

### ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ



#### Главный редактор А.И. САВКИН

#### 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, членкорр. 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, 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. 2a, стр. 2 Телефон: 8-(499) 269-51-98

#### Адрес редакции:

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

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

Учредитель: А.И. Савкин

Индекс: **27841** ("Пресса России") Цена свободная

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

## СОДЕРЖАНИЕ

#### КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

- Ванин В. А., Колодин А. Н. Кинематическая структура металлорежущих станков со сложными движениями формообразования с внутренними гидравлическими связями на основе шагового гидропривода . .
- Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е., Челпанов И. Б. Оценка и анализ кинематических и динамических погрешностей воспроизведения программных траекторий рабочего органа мехатронных манипуляторов по кинематическим 11
- Рызванович А. Я., Генералов В. А. Новые конструкции передач, реализующие крутильные колебания виброшпинделя
- Щерба В. Е., Шалай В. В., Труханова Д. А., Носов Е. Ю., Павлюченко Е. А. Залознов И. П. — Разработка и экспериментальное исследование поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании
- Леонов О. А., Шкаруба Н. Ж., Вергазова Ю. Г. Расчет допуска посадки с натягом
- Покровский А. М., Дубин Д. А., Вдовин Д. С. Математическая модель распространения усталостной трещины в торсионном вале системы
- Яковлев С. Н., Мазурин В. Л. Экспериментальное определение долговечности - 33
- Свобода Д. Г., Жарковский А. А., Иванов Е. А., Щуцкий С. Ю., Дягилев П. Ю. Создание осевых насосов с высоким КПД и незападающей формой 37

#### Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

Албагачиев А. Ю., Зернов Е. В. — Теоретический метод определения коэффициента трения при осадке тонкой жесткопластической пластины 

#### ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

- Балуев Р. О., Нестеров Б. А., Ворожцов К. В. Автоклавное формование теплозащитных покрытий на крупногабаритных изделиях с применением металлокомпозитной оправки 45
- Минаков А. П., Лустенков М. Е., Ильюшина Е. В., Камчицкая И. Д., Афанасьев П. В., Зайцев Д. Л. — Исследование воздействия твердых тел в вихревом потоке сжатого воздуха на качество поверхности при упрочняющей финишной обработке деталей разной жесткости
- Воронцов А. Л. Получение пластической деформацией крупных дисков из цилиндрических заготовок. Часть 2. Исследование внедрения центрального пуансона на стадии образования вогнутости .......
- Сергеев С. В., Сергеев Ю. С. Имитационное моделирование процесса виброперемешивания при приготовлении и восстановлении технологических жидкостей 58
- Архипов В. Е., Лондарский А. Ф., Москвитин Г. В., Пугачев М. С. Оценка когезионной прочности газодинамических покрытий ...... 64
- Горунов А. И., Каляшина А. В., Габитов А. А. Математическое обоснование экспериментально подобранной технологии лазерного упрочнения с применением
- Василенко В. Н., Фролова Л. Н., Михайлова Н. А., Драган И. В., Таркаева Д. А. Ресурсосберегающее оборудование нового поколения для переработки масличного
- Пачурин Г. В., Кузьмин Н. А., Филиппов А. А., Нуждина Т. В., Гончарова Д. А. Механические свойства сталей с газофазным никелевым покрытием . . . . . 76
- Цветков Ю. Н., Горбаченко Е. О., Голицын В. А. Прогнозирование кавитационной износостойкости хромовых электролитических покрытий по профилю изношенной
- Мