкозернистую структуру и характеризуется наличием микротрещин, представляющих собой поверхностные концентраторы напряжений [4, 5].

В работе приведены результаты исследований по электрохимическому удалению дефектного слоя после электроэрозионного формообразования поверхностей изделий. Эти вопросы исследовались ранее в работах [6–8] применительно к различным операциям, материалам и изделиям. Особенности формирования микрогеометрии поверхности при электрохимическом растворении исследовали в работах [9, 10].

Исследовали образцы в виде кольцевых шайб размером  $20 \times 16 \times 1,5$  мм из стали 65Г, которые вырезали из листа на электроэрозионном проволочно-вырезном станке. На поверхности шлифа после ЭЭО (рис. 1) наблюдается дефектный (белый) слой глубиной  $5 \div 5$  мкм.

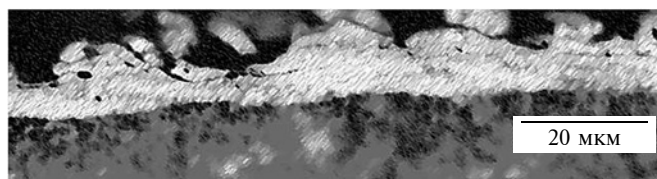


Рис. 1. Микрофотография поверхности шлифа образца после ЭЭО ( $\times 1000$ )



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 67)

8. КАТАЛОГ ПРОДУКЦИИ / weldnova. URL: <https://www.weldnova.pf/blank-cilf> (дата обращения 16.03.2020)

9. Назаренко А. С., Пломодряло Р. Л. Раздельный и комплексный способы легирования наплавленного металла карбидом титана при дуговой износостойкой наплавке // Матер. VIII Междун. науч.-техн. конф. «Техника и технологии машиностроения». Омск, 22–25 мая 2019. С. 9–14.

10. Макаренко Н. А. Исследование и разработка порошковой проволоки, обеспечивающей высокую стойкость наплавленного металла к абразивному износу // Вестник Приазовского ГТУ. 2004. № 14. С. 1–4.

11. Собачкин А. В. Применение порошковых СВС-материалов для наплавки износостойких покрытий рабочих органов сельскохозяйственных машин // Сб. матер. VIII Всерос. науч.-техн. конф. студентов, аспирантов и молодых ученых, посвященной 155-летию со дня рождения К. Э. Циолковского «Молодежь и наука» [Электронный ресурс]. Красноярск: Сибирский федеральный ун-т, 2012. Режим доступа: <http://conf.sfu-kras.ru/sites/mn2012/section17.html>, свободный (дата обращения 16.03.2020).

12. Структура и свойства покрытий из хромистой стали, легированной карбидом бора / Е. И. Еремин,

А. С. Лосев, С. А. Бородихин и др. // Динамика систем, механизмов и машин. 2017. Т. 5. № 2. С. 180–185.

13. Жудра А. П. Наплавочные материалы на основе карбидов вольфрама // Автоматическая сварка. 2014. № 6–7. С. 69–74.

14. Smith W. H. Solid Solubility of Carbon in Chromium // Trans. AIME. 1957. N. 9. P. 47–49.

15. Лухтин Ю. М. Металловедение и термическая обработка металлов. М.: Металлургия, 1976. 408 с.

16. Чугун: Справочное издание / Под ред. А. Д. Шермана и А. А. Жукова. М.: Металлургия, 1991. 576 с.

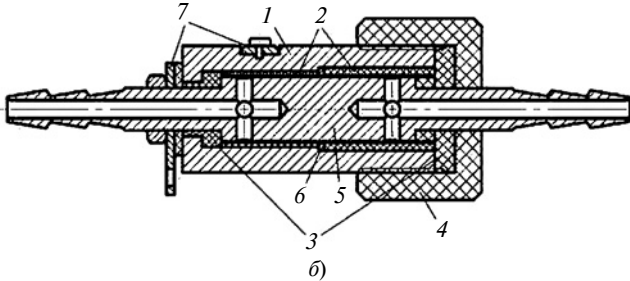
17. Овчаренко П. Г., Чекмышев К. Э. Термодинамическая оценка возможности выделения карбидов хрома из расплавов системы железо—хром—углерод // Химическая физика и мезоскопия. 2017. Т. 19. № 1. С. 89–96.

18. Леонович Б. И. Термодинамический анализ и фазовые равновесия в системе железо—хром—углерод // Вестник ЮУрГУ. 2009. № 36. С. 4–12.

19. Ким Т. Б. Термодинамическое моделирование образования боридов и карбидов переходных металлов в вакууме // Вестник Бурятского ГУ. 2011. № 3. С. 189–195.



а)



б)

Рис. 2. Общий вид (а) и разрез (б) электролитической ячейки

Электрохимическое удаление дефектного слоя исследовали при обработке наружной и внутренней поверхностей кольца. Процесс моделировали на лабораторной установке САМ-13, состоящей из поршневого насоса, источника питания, обеспечивающего электролиз на постоянном и импульсном токе, и электролитической ячейки (рис. 2).

Перед обработкой кольцо 6 центрировалось в корпусе ячейки 1. Изоляционные втулка 2 и торцевые шайбы 3 обеспечивали зажим кольца с помощью накидной гайки 4 и формировали гидравлический канал для прокачки электролита. Между электродом-инструментом 5 и кольцом за счет размерных цепей формировался межэлектродный рабочий зазор. Токоподводы 7 служили для подключения ячейки к источнику питания.

В общем виде задача электрохимической калибровки внутренних и наружных цилиндрических поверхностей имеет следующее аналитическое решение

$$\left. \begin{aligned} r^2 \left( 2 \ln \frac{r}{r_k} - 1 \right) - r_0^2 \left( 2 \ln \frac{r_0}{r_k} - 1 \right) &= 4Dt; \\ D &= v_{\text{уд}} \chi_{\text{эл}} (U - \Delta\phi), \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где  $r_0$  и  $r$ ,  $r_k$  — соответственно начальный и текущий радиусы анода, радиус катода;  $v_{\text{уд}}$  — удельная объемная скорость растворения;  $\chi_{\text{эл}}$  — удельная электропроводность электролита;  $U$  — напряжение на электродах;  $\Delta\phi$  — сумма электродных потенциалов.

Применив разложение функции в левой части выражения (1) в ряд Тейлора в окрестностях точки  $r_0$  после соответствующих преобразований, рассчитаем приближенное значение снимаемого припуска:

$$z_p = Dt / (r_0 \ln(r_0/r_k)). \quad (2)$$

В нашем случае  $r_0 = 8$  мм,  $r_k = r_0 - a_0 = 7,5$  мм ( $a_0$  — начальный межэлектродный зазор),  $z = 30 \div 50$  мкм — радиальный съем материала, достаточный для удаления дефектного слоя толщиной 15 мкм, т. е. с двух- и трехкратным запасом. Тогда разность  $r - r_0 = z$  более чем на два порядка меньше величины  $r_0$ . Это позволяет использовать приближенное выражение (2) для оценки экспериментальных результатов.

Эксперименты проводили с использованием различных электролитов на основе водных и водно-органических растворителей [11]. Исследовали влияние плотности  $i$  тока, скорости  $v_{\text{эл}}$  прокачки электролита, температуры  $T_{\text{эл}}$  электролита, межэлектродного зазора  $a$  на динамику съема металла и качество поверхности. Образцы контролировали до и после обработки. На весах модели Ohaus PA214C измеряли их массу с последующим расчетом линейного съема по выражению

$$z_{\text{э}} = \sqrt{r_0^2 + \frac{\Delta m}{\pi \rho h}} - r_0,$$

где  $\Delta m = m_1 - m_2$  — потеря массы при электрохимическом растворении;  $m_1$  и  $m_2$  — масса образца соответственно до и после обработки;  $h$  — толщина кольца;  $\rho$  — плотность обрабатываемого материала.

Морфологию полученной поверхности исследовали на микроскопе Olympus BX-51.

Первую серию экспериментов проводили в водном электролите № 1 на основе неорганических солей. Образцы обрабатывали при плотности тока  $i = 20$  А/см<sup>2</sup>, скорости прокачки электролита  $v_{\text{эл}} = 5 \div 7$  м/с, температуре рабочей среды  $T_{\text{эл}} = 22$  °С. Начальный рабочий зазор составлял 0,5 мм. Определяли влияние времени обработки на величину линейного съема металла. Сопоставляли съем металла, полученный экспериментально, с рассчитанным теоретически по формуле (2). Расчетная зависимость величины съема  $z$ , мм, от времени  $t$ , мин, обработки в данном электролите в предположении, что выход по току  $\eta = 1$ , описывается выражением  $z_T = 0,29t$ . Экспериментально найденная средняя скорость линейного съема при указанных параметрах режима составила 0,22 мм/мин. Для указанных выше условий электролиза полученные данные позволили рассчитать фактический выход по току  $\eta = 0,76$ .

Анализ фотографий шлифов показал отсутствие дефектного слоя, однако шероховатость поверхности была достаточно высокой из-за образования углублений, геометрическая форма которых близка к сферической (питтинг) (рис. 3, а).

Вторую серию экспериментов проводили в водно-органическом электролите № 2 при параметрах  $i = 2$  А/см<sup>2</sup>,  $v_{\text{эл}} = 0,8 \div 1,2$  м/с,  $T_{\text{эл}} = 22$  °С. При этих параметрах средняя скорость линейного съема составила 21 мкм/мин при среднем выходе по току



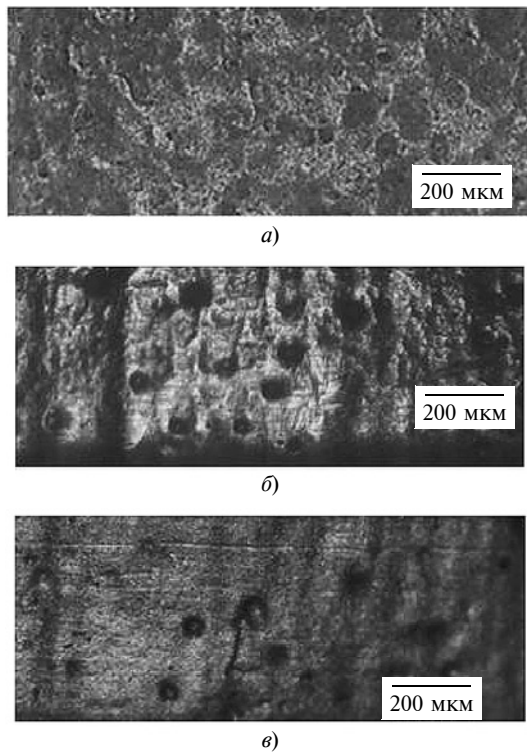


Рис. 3. Морфология поверхности образцов, обработанных при разных условиях

$\eta = 0,76$ . После электрохимической обработки образцов в электролите № 2 дефектный слой не наблюдался, но анализ морфологии поверхности показал наличие лунок — питтингов, размеры и плотность распределения которых заметно ниже, чем при обработке в водном растворе (рис. 3, б).

С целью уменьшения образования питтинга провели третью серию экспериментов в водно-органическом электролите № 3 (с добавкой активирующего компонента) с использованием импульсного тока. Режим обработки:  $i = 1 \div 2 \text{ А/см}^2$ ,  $v_{\text{эл}} = 0,8 \div 1,2 \text{ м/с}$ , длительность импульса  $10 \div 50 \text{ мс}$ , длительность паузы  $10 \div 50 \text{ мс}$ ,  $T_{\text{эл}} = 22 \text{ }^\circ\text{С}$ .

Установлено, что при использовании импульсов большой длительности не наблюдалось заметного изменения плотности распределения питтингов. Лучшие результаты получены при длительности импульса тока 10 мс, средней плотности тока  $1,5 \text{ А/см}^2$ , скважности 2. При этом средняя скорость линейного съема составила  $11,3 \text{ мкм/мин}$  при среднем выходе по току  $\eta = 0,78$ . Морфология обработанной поверхности приведена на рис. 3, в. Заметно снижение как плотности распределения, так и размеров питтингов.

## Выводы

1. Экспериментально подтверждена возможность электрохимической калибровки для удаления дефектного слоя на цилиндрических поверх-

ностях, полученных на проволочно-вырезной операции ЭЭО.

2. Исследовано влияние различных рабочих сред и параметров режима обработки на качество получаемых поверхностей. Дана оценка скорости линейного съема и фактического выхода по току.

3. Установлено образование питтинга на поверхности образцов при всех исследованных режимах электролиза. При замене водного электролита водно-органическим скорость съема материала снижается и соответственно увеличивается машинное время обработки. При этом существенно уменьшаются шероховатость поверхности, плотность распределения и размеры питтингов.

4. Полученные результаты можно использовать при проектировании электрохимической обработки сталей с относительно высоким содержанием углерода.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Елисеев Ю. С., Саушкин Б. П. Электроэрозионная обработка изделий авиационно-космической техники. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. 437 с.
2. Скоростная электроэрозионная обработка пазов системы охлаждения жаровой трубы камеры сгорания / Д. М. Забельян, В. В. Рогов, Е. А. Митрюшин и др. // Металлообработка. 2012. № 3 (69). С. 14—19.
3. Саушкин Б. П., Моргунов Ю. А., Хомякова Н. В. Физико-химические методы и технологии обработки. М.: Московский Политех, 2018. 108 с.
4. Алтынбаев А. К., Иваненков И. А., Саушкин Б. П. Улучшение показателей качества поверхностного слоя при обработке отверстий малого диаметра в жаропрочных сплавах // Упрочняющие технологии и покрытия. 2006. № 8. С. 38—42.
5. Fu C. H., Liu J. F., Guo Q. Z. A Comparative Study on White Layer Properties by Laser Cutting vs. Electrical Discharge Machining of Nitinol Shape Memory Alloy // Procedia CIRP. 2010. P. 1—6.
6. Электрохимическая отделочная обработка изделий из сплава ЭП-741НП / С. А. Мозгов, Б. П. Саушкин, Ю. А. Моргунов, А. А. Лобода // Упрочняющие технологии и покрытия. 2014. № 2. С. 6—10.
7. Investigation on Hybrid Electrochemical Discharge Drilling Process Using Passivating Electrolyte / M. Coteata, N. Pop, H.-P. Schulze and others // Procedia CIRP. 2016. N. 42. P. 778—782.
8. Lijo P., Somashekhar S., Hiremath T. Investigations in ECDM Process — An Overview // Procedia Technology. 2016. N. 25. P. 1242—1249.
9. Мозгов С. А., Панов Д. В., Саушкин Б. П. Улучшения качества поверхностей лопаток моноколес турбо-насосных агрегатов жидкостных ракетных двигателей // Вестник СГАУ. 2013. № 4 (42). С. 206—212.
10. Kozak J., Zybur-Skrabalak M. Some Problems of Surface Roughness in Electrochemical Machining (ECM) // 18th CIRP Conference on Electro Physical and Chemical Machining (ISEM XVIII). Procedia CIRP. 2016. N. 42. P. 101—106.
11. Атанасянц А. Г., Саушкин Б. П. Отделочная электрохимическая обработка // Практика противокоррозионной защиты. 2002. № 1. С. 42—49.

А. Е. ДРЕВАЛЬ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: dreval\_\_a@mail.ru

## Влияние выбора критерия износа на наработку быстрорежущих машинно-ручных метчиков

Рассматривается оценка предельного состояния быстрорежущих машинно-ручных метчиков при обработке заготовок из конструкционной стали. Разработана общая многопараметрическая зависимость для расчета критерия допустимого износа, позволяющего рационально использовать ресурс инструмента и нормировать величину стачивания при переточках.

**Ключевые слова:** резбонарезание, метчик, угол режущей части, критерий, быстрорежущая сталь, износ, отказ, наработка, ресурс.

The assessment of the limiting state of high-speed machine-manual taps in the processing of structural steel billets is considered. A general multi-parameter dependence is developed for calculating the criterion of allowable wear, which makes it possible to rationally use the tool life and normalize the cut amount during regrinding.

**Keywords:** thread cutting, tap, angle of the cutting part, criterion, high-speed steel, wear, failure, life, service life.

В процессе резания рабочие элементы режущей части инструментов изнашиваются в результате контакта взаимно движущихся поверхностей и особенностей их физических свойств. По мере изнашивания инструмента наступает момент, когда необходимо прекратить его эксплуатацию ввиду потери режущей способности или невозможности обеспечить требуемые технологические показатели обработки. Величина износа, при которой наступает такой момент, принимается за «критерий затупления» в соответствии с ГОСТ 25751—83. Наряду с этим в технической литературе часто используются термины «критерий допустимого износа» и «критерий предельного износа», характеризующие предельное состояние инструмента, соответствующее принятым показателям работоспособности.

Выполнено множество исследований по оценке величины критерия допустимого износа машинно-ручных метчиков. Установлено, что причиной отказов метчиков является износ главной задней поверхности последнего режущего профиля метчика в месте сопряжения режущей части с калибрующей направляющей [1—3 и др.]. Величину критерия допустимого износа определяют по эмпирическим зависимостям, основанным на обобщении

результатов лабораторных исследований и производственного опыта. При исследованиях работоспособности и режимов резбонарезания метчиками продолжительное время использовали критерий равного износа, определяемый по эмпирической линейной зависимости критерия от диаметра метчика  $h_p = 0,125d$ , установленной в первых отечественных нормативах режимов резания. На основании этой зависимости разработана последующая нормативная документация [4—6]. Появились разработки [7, 8], в которых значения критерия допустимого износа отличаются от рассчитанных по указанной зависимости. Большинство исследователей сохраняют вид зависимости критерия  $h_3$  как линейную функцию от диаметра  $d$  метчика и изменяют только численные значения постоянного коэффициента. Например, в нормативах [9] разработаны постоянные коэффициенты для отдельных диапазонов диаметров метчиков, на которые разбит размерный ряд инструментов, т. е. фактически используется критерий равного износа.

Общим недостатком указанных моделей является то, что в них учитывается влияние на коэффициент допустимого износа только одного параметра резбонарезания — диаметра метчика, и не учитываются конкретные условия эксплуатации — геометрические параметры инструмента, режимы обработки и физико-механические свойства обрабатываемого материала. Однако в работах [10—12] показано, что в зависимости от параметров режима резания (например, скорости) инструменты одного диаметра могут работать до разных величин износа. Критерий допустимого износа метчиков в большинстве случаев рассматривается в детерминированной форме, т. е. не учитывается вероятностный характер процесса изнашивания, что не соответствует реальности.

Критерий равного износа группы инструментов основан на принципе «слабого звена», по которому за критерий принимается положение горизонтальной линии, определяемое допустимой величиной износа на кривой износа для наиболее неблагоприятного режима резания (рис. 1,  $v_4$ ). Пересечение горизонтальной линии с кривыми износа, полученными при разных скоростях резания, определяет критерий равного износа для этих скоростей. Та-

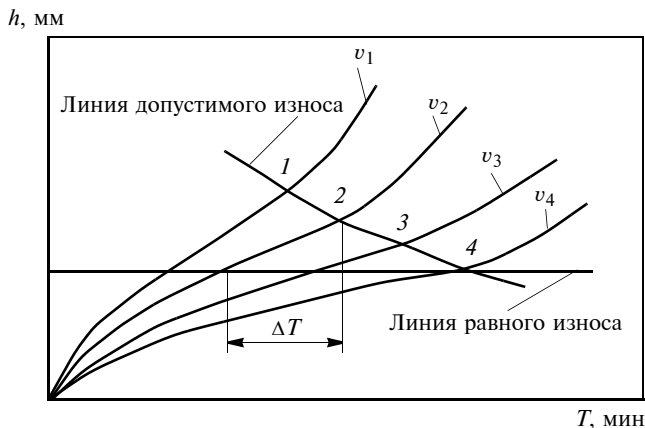


Рис. 1. Критерии равного и допустимого износа

кой подход к критерию распространяется на всю группу инструментов или используется для определенных диапазонов диаметров инструментов. При этом не учитываются конкретные условия эксплуатации инструмента. На конечных участках каждой кривой износа (см. рис. 1) достаточно четко выражены точки 1–4 перегиба, за которыми резко возрастает интенсивность изнашивания инструмента. Точки перегиба располагаются выше линии равного износа. Это говорит о том, что при скоростях  $v_1, v_2, v_3$  резания остается неиспользованный резерв по стойкости  $\Delta T$  инструмента.

Использование высокопроизводительных станков с ЧПУ, обрабатывающих центров, гибких автоматизированных линий и участков, оснащенных устройствами диагностики и контроля состояния инструмента в процессе обработки, системами автоматической подналадки и смены инструментов, обуславливает иной подход к выбору и назначению критериев износа, позволяющий рационально и полностью использовать режущие свойства инструмента. Это отражает положение линии, проходящей через точки 1–4 перегиба семейства кривых износа, математическое уравнение которой является уравнением критерия допустимого износа инструмента, т. е. функцией параметров процесса резания.

В работе [1] вводится понятие «критерий оптимального износа» исходя из того, что режущие свойства инструмента израсходованы полностью. Это соответствует состоянию допустимого износа инструмента.

Цель исследования — дать экспериментальную оценку влияния на критерий допустимого износа метчиков основных параметров процесса резбонарезания — скорости  $v$  резания, твердости  $HB$  материала заготовок, шага  $p$  и диаметра  $d$  резьбы, угла  $\varphi$  режущей части инструмента, а также разработать общую зависимость критерия допустимого износа от указанных параметров и установить влияние критерия износа на наработку метчиков.

В лабораторных условиях экспериментально исследовали зависимости предельного состояния машинно-ручных метчиков из стали Р6М5 нормализованных диаметров от М10 до М18 с шагом резьбы  $0,5 \div 2$  мм и числом зубьев  $z = 3$ . Провели тщательный контроль инструмента на соответствие техническим требованиям ГОСТ 3449–84. В качестве обрабатываемого материала использовали сталь 45 (ГОСТ 1050–88) твердостью  $197 \div 205 HB$ . Сквозные отверстия под резьбу глубиной  $2d$  получены сверлением. Крепление инструмента — плавающее с осевой компенсацией по шагу. В качестве СОЖ использовали 5 %-й водный раствор "Укринол-1". Износ метчиков контролировали через 50 нарезанных отверстий. Испытания проводили до наступления функционального отказа, который определяли по появлению выкрашиваний и сколов режущих кромок, поломкам инструмента. Каждый опыт повторяли не менее 2 раз. Однофакторные эксперименты позволили установить влияние каждого отдельного параметра на исследуемый критерий.

По результатам экспериментов при варьировании исследуемого параметра и постоянстве других параметров построили кривые износа, по которым устанавливали критерий  $h_3$  допустимого износа метчиков, соответствующий разным значениям исследуемого параметра. При оценке влияния твердости использовали результаты производственных испытаний метчиков [3]. Полученные значения  $h_3$  позволили выполнить аппроксимацию и установить частные зависимости критерия допустимого износа от конструктивных и геометрических параметров инструмента — диаметра  $d$ , шага  $p$ , угла  $\varphi$  режущего конуса и твердости  $HB$  обрабатываемого материала.

Зависимость критерия допустимого износа от скорости резания (рис. 2) имеет экстремальный характер, при этом максимум на кривой  $h_3 = f(v)$  сов-

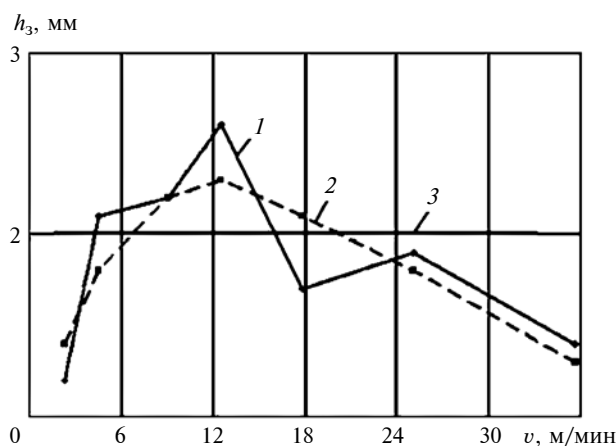


Рис. 2. Зависимости критерия допустимого износа  $h_3$  от скорости  $v$  резания метчика М16×1,5 Н1:

$\varphi = 17^\circ; z = 3$ ; 1 и 2 — соответственно экспериментальная и аппроксимированная зависимости; 3 — линия нормативного критерия износа

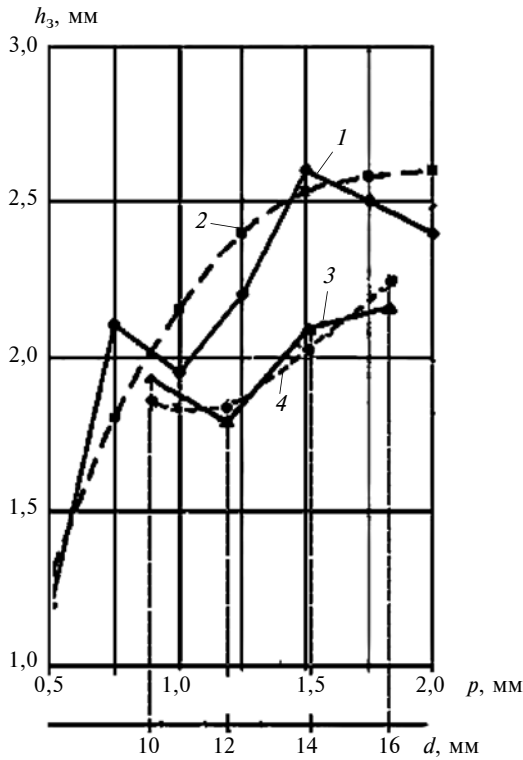


Рис. 3. Зависимости критерия допустимого износа  $h_3$  от диаметра  $d$  при  $v = 8 \div 11$  м/мин и  $p = 1,5$  (1 и 2), от шага  $p$  резьбы метчика при  $d = 14$  мм и  $v = 12,4$  м/мин (3 и 4):  $\varphi = 17^\circ$ ;  $z = 3$ ; 1, 3 и 2, 4 — соответственно экспериментальные и аппроксимированные зависимости

падает с максимумом на кривой зависимости стойкости инструмента от скорости резбонарезания [7]. Сравнение значения  $h_3 = f(v)$  с нормативным значением  $h_p = 0,125d$  для метчика М16×1,5Н1, равным 2 мм, показало, что в диапазонах скоростей резания  $2,3 \div 4,5$  м/мин и  $15 \div 35,7$  м/мин применение критерия равного износа приводит к завышению износа и увеличению вероятности отказа метчика. В диапазоне скоростей резания  $4,5 \div 15$  м/мин ресурс инструмента не используется. Зависимости критерия допустимого износа от шага и диаметра (рис. 3) и от угла конуса режущей части метчика (рис. 4) носят монотонно возрастающий характер.

С использованием частных зависимостей установлена общая зависимость критерия допустимого износа в предположении, что влияние одного параметра на общий результат не зависит от уровня других параметров:

$$h_3 = 3,608 \cdot 10^6 v^{0,551} \sin^3 \varphi^{3,159} p^{1,44} d^{-2,131} HB^{-0,571} \times e^{(-2,809v - 8,381 \sin \varphi - 0,839p + 0,194d)}. \quad (1)$$

Исходными данными при проектировании резбонарезания метчиками являются размеры резьбы, вид отверстия и другие конструктивные показатели, в этом случае можно варьировать скоростью  $v$  резания и углом  $\varphi$  режущей части инструмента. Тогда зависимость критерия допустимого

износа принимает вид, представленный как пример на рис. 5 при нарезании резьбы М16×1,5Н1 в заготовках из стали 45 твердостью 201 НВ.

Сравнение критерия допустимого износа  $h_3$  и нормативного критерия равного износа  $h_p$  показало существенную разницу значений износа, определяющих отказ инструмента. Разность  $\Delta h = h_3 - h_p$  зависит от основных параметров резания. Наибольшее влияние на значение  $\Delta h$  оказывают скорость резания, диаметр, шаг, угол режущей части инструмента и твердость материала заготовки.

Достоверность полученного уравнения (1) проверили по результатам ранее проведенных производственных испытаний партий метчиков, составляющих не менее 20 штук. Испытания проводили

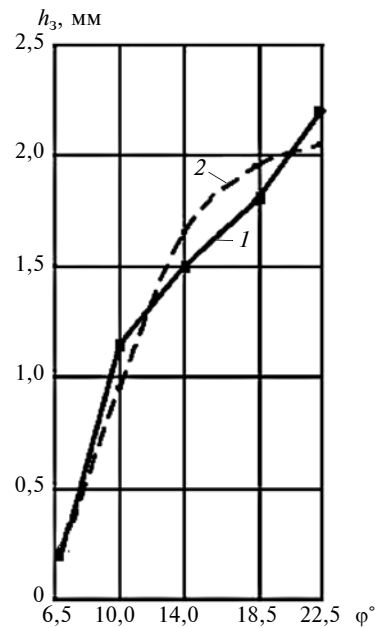


Рис. 4. Зависимости критерия допустимого износа  $h_3$  от угла  $\varphi$  режущего конуса метчика М16×1,5 Н1 при  $z = 3$  и  $v = 4,5$  м/мин: 1 и 2 — соответственно экспериментальная и аппроксимированная зависимости

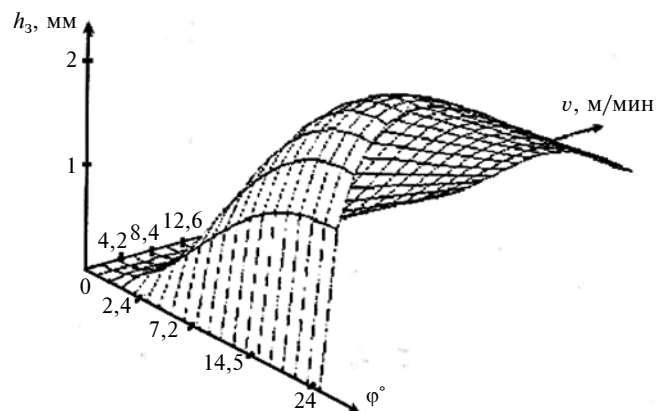


Рис. 5. Поверхность отклика обобщенной зависимости допустимого износа  $h_3$  от скорости  $v$  резания и угла  $\varphi$  режущего конуса метчика М16×1,5 Н1

**Результаты производственных испытаний метчиков**

Условия					Результаты				
Диаметр метчика $d$ , мм	Шаг метчика $p$ , мм	Угол режущей части $\varphi^\circ$	Скорость резания $v$ , м/мин	$HV$	$h_{з.экс}$ , мм	$S_h$	$var_h$	$h_{з.рас}$ , мм	$\delta$ , %
12	1,75	10,5	6,45	229	0,7	0,132	0,2	0,93	24,7
14	1,5	13,5	5,3	222	1,23	0,292	0,238	1,35	8,9
22	1,5	12	5,2	210	1,71	0,111	0,065	1,97	13,2
30	1,5	6	3,7	180	1,28	0,362	0,28	1,38	7,2

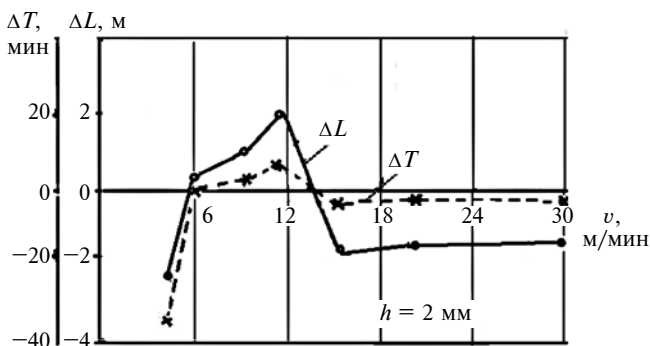
до появления обширных сколов режущих профилей или разрушения метчиков (таблица).

Установлено, что критерии, рассчитанные по зависимости (1), превышают средние значения, определенные по результатам производственных испытаний. Это объясняется тем, что уравнение критерия допустимого износа получено на основании лабораторных исследований, при которых инструмент, физико-механические свойства материала заготовки и условия резьбонарезания поддерживались фиксированными, что сложно обеспечить в производственных условиях. Относительная погрешность не превышала 13,5 %.

Производственные испытания партий метчиков, работающих в одинаковых условиях на одном и том же оборудовании до предельного состояния, показали рассеивание величин износа задних поверхностей метчиков, определяющих отказ инструмента (см. таблицу). Построенные гистограммы и коэффициенты вариации значений критериев допустимого износа  $var_h \leq 0,3$  позволяют принять, что распределение  $h_3$  согласуется с законом Гаусса. В этом случае критерий предельного состояния, обеспечивающий безотказную работу инструмента с заданной вероятностью, рассчитывается по зависимости

$$h_{зг} = h_{з.ср}(1 - U_p var_h),$$

где  $U_p$  — квантиль нормального распределения;  $var_h$  — коэффициент вариации критерия предельного состояния инструмента;  $h_{з.ср}$  — среднее зна-



**Рис. 6.** Изменение средней наработки  $\Delta T$  и пути резания  $\Delta L$  метчиков  $M16 \times 1,5H1$  при использовании критериев равного и допустимого износа

чение критерия допустимого износа, рассчитанное по зависимости (1).

Результаты лабораторных исследований позволили сравнить наработки машинно-ручных метчиков из быстрорежущей стали Р6М5 при использовании критерия равного износа  $h_p = 0,125d$  и критерия допустимого износа, определенного по зависимости (1), при нарезании резьбы  $M16 \times 1,5H1$  в конструкционной стали 45 твердостью  $197 \div 205 HV$ . На рис. 6 приведены абсолютные приращения или уменьшения наработки — стойкости  $\Delta T = (T_p - T_3)$ , мин, и пути резания  $\Delta L = (L_p - L_3)$ , м, где  $T_p, L_p$  — наработка по критерию равного износа, принятая за нулевую линию;  $T_3, L_3$  — наработка по критерию допустимого износа. Видно, что в диапазонах скоростей  $2,8 \div 4,5$  м/мин и  $17,8 \div 35,7$  м/мин наработка инструмента до критерия равного износа превышает наработку до критерия допустимого износа. В этом случае инструмент используется сверх его технических возможностей, что повышает вероятность его отказов. В диапазоне скоростей  $4,5 \div 12,54$  м/мин при применении критерия равного износа не полностью реализуются технические возможности (ресурс) инструмента выполнять резьбонарезание.

**В ы в о д ы**

1. Величина критерия допустимого износа машинно-ручных метчиков в отличие от критерия равного износа, определяемого диаметром инструмента, зависит от конструктивных и геометрических параметров и условий эксплуатации инструмента.
2. Величина критерия допустимого износа носит случайный характер и согласуется с законом Гаусса.
3. Установленная зависимость критерия допустимого износа в сравнении с критерием равного износа позволяет с заданной вероятностью безотказной работы обеспечивать надежность резьбонарезания и рационально использовать ресурс метчиков.
4. Предложенная зависимость критерия допустимого износа позволяет обоснованно устанавливать величину стачивания при переточке метчиков.

*Автор благодарит И. В. Ткаченко и А. В. Литвиненко за предоставленные для совместной работы материалы.*

В. А. АДАКИН, А. В. ЧИХРАНОВ, кандидаты технических наук (ФГБОУ ВО «Ульяновский институт гражданской авиации имени Главного маршала авиации Б. П. Бугаева»), e-mail: AWA-adakin@yandex.ru

## Напряженные состояния инструмента и заготовки при многопроходном холодном накатывании прямоугольных шлицев на валах

Предложено использовать возникающие при накатывании шлицев на валах контактные напряжения для прогнозирования сложного профиля детали, ресурсов и моментов разрушения инструмента и вала.

**Ключевые слова:** контактные напряжения, пластическое деформирование, накатывание, накатной ролик.

It is proposed to use the contact stresses that arise when rolling splines on the shafts to predict the complex profile of the part, resources and moments of failure of the tool and the shaft.

**Keywords:** contact stresses, plastic deformation, rolling, knurling roller.

При накатывании шлицевых профилей деформирующий инструмент испытывает значительные силовые нагрузки, способствующие необратимым деформациям. Силовые параметры, действующие на инструмент, определяются, как правило, давлением на контактные поверхности, а также нормальными и касательными напряжениями [1].

При холодном накатывании используют цилиндрический деформирующий инструмент, который имеет две конусные и одну цилиндрическую рабочие части. При накатывании ролик зажимается деформируемым металлом. Радиальные усилия  $F_{\text{рад}}$  деформирования металла увеличиваются до 5 раз (рис. 1, а) за счет клинового эффекта рабочего конуса  $N \approx 5F_{\text{рад}}$  [2]. При малых площадях контакта данные усилия вызывают большие нормальные и касательные напряжения, которые действуют на конусные и цилиндрическую части ролика 1 (рис. 1, б).

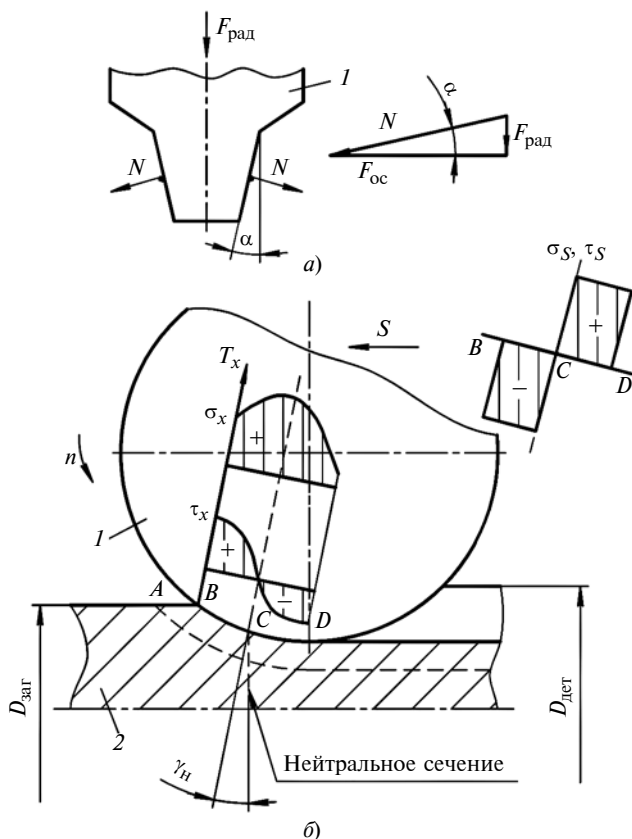
Под действием активных сил со стороны ролика 1 деформируемый металл перераспределяется в заготовке 2 в радиальном и осевом направлениях [3]. Перераспределение определяется величиной относительной деформации металла при каждом отдельном проходе ролика, схемой деформирования, соотношением диаметров заготовки и инструмента, коэффициентом замкнутости контура и др. [1]. Процесс многопроходного деформирования рассчитывается таким образом, чтобы объемы деформируе-

► (Окончание статьи. Начало см. на стр. 74)

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Грановский Г. И., Грановский В. Г. Резание металлов. М.: Высшая школа, 1985. 304 с.
2. Матвеев В. В. Нарезание точных резьб. М.: Машиностроение, 1968. 116 с.
3. Литвиненко А. В. Разработка и исследование способов повышения надежности машинно-ручных метчиков: Дисс. ... канд. техн. наук. Москва, 1987. 243 с.
4. Методика установления зависимостей при нарезании резьбы метчиками и исходные данные для составления нормативов на режимы резьбонарезания в углеродистых сталях / Под ред. Г. И. Грановского. М.: ВНИИ, 1967. 102 с.
5. Методика экспериментальных исследований по определению исходных данных для разработки общемашиностроительных нормативов режимов резания по основным видам обработки. М.: НИИМаш, 1982. 160 с.
6. Общемашиностроительные нормативы режимов резания, норм изнашивания и расхода метчиков из быстрорежущей стали (временные). М.: НИИМаш, 1982. 32 с.

7. Жихарев Е. В. Установление влияния марок быстрорежущих сталей и абразивных средств обработки на эксплуатационные свойства машинных метчиков: Дисс. ... канд. техн. наук. Москва, 1983. 234 с.
8. Справочник инструментальщика / Под ред. И. А. Ординарцева. Л.: Машиностроение, 1987. 846 с.
9. Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с числовым программным управлением. Ч. II. Нормативы режимов резания. М.: Экономика, 1990. 473 с.
10. Металлорежущий инструмент: Каталог-справочник. Ч. 3. Резьбообразующий, трубо- и муфтообработывающий и зуборезный инструмент. М.: НИИМаш, 1971. 476 с.
11. Грудов А. А. Пути увеличения точности нарезаемой резьбы и стойкости метчиков. М.: МСИП-ВНИИИ, 1966. 128 с.
12. Петрухин С. С., Щеглов В. И. Выбор критерия затупления машинных метчиков // Станки и инструмент. 1973. № 1. С. 42—44.



**Рис. 1.** Схема нагружения деформирующего инструмента активными усилиями (а) и эпюры контактных нормальных и касательных напряжений по дуге захвата и по конусной части (б): 1 — деформирующий инструмент (ролик); 2 — заготовка

мого металла на каждом проходе были примерно равными [3]. Однако несмотря на это в продольном сечении шлицевой вал деформируется неравномерно. Под цилиндрической частью накатного ролика характер течения металла в очаге деформации и распределение напряжений рассмотрим в четырех зонах — *AB*, *BC*, точке *C* и *CD* (рис. 1, б).

Деформирование заготовки начинается на определенном расстоянии от места контакта ролика с заготовкой. При дальнейшем накатывании металл в контакте ролика с заготовкой (участок *AB*) начинает «выпучиваться». Следующий этап внедрения инструмента характеризуется свободным перемещением металла, которому препятствует торможение, обусловленное несовпадением направлений перемещения металла и вращения накатного ролика. При этом металл начинает проскальзывать по поверхности накатного инструмента. С увеличением площади контактных поверхностей инструмента и заготовки повышается сопротивление проскальзыванию и скорость проскальзывания на отрезке *BC* постепенно снижается (зона отставания). Начиная с точки *C* скорость перемещения металла сравнивается с окружной скоростью инструмента, а условная плоскость, виртуально проходящая через точку *C*, называется нейтральной плоскостью. В точ-

ке *C* нормальные напряжения имеют наибольшие значения, а тангенциальные меняют знак. Участок *BC* называется зоной отставания деформируемого металла. За ней находится зона *CD* опережения. На участке *CD* скорость течения металла постепенно возрастает, так как вращение накатного ролика и движение металла проходят в одном направлении [1].

В очаге деформации по общей схеме движения металла видно, что в зоне опережения металл заготовки движется с большей скоростью относительно окружной скорости накатного ролика. В этом случае металл в зоне опережения выдавливается в пространство между накатными роликами. Разность скоростей вызывает неравномерное распределение зон деформирования в заготовке [4]. Поэтому в зоне контакта инструмент—заготовка одновременно действуют как напряжения сжатия, так и напряжения растяжения (см. рис. 1, б). Образующиеся касательные напряжения растяжения и сжатия разрывают поверхностные слои накатного ролика, а при их циклическом наложении ролик разрушается. Все это обуславливает необходимость определения напряжений в зоне контакта инструмент—заготовка при многопроходном холодном накатывании прямоугольных шлицев на валах.

Напряжения в зоне контакта определяли с использованием программного обеспечения DEFORM-3D путем моделирования процесса деформирования роликами из стали Р6М5 цилиндрического вала из стали 45 с коэффициентом трения 0,12 при получении на нем шлицевого профиля. При моделировании приняли следующие допущения:

- материал заготовки в исходном состоянии однороден;

- материал инструмента в упругом состоянии подчиняется закону Гука, а материал заготовки в пластическом состоянии закону Губера — Мизеса и соотношениям Прандтля — Рейсса;

- немонотонный процесс объемного формообразования заменяется рядом монотонных процессов, формообразование в которых протекает однозначно и главные оси конечной деформации сохраняют свое положение в пространстве;

- напряжения  $\sigma_T$  текучести и коэффициент упрочнения  $H^I = d\sigma_T/d\varepsilon$  являются функциями интенсивности пластической деформации  $\varepsilon_i$ .

Модель строили на основании деформационной теории пластичности использованием сетки конечных элементов на заготовку и инструмент. Граничными условиями для расчета напряженно-деформированного состояния инструмента служили контактные напряжения, полученные при решении задачи объемного формообразования заготовки. Модель среды — упругопластическая. На свободных поверхностях, где нет контакта заготовки с накатником и матрицей, задавали нулевые условия в виде сил, действующих по нормали к поверх-

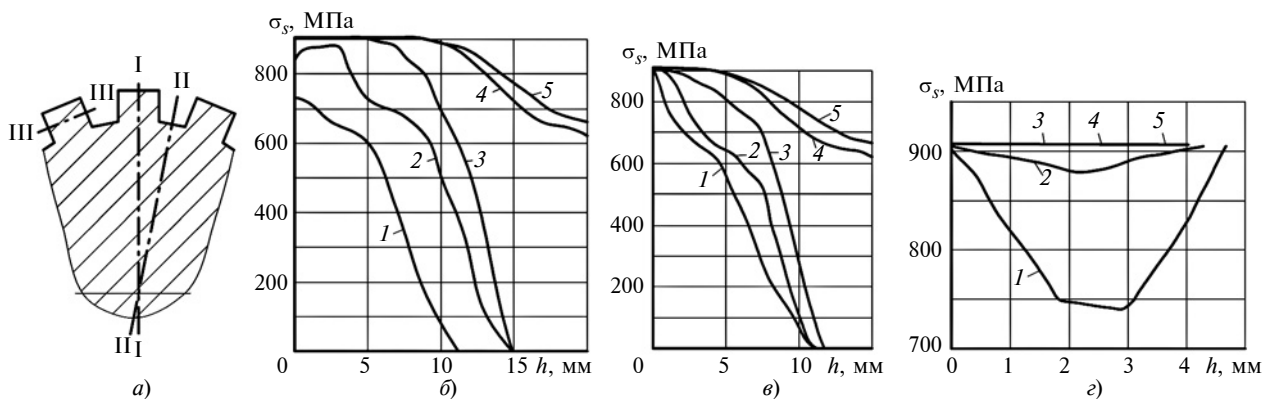


Рис. 2. Схема сечений при исследовании напряжений в заготовке (а), распределения напряжений при проходах 1–5 от поверхности зуба к центру заготовки (б, I–I), от поверхности впадины шлица к центру заготовки (е, II–II), по ширине зуба по центру глубины внедрения (з, III–III)

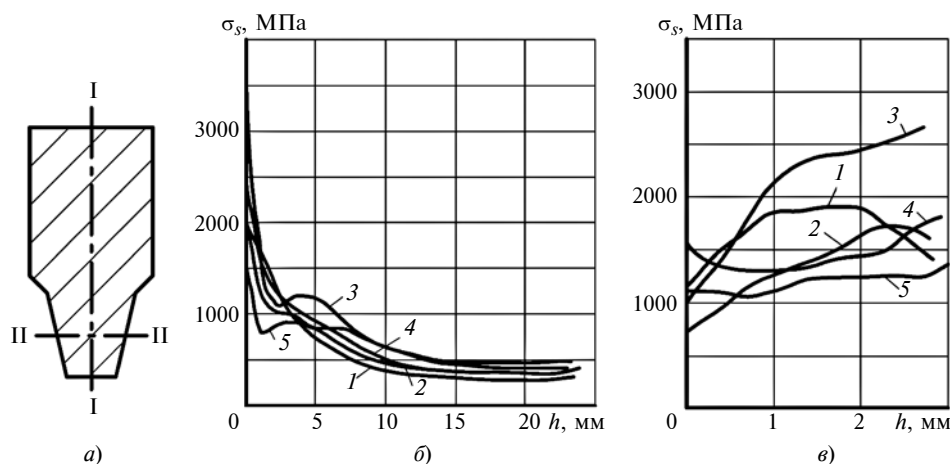


Рис. 3. Схема сечений при исследовании напряжений в ролике (а), распределения напряжений при проходах 1–5 от поверхности к центру (б, I–I), в поперечном направлении по центру глубины внедрения (е, II–II)

ности. На контактных поверхностях задавали кинематические условия: величину и направление перемещений каждой из рассматриваемых точек. Касательные напряжения приняли равномерно распределенными по грани рассматриваемого конечного элемента.

Процесс деформирования был максимально приближен к реальному накатыванию шлицевого профиля. Граничные условия, материал, ограничения и коэффициент трения задавали, исходя из процесса накатки. Расчет получили контактные напряжения в инструменте и заготовке в продольном и поперечном сечениях. Максимальная концентрация напряжений возникает на режущей кромке инструмента. Неравномерность наложения сетки конечных элементов на заготовку и деформирующий инструмент определяют неравномерность распределения напряжений в поперечном сечении накатного ролика. Режущая кромка инструмента разделяет деформируемый металл на потоки, что облегчает его перемещение по конической поверхности накатного ролика. Величина радиуса кромки влияет на концентрацию напряжений —

при увеличении радиуса контактные напряжения снижаются, но ухудшается разделение металла на потоки. Очаг напряжений в детали распределяется по каждому проходу неравномерно, что связано с упрочнением металла заготовки и неравномерным объемом деформирования. По глубине заготовки напряжения распространяются неравномерно. В центре заготовки образуется зона, в которой металл не подвергается высоким деформациям, эта зона вытягивается одновременно с осевым удлинением заготовки.

Исследуя напряжения в разных сечениях заготовки в процессе накатывания шлицевого профиля при коэффициенте трения  $f=0,12$  (рис. 2, а–е), установили их увеличение с каждым проходом, что обусловлено степенью упрочнения металла и увеличением усилий деформирования при увеличении глубины внедрения инструмента в заготовку. Напряжения в центре заготовки на первых трех проходах равны нулю, что доказывает отсутствие интенсивных деформаций в центре заготовки. На четвертом и пятом проходах напряжения в центре заготовки больше 600 МПа, что говорит о «сквоз-



ном» (на весь диаметр) проникновении деформаций в глубь заготовки. При распределении напряжений по ширине зуба (рис. 2, з) на первых двух проходах максимальные напряжения возникают у боковых сторон зуба, а минимальные — в центре зуба, что говорит о несквозном упрочнении металла. На третьем-пятом проходах зуб упрочняется по всей ширине.

Распределение напряжений в накатном ролике (рис. 3, а–в) при коэффициенте трения  $f = 0,12$  с каждым проходом увеличивается: до расстояния 15 мм напряжения находятся в пределах 600 МПа, на расстоянии от 20 мм и до периферии напряжения резко возрастают, что связано с приближением к зоне контакта инструмент—заготовка и геометрической формой поперечного сечения инструмента. В поперечном сечении (рис. 3, в) напряжения по проходам распределяются хаотично. При этом прослеживается скачок напряжений вблизи контактных поверхностей и их снижение в центре инструмента. На рабочих поверхностях накатного ролика действуют усилия, вызывающие растягивающие и сжимающие нормальные и касательные напряжения. Перепад напряжений вызывает появление трещин, приводящих к разрушению инструмента.

Моделирование процесса холодного накатывания шлицев на валах позволяет прогнозировать форму детали и размеры очага деформации, кото-

рые влияют на работоспособность накатного инструмента, и физические характеристики шлицевого вала. При уменьшении контактного трения напряженное состояние как заготовки, так и инструмента снижается на  $10 \div 20$  %.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Федотов Г. Д., Адакин В. А. Контактные напряжения в зоне инструмент—деталь при многопроходном накатывании прямоугольных шлицев на валах в холодном состоянии // Материалы IV Междунар. науч.-практ. конф. «Аграрная наука и образование на современном этапе развития: опыт, проблемы и пути их решения». Ульяновск: ГСХА им. П. А. Столыпина, 2012. Т. II. С. 13–18.
2. Адакин В. А. Инструмент для многопроходного холодного накатывания прямоугольных шлицевых профилей на валах: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. СПбПУ, 2014. 16 с.
3. Федотов Г. Д., Адакин В. А. Определение нейтрального угла на поверхности накатного ролика и условий движения металла при накатывании шлицевых профилей на валах в холодном состоянии // Материалы Междунар. науч.-практ. конф. «Молодежь и наука XXI века». Ульяновск: ГСХА, 2010. Т. IV. С. 7–15.
4. Упрочнение прямобочных шлицев на валах при многопроходном холодном пластическом деформировании накатной головкой / Г. Д. Федотов, В. П. Табаков, В. А. Адакин, М. М. Бадыков // Упрочняющие технологии и покрытия. 2011. № 7. С. 18, 19.

УДК 621.787

DOI: 10.36652/0042-4633-2020-7-81-86

А. В. ЩЕДРИН, В. Ф. АЛЕШИН, кандидаты технических наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),  
А. А. БЕКАЕВ, канд. техн. наук (Московский политехнический университет), Н. Ю. ЧИХАЧЁВА  
(Академия проблем качества — МБОУ СОШ № 1, г. Покров), e-mail: bekaev@list.ru

## Комбинированное дорнование цилиндрических заготовок с модифицированной поверхностью отверстия

Получена уточненная математическая модель сил дорнования полых цилиндрических заготовок инструментом с регулярной микрогеометрией при применении металлоплакирующих смазочных материалов, реализующих эффект безызносности при трении Гаркунова — Крагельского.

**Ключевые слова:** сила дорнования, регулярный рельеф, металлоплакирующий смазочный материал.

A refined mathematical model of the burnishing forces of hollow cylindrical billets by a tool with regular microgeometry was obtained using metal-clad lubricants that realize the Garkunov—Kragel'skiy wear-free effect during friction.

**Keywords:** burnishing force, regular relief, metal-clad lubricant.

Дорнование — высокоэффективный метод формообразующей и отделочно-упрочняющей обработки отверстий [1–3]. В настоящее время данный метод обработки [4, 5] совершенствуется благодаря использованию самоорганизующихся триботехнологий, которые включают регуляризацию микрогеометрии (модификацию) поверхностей инструмента и отверстия в заготовке, а также разные способы воздействия инновационных металлоплакирующих смазок, реализующих эффект безызносности при трении Гаркунова — Крагельского [6–10]. Это позволяет на  $20 \div 40$  % уменьшить силы обработки и до двух раз повысить ее качество и производительность. Непрерывное образование защитной (сервовитной) пленки меди на поверхностях инструмента исключает его изготовление из дорогостоящих

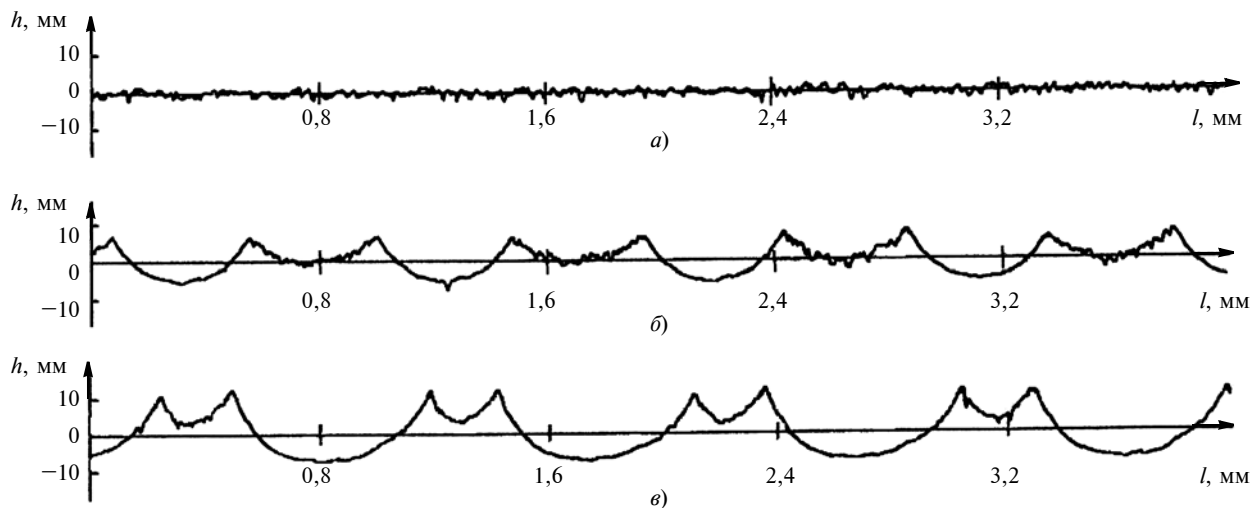


Рис. 1. Продольные профилограммы поверхности отверстия ( $h$  — высота профилограммы, мкм;  $l$  — длина профилограммы, мм):  
 а — ИМР; б — РМР,  $\Gamma_k = 10$  мкм; в — РМР,  $\Gamma_k = 20$  мкм

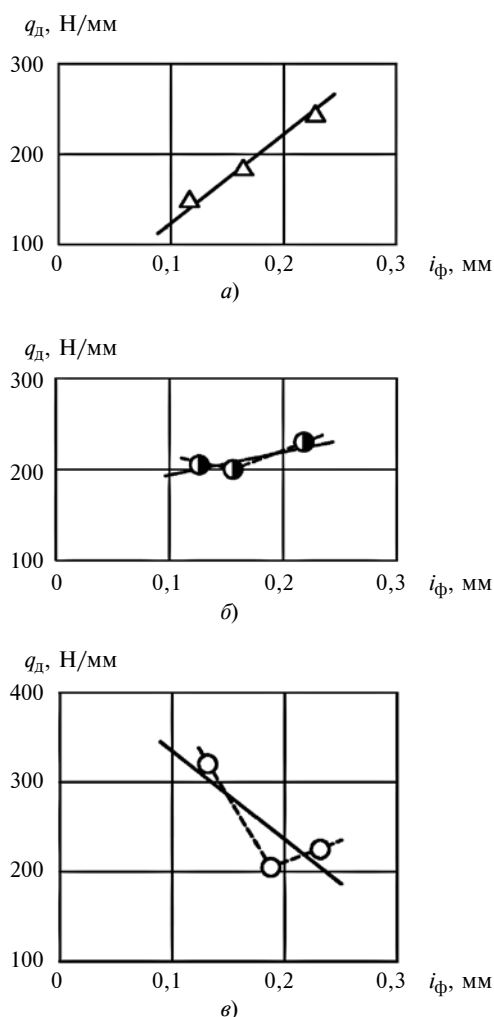


Рис. 2. Зависимости удельной силы  $q_d$  дорнования от абсолютной фактической деформации  $i_\phi$  поверхности отверстия при параметрах:

а — ИМР, смазка И-40; б — РМР, смазка И-40 + 10 % «Валены»,  $\Gamma_k = 10$  мкм; в — РМР, смазка И-40 + 10 % «Валены»,  $\Gamma_k = 20$  мкм

инструментальных материалов — быстрорежущих сталей и твердых сплавов [11–14].

Для оценки повышения эффективности дорнования за счет модификации-регуляризации микрогеометрии поверхностей обрабатываемых отверстий по аналогии с работой [14] провели экспериментальные исследования, для которых в качестве образцов-заготовок использовали втулки из латуни ЛС 59-1 (115 *HB*) с наружным диаметром 39 мм и высотой 40 мм. Предварительная обработка — растачивание отверстий с иррегулярным микрорельефом (ИМР) и параметром шероховатости поверхности  $Ra = 0,24 \div 0,92$  мкм. Характерная продольная профилограмма ИМР поверхности отверстия после растачивания представлена на рис. 1, а.

В качестве обрабатывающего инструмента использовали дорн из быстрорежущей стали Р6М5 с диаметром 20,2 мм, углами рабочего и обратного конусов  $5^\circ$  и шириной калибрующей ленточки 7 мм. Воздействующую поверхность дорна упрочняли однозаходным винтовым регулярным микрорельефом (РМР) с радиусом канавок 1,5 мм, шагом 0,5 мм и первоначальной глубиной 8 мкм на участке калибрующей ленточки [6]. Номинальную абсолютную деформацию на диаметр поверхности отверстия варьировали в диапазоне  $i_n = 0,1 \div 0,3$  мм. Скорость дорнования — 0,05 м/мин. Технологическая смазка: минеральное масло И-40 и его смесь (10 % об.) с многофункциональной металлоплакирующей присадкой «Валена» [7–9], реализующей эффект безызносности при трении Гаркунова — Крагельского. На поверхности отверстий образцов-заготовок выполняли РМР в виде однозаходных винтовых канавок радиусом 1,5 мм с шагом 1 мм и глубиной канавки  $\Gamma_k = 10$  мкм (рис. 1, б) и 20 мкм (рис. 1, в).

На рис. 2 приведены зависимости удельной силы  $q_d$  дорнования от абсолютной фактической де-

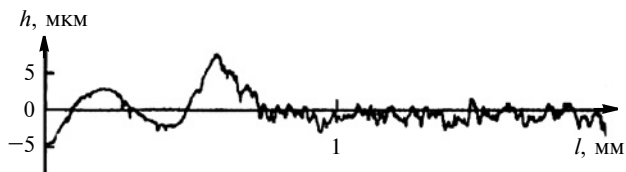


Рис. 3. Продольная профилограмма очага деформации при дорновании отверстия с ИМР поверхности ( $i_{\phi} = 0,114$  мм, смазка И-40)

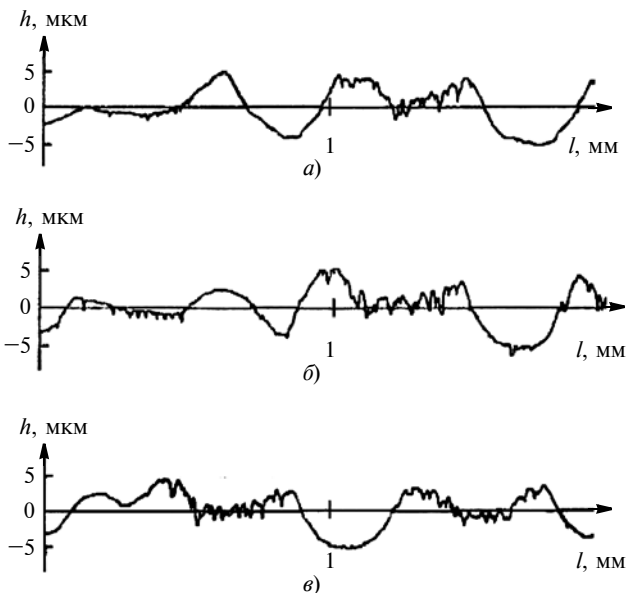


Рис. 4. Продольная профилограмма очага деформации при дорновании отверстия с РМР поверхности:  
а, б, в — соответственно начальная, промежуточная и конечная стадии заполнения канавки РМР поверхности;  $\Gamma_k = 10$  мкм,  $i_{\phi} = 0,17$  мм, смазка И-40 + 10 % «Валены»

формации  $i_{\phi}$ , характера и параметров микрогеометрии поверхности, а также применяемой смазки. Анализ зависимостей показал, что РМР поверхности отверстия в комплексе с металлоплакирующей смазкой обеспечивает минимальную удельную силу  $q_d$  в узком диапазоне  $i_H = 0,16 \div 0,19$  мм. Такой эффект объясняется большей маслоемкостью РМР по сравнению с ИМР (см. рис. 1), а также развитой дислокационной структурой поверхности отверстия с РМР, ускоряющей химические реакции с компонентами металлоплакирующей смазки. Другая причина — различие в формировании параметров очага деформации [15] при дорновании отверстий с ИМР [9] и РМР [14] поверхности (рис. 3 и 4). При ИМР поверхности отверстия (см. рис. 3) на рабочем конусе инструмента возникает положительная волна внеконтактной деформации. При РМР поверхности отверстия (см. рис. 4) высота волны внеконтактной деформации меньше ввиду отсутствия сплошности деформируемого слоя, так как часть материала волны идет на заполнение каждой канавки РМР.

Заполнение канавок РМР на промежуточной стадии представлено на рис. 4, б на начальной и конечной стадиях трансформации деформируемого слоя — на рис. 4, а, в. Из рис. 4, в видно, что меньшая по высоте волна внеконтактной деформации формируется из материала деформируемого слоя, расположенного между первичными канавками РМР (см. рис. 1, б, в) в области «наплывов» на их краях, образующих вторичные канавки [14] с развитой дислокационной структурой.

На рис. 5 приведена общая зависимость коэффициента  $K_y$  уточнения по параметру  $Ra$  шероховатости от абсолютной фактической деформации  $i_{\phi}$ , применяемой смазки, характера и параметров микрогеометрии поверхностей отверстий образцов-заготовок [7, 9–12]. Установлена существенная деформация исходных выступов РМР поверхностей отверстий (частные зависимости 2 и 3) вследствие интенсификации «эффекта Ребиндера» при больших объемах металлоплакирующей смазки, содержащей поверхностно-активные вещества [14].

На рис. 6 приведена общая зависимость поля рассеяния диаметра  $\Delta D_d$  от абсолютной фактической деформации, применяемой смазки, характера и параметров микрогеометрии поверхностей отверстий получаемых образцов-деталей. Частные зависимости 2 и 3 показывают, что предварительное выполнение РМР на поверхности и применение металлоплакирующей смазки обеспечивают более высокую размерно-геометрическую точность отверстия. Причина этого эффекта — образование жесткого каркаса из винтовых канавок РМР, препятствующих деформационным искажениям отверстия при дорновании [14].

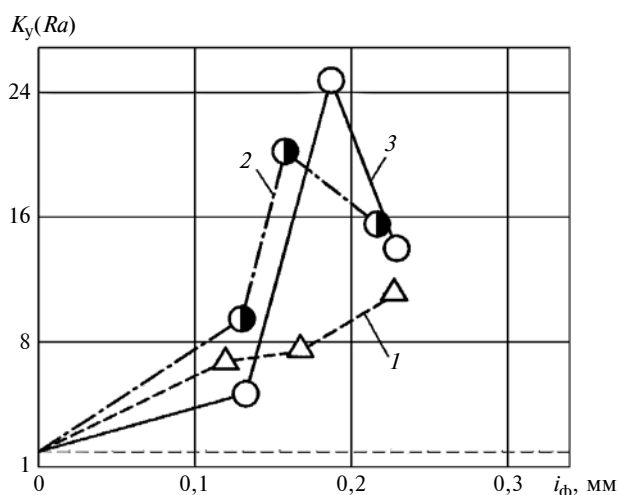


Рис. 5. Зависимости коэффициента уточнения  $K_y$  ( $Ra$ ) от фактической деформации  $i_{\phi}$  поверхности отверстия при параметрах:

1 — ИМР, смазка И-40; 2 — РМР,  $\Gamma_k = 10$  мкм, смазка И-40 + 10 % «Валены»; 3 — РМР,  $\Gamma_k = 20$  мкм, смазка И-40 + 10 % «Валены»

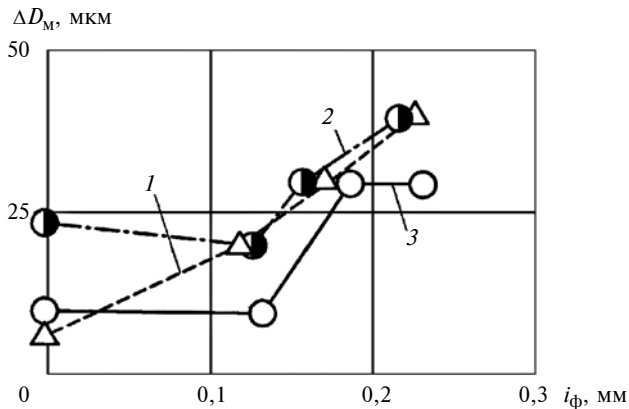


Рис. 6. Зависимости поля рассеяния диаметра  $\Delta D_d$  отверстия от абсолютной фактической деформации  $i_\phi$  при параметрах:

1 — ИМР, смазка И-40; 2 — РМР,  $\Gamma_k = 10$  мкм, смазка И-40 + 10 % «Валены»; 3 — РМР,  $\Gamma_k = 20$  мкм, смазка И-40 + 10 % «Валены»

Используя результаты теоретико-экспериментальных исследований [5, 15], на основании схемы, приведенной на рис. 7, разработали теоретическую модель для анализа и прогнозирования сил дорнования отверстий с модифицированным слоем (см. рис. 1 б, в) в полых цилиндрических заготовках инструментом с РМР при применении инновационных металлоплакирующих смазок, реализующих эффект безызносности при трении Гаркунова — Крагельского [13]:

$$\left\{ \begin{aligned} q_d^T &= 1,155 \bar{\sigma}_S \left[ \left( 1 + \frac{f}{\sin \alpha} \right) \times \right. \\ &\times \ln \left( \frac{0,5 D_{3,Н} - (0,5 D_{3,В} \pm \Delta R - h_{с.п})}{0,5 D_{3,Н} - (0,5 D_d + h_{с.п})} \right) + \frac{\sin \alpha}{1 + \cos \alpha} + \\ &\left. + \frac{L_d f (0,5 D_d + h_{с.п})}{((0,5 D_{3,Н})^2 - (0,5 D_d + h_{с.п})^2)} \right] \times \\ &\times \frac{(0,5 D_{3,Н})^2 - (0,5 D_{3,В} \pm \Delta R - h_{с.п})^2}{(D_d + 2h_{с.п})^2}; \\ F_d^T &= \pi q_d^T (D_d + 2h_{с.п}), \end{aligned} \right. \quad (1)$$

где  $q_d^T$  — теоретическая удельная сила деформирования, Н/мм;  $F_d^T$  — теоретическая суммарная сила деформирования, Н;  $D_{3,Н}$  и  $D_{3,В}$  — соответственно наружный и внутренний диаметры полых цилиндрической заготовки, мм;  $D_d$  — диаметр деформирующего элемента дорна по калибрующей ленточке, мм;  $h_{с.п}$  — толщина сервовитной пленки, мм;  $\pm \Delta R$  — параметр очага деформации в виде знака и высоты волны внеконтактной деформации на рабочем конусе деформирующего элемента, мм;  $\alpha$  — угол рабочего конуса деформирующего элемента, град;  $\bar{\sigma}_S$  — среднее по очагу деформации напряжение

текучности обрабатываемого материала, МПа;  $L_d$  — ширина калибрующей ленточки деформирующего элемента, мм;  $f$  — коэффициент трения скольжения.

Коэффициент трения скольжения [5] определяли по упрощенной формуле И. В. Крагельского:

$$f = f_a + f_d = \left( \frac{\tau_0}{HB_3} + \beta \right) + \left( 0,4 \frac{\sqrt{(H_{3,макс} + h_{с.п}) \epsilon_3}}{R_\Pi} \right),$$

где  $f_a$  и  $f_d$  — адгезионная и деформационная составляющие коэффициента трения скольжения;  $\tau_0$  — прочность адгезионной связи при отсутствии нормального контактного давления, МПа;  $\beta$  — пьезокоэффициент влияния нормального контактного давления на прочность адгезионной связи;  $HB_3$  — исходная твердость материала заготовки детали, МПа;  $\epsilon_3$  — относительная деформация максимального микровыступа поверхности отверстия;  $H_{3,макс}$  — высота максимального микровыступа поверхности отверстия, мкм;

$$R_\Pi = \frac{4}{\frac{1}{R_{3X}} - \frac{1}{R_{3Y}} + \frac{1}{R_{иX}} + \frac{1}{R_{иY}}}$$

— приведенный радиус кривизны при вершине единичных микровыступов поверхностей отверстия

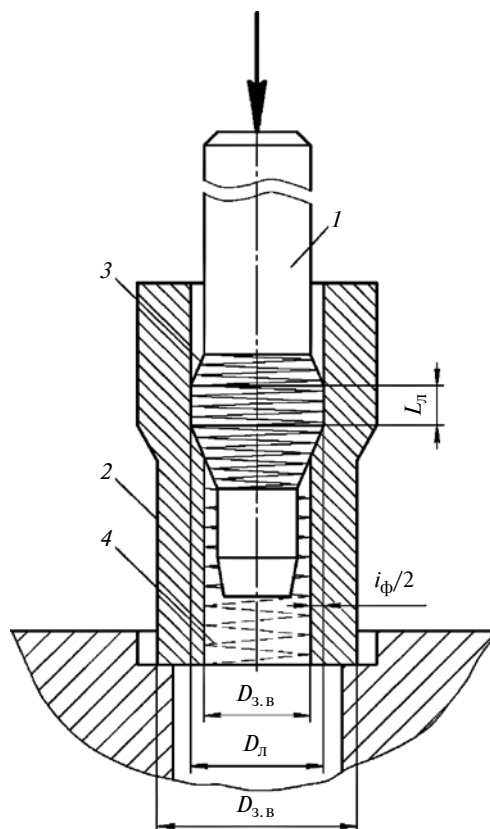


Рис. 7. Схема дорнования отверстия полых цилиндрической заготовки:

1 — дорн; 2 — заготовка; 3 и 4 — РМР поверхностей соответственно деформирующего элемента дорна и отверстия

заготовки и деформирующего элемента (инструмента), мкм ( $R_{3X}$ ,  $R_{3Y}$ ,  $R_{иX}$ ,  $R_{иY}$  — соответственно продольный и поперечный радиусы кривизны).

Достоверность теоретической модели (1) проверили по зависимости удельной силы, приведенной на рис. 2, б. Для учета в теоретической модели (1) упрочнения обрабатываемого материала, включая предварительную пластическую регуляризацию микрогеометрии поверхности отверстия на глубину 10 мкм (см. рис. 1, б), провели испытания по ГОСТ 25.503—97 и определили кривую упрочнения латуни ЛС 59-1 по формуле

$$\sigma_S = -1034,7l_i^2 + 1220,38l_i + 183,9,$$

где  $l_i$  — накопленная деформация обработанного материала [15].

Исходные данные для расчета теоретической удельной силы дорнования приведены в таблице. При этом, по аналогии с работой [14], в очаге деформации (рис. 4 и 5) из-за нарушения сплошности деформируемого слоя практически отсутствует негативная положительная волна внеконтактной деформации [15].

Теоретическую (расчетную) удельную силу (Н/мм) дорнования после аппроксимации определяли по формуле

$$q_d^T = 168,586 + 359,445i_{\phi}.$$

Экспериментальную удельную силу дорнования (Н/мм) (рис. 2, б) после аппроксимации определяли по формуле

$$q_d^{\exists} = 166,317 + 275,42i_{\phi}.$$

Исходные данные для расчета и сравнения теоретической и экспериментальной удельной силы дорнования

Параметр	Значение		
$D_{3B}$ , мм	20,0708	20,0392	19,9774
$H_{3\max}$ , мкм	9,535	12,375	10,935
$\varepsilon_3$	0,8878	0,95	0,936
$R_{3Y}$ , мкм	10035	10019	9988
$l_i$	0,0079	0,0098	0,01359
$\bar{\sigma}_S$ , МПа	188,69	189,92	192,09
$f_d$	0,03985	0,04622	0,04343
$f$	0,0605	0,0669	0,0641
$q_d^{\exists}$ , Н/мм	209,68	200,22	230,18
$q_d^T$ , Н/мм	212,8	229,75	247,42
$\Delta q_d$ , %	-1,5	-14,7	-7,5

Примечание:  $D_L = 20,2$  мм;  $L_L = 7$  мм;  $\alpha = 5^\circ$ ;  $R_{иX} = 492$  мкм;  $R_{иY} = 10100$  мкм;  $R_{3X} = 495$  мкм;  $R_{\Pi} = 987$  мкм;  $HB_3 = 1150$  МПа;  $f_a = 0,02066$ ;  $\tau_0 = 23,759$  МПа;  $\beta = 0$ ;  $\pm\Delta R = 0$ ;  $h_{c,\Pi} = 1,5$  мкм.

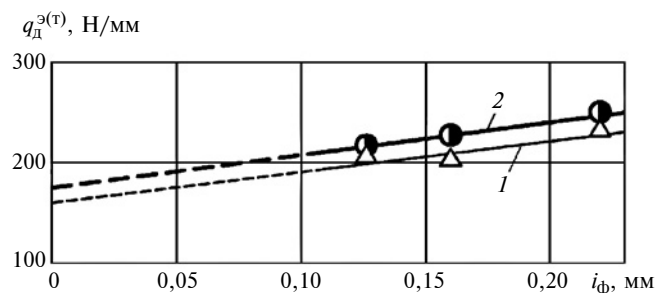


Рис. 8. Экспериментальная 1 и расчетная 2 зависимости удельной силы  $q_d$  дорнования от абсолютной фактической деформации  $i_{\phi}$

Сравнение полученных результатов показало, что относительная погрешность теоретических и экспериментальных значений удельной силы дорнования ( $\Delta q_d = ((q_d^{\exists} - q_d^T) / q_d^{\exists}) 100$  %) соответствовала диапазону  $-1,5 \div -14,7$  %, что приемлемо для технологической практики (рис. 8).

Таким образом, полученная математическая модель для прогнозирования и анализа сил дорнования полых цилиндрических заготовок с РМР поверхности отверстия при использовании инновационных металлоплакирующих смазок, реализующих эффект безызносности при трении Гаркунова — Крагельского [13], адаптирована к алгоритмическим процедурам «искусственного технологического интеллекта» [4, 5, 15] с целью системного синтеза перспективных методов дорнования.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Проскуряков Ю. Г., Евстигнеев Е. А. Дорнование отверстий втулок с гидравлическим противодавлением // Машиностроитель. 1973. № 3. С. 35, 36.
2. Проскуряков Ю. Г., Романов В. Н., Исаев А. Н. Объемное дорнование отверстий. М.: Машиностроение, 1984. 224 с.
3. Янченко И. И., Тарасов В. В., Сивцев Н. С. Технологические основы обработки точных отверстий дорнованием. В 2 ч. Ч. 1. Теория управления контактно-кинematicкими условиями при дорновании. Ижевск: Изд-во ИПМ УрО РАН, 2002. 138 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. Efficient hole broaching with regularized surface microgeometry of the deforming elements / A. V. Shchedrin, V. V. Ul'yanov, A. A. Bekaev, N. Yu. Chikhacheva // Russian Engineering research. New York: Allerton Press. 2009. V. 29. N. 9. P. 911—915.
7. Щедрин А. В., Гаврилов С. А., Зинин М. А. Оптимизация рецептуры металлоплакирующих смазок для комбинированного дорнования отверстий в заготовках

Р. В. СУПРУН (ФГБОУ ВО «МАИ — национальный исследовательский университет»), e-mail: rvsuprun@vertest.ru

## Обеспечение беспристрастности органа, проводящего аудит и сертификацию систем менеджмента

Рассматривается возможность обеспечения беспристрастного выполнения установленных требований при сертификации систем менеджмента и аудите.

**Ключевые слова:** сертификация, аудит, система менеджмента, беспристрастность, требования.

The possibility of ensuring the impartial fulfillment of the established requirements at certification of management systems and audit is being considered.

**Keywords:** certification, audit, management system, impartiality, requirements.

Общие требования к обеспечению беспристрастности изложены в национальном стандарте ГОСТ Р ИСО/МЭК 17021-1—2017 «Оценка соответствия. Требования к органам, проводящим аудит и сертификацию систем менеджмента. Часть 1. Требования», задача которого — установить и следовать требованиям, обеспечивающим беспристрастность. Согласно терминологии стандарта «беспристрастность — наличие объективности». В совокупности с термином «объективность», приведенным в том же стандарте, беспристрастность — состояние, при котором конфликты интересов отсутствуют или ре-

шаются таким образом, что не оказывают отрицательного влияния на последующие действия органа по сертификации (ОС). Беспристрастности, по сути, соответствуют термины — «независимость», «отсутствие предвзятости», «отсутствие предубеждений», «нейтралитет», «справедливость», «непредубежденность», «объективность», «отстраненность» и «уравновешенность».

Угрозы потери беспристрастности связаны, как правило, с собственностью, управлением, менеджментом, персоналом, совместно используемыми ресурсами, финансами, контрактами, маркетингом и т. д. Угрозы обусловлены совокупностью личных качеств сотрудников ОС, их компетентностью, условиями взаимодействия сотрудников, участвующих в аудите и сертификации, а также взаимодействующих с заказчиком и всеми заинтересованными сторонами.

Отметим, что наличие угроз не обязательно ведет к потере беспристрастности. Если риск возникновения конфликта интересов идентифицирован, то орган должен показать, как он устраняет или минимизирует его независимо от того, возникает ли риск внутри ОС или является следствием любых



*(Окончание статьи. Начало см. на стр. 81)*

из нешлифуемых цветных сплавов // Вестник машиностроения. 2012. № 9. С. 76—79.

8. **Влияние** металлоплакирующей присадки «Валена» на показатели комбинированной обработки / М. А. Зинин, С. А. Гаврилов, А. В. Щедрин и др. // Вестник машиностроения. 2011. № 9. С. 77—80.

9. **Влияние** состава металлоплакирующей смазки на характеристики комбинированного прошивания отверстий в заготовках из латуни марки ЛС59-1 / А. В. Щедрин, Э. Л. Мельников, М. А. Зинин и др. // Ремонт, восстановление, модернизация. 2017. № 1. С. 27—34.

10. **Improving** the use of lubricant and coolant fluids in machining / A. V. Shchedrin, V. M. Skoromnov, V. V. Ul'yanov et al. // Russian Engineering research. New York: Allerton Press. 2006. Vol. 26. N. 10. P. 38, 39.

11. **Щедрин А. В., Таненгольц А. Б.** Совершенствование характеристик инструмента для деформирующе-выглаживающего прошивания отверстий // Машиностроитель. 2002. № 11. С. 20—23.

12. **Технологические** возможности метода комбинированного прошивания отверстий с противодавлением металлоплакирующих смазок / А. В. Щедрин, А. А. Кострюков, Н. Ю. Чихачева и др. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2016. № 9. С. 30—35.

13. **Трибология** на основе самоорганизации / Д. Н. Гаркунов, Э. Л. Мельников, В. Г. Бабель и др. Германия: Lambert. 2015. 245 с.

14. **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.

15. **Математическая** модель для прогнозирования сил дорнования отверстий инструментом с регулярной микрогеометрией поверхности в условиях противодавления металлоплакирующих смазок / А. В. Щедрин, К. О. Климович, А. А. Бекаев и др. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. Т. 20. № 2. С. 71—76.

его отношений. Для этого органу важно обеспечить такие условия беспристрастности, при которых к участию будут привлечены все стороны, имеющие отношение к его функционированию и соответствующие полномочия для проведения оценки и анализа текущей и планируемой деятельности ОС и компетентности сотрудников. По итогам анализа следует оценить потенциальные риски, связанные с деятельностью ОС, а также принятые меры по их устранению или уменьшению.

Система менеджмента ОС должна определить уровни обеспечения беспристрастности, которыми могут быть: стратегия и политика; анализ заявки; аудит; решение по сертификации; инспекционный контроль и специальные аудиты; оценка третьей стороны и др.

Для заявления о своих позиции и намерениях в части обеспечения беспристрастной деятельности, связанной с оценкой соответствия, ОС может принять и опубликовать для всеобщего доступа Политику беспристрастности. В этом документе прежде всего следует отметить, что ОС работает согласно национальному законодательству в области аккредитации и оценки соответствия, а также соблюдает требования российских и международных нормативных документов по сертификации. Политика беспристрастности описывает основные пути, которыми ОС стремится достичь объективного, честного и независимого подхода к сертификации систем менеджмента (СМ). Так, ОС должен гарантировать объективность своей деятельности путем управления всеми возможными конфликтами интересов, быть независимым от компрометирующей его деятельности коммерческого, финансового, административного или иного давления, заявить о стремлении обеспечивать и поддерживать свою независимость от производителей, продавцов, потребителей продукции и услуг четким разграничением взаимодействий, соответствующими уставными требованиями, а также недопустимостью каких-либо коммерческих связей, воздействующих на результаты деятельности по сертификации.

Политика беспристрастности обеспечивается:

применением заранее определенных, фиксированных тарифов;

исключением неоправданных изменений сроков сертификации и отказов в приеме заявки на проведение сертификации;

отсутствием требований о принудительном членстве;

исключением необоснованного предъявления каких-либо особых требований;

доступом к услугам по сертификации, которые не должны определяться размером организации или членством какой-либо ассоциации или группы;

действиями при сертификации, которые не должны зависеть от числа организаций, получивших сертификацию;

четким разграничением деятельности по сертификации СМ и любой другой деятельности организации, частью которой является ОС.

Руководство ОС должно взять на себя всю ответственность за реализацию Политики беспристрастности и объективное проведение работ по оценке соответствия СМ установленным требованиям.

Орган по сертификации должен выбрать способы доведения своей политики и намерений в области беспристрастности с целью заявить, что он:

не предлагает и не предоставляет своим заказчикам консалтинговые услуги, включая разработку, внедрение СМ, проведение внутренних аудитов. Не взаимодействует с юридическими лицами, которые могли бы поставить под угрозу его беспристрастность;

исключает возможность участия в сертификации СМ и принятии решений персонала ОС, консультировавшего заказчиков, а также имеющего или имевшего ранее связи с организациями, подлежащими сертификации;

не заявляет, что сертификация будет проще, легче, быстрее и выгоднее при использовании определенной организации для консультирования.

Существует риск, связанный с деятельностью по консалтингу и сертификации, обусловленный:

высокой доходностью в связи с низкими затратами на поддержание деятельности;

возможностью достаточно легко получить заказчика по сертификации;

требованиями заказчика по консалтингу получить сертификат соответствия;

желанием заказчика пройти сертификацию у органа, оказывающего помощь или полностью разработавшего документацию СМ, сняв тем самым с себя ответственность за внедрение системы, пройти сертификацию без несоответствий и т. д.

Для снятия такого риска на стадии получения исходных данных для проведения анализа заявки рассматривается вопрос, как и с помощью какой консалтинговой организации была внедрена СМ у заказчика. Уже на данном этапе риск угрозы беспристрастности сводится к минимуму, исключая возможность привлечения к деятельности по сертификации персонала, оказывающего помощь при внедрении СМ.

Отметим, что при обучении компаниям не предоставляются конкретные решения по внедрению СМ и другим вопросам, напрямую связанным с консультированием.

На уровне анализа заявок ОС должен идентифицировать, оценивать и управлять рисками, которые могут возникнуть в процессе сертификации, и,

как следствие, объективно сформировать группу аудита, определить перечень лиц, независимых от ОС, для проведения анализа перед принятием решения по сертификации, назначить лицо, принимающее решение.

Орган по сертификации в документированном виде должен изложить требования к своим работникам, которые предусматривают обязательное уведомление ОС обо всех связях (существующих или прошедших) не только непосредственно с заказчиком, но и обо всех обстоятельствах, способствующих возникновению конфликта интересов. Данную информацию ОС должен использовать в качестве входных данных при возникновении угрозы для обеспечения беспристрастности и не должен привлекать таких работников к сертификационной деятельности, пока они не докажут отсутствие конфликта интересов.

Орган по сертификации должен гарантировать: отсутствие предоставления консалтинговых услуг как по подготовке предприятий к сертификации, так и сертифицируемым организациям по обслуживанию и улучшению систем менеджмента;

отсутствие конфликта интересов в части не использования персонала для консультирования по СМ, включая аудиторов и административный персонал ОС для участия в аудите или другой сертификационной деятельности;

предотвращение риска конфликта интересов при возможном привлечении лиц, участвующих в деятельности других подразделений ОС по отношению к рассматриваемой организации, чтобы не нанести ущерб конфиденциальности, объективности или беспристрастности;

непроведение внутренних аудитов у собственных заказчиков услуг по сертификации или потенциальных заказчиков;

непроведение сертификационных аудитов организацией, занимающейся консультированием по системе менеджмента.

Угрозы для беспристрастности — источники потенциального оказания давления, которое может привести к компромиссу или являться разумно ожидаемым его условием. Чтобы понять природу таких угроз и их потенциального воздействия на беспристрастность аудитора, ОС должен идентифицировать типы угроз.

Анализируя независимость аудитора и проблемы беспристрастности, ОС должен рассмотреть следующие типы угроз:

эмоциональные, этические, нравственные, финансовые или другие личные интересы персонала; дружеские (доверительные) и семейные отношения, т. е. влияние близких отношений;

запугивание, исходящее от принуждаемых или уверенных, что их принуждают;

сопоставительности (например, между оцениваемой организацией и привлеченным техническим экспертом);

давление, возникающее при корпоративных конфликтах.

Орган по сертификации должен обеспечить, чтобы принятие решения и проведение аудита выполняли разные лица. Это требование относится и к внешним специалистам, привлекаемым к сертификации и рекомендуемым принятию решения.

Демонстрация обеспечения независимости и беспристрастности с привлечением третьей стороны — наиболее сложный механизм для получения сбалансированной оценки деятельности ОС. Одним из решений является формирование определенного круга заинтересованных лиц, способных объективно оценить уровень беспристрастности ОС, не вмешиваясь в его практическую работу.

Заинтересованными лицами, представляющими ключевые интересы, могут быть: заказчики ОС; заказчики организации, чья СМ сертифицирована, например, представители промышленных торговых ассоциаций, государственных регулирующих органов или других служб; представители негосударственных организаций, включая организации потребителей. Баланс интересов должен обеспечить отсутствие преобладания какого-либо одного интереса.

Предполагается, что группа заинтересованных лиц будет группой так называемого высокого уровня.

При проверке третьей стороной ОС должен обеспечить доступ заинтересованных лиц ко всей информации, подтверждающей беспристрастность выполнения им своих функций, продемонстрировать все потенциальные идентифицированные источники конфликта интересов, указывающие происходят ли они внутри ОС или связаны с деятельностью других людей, органов или организаций. Такая демонстрация должна показать, как устраняются возможные конфликты интересов для обеспечения беспристрастности сертификации. При этом работа должна основываться на конфиденциальности и отсутствии конфликтов интересов. По результатам анализа при необходимости разрабатываются рекомендации по устранению возможной угрозы беспристрастности.

Сертификация систем менеджмента, в которой имеется заинтересованность и которая проведена с нарушениями требований беспристрастности, может быть признана недействительной, а выданные сертификаты аннулированы.

Таким образом, придерживаясь разработанных правил для обеспечения беспристрастности, ОС, заказчик и все заинтересованные в результатах сертификации стороны могут быть уверены в беспристрастной работе органа при проведении оценки соответствия.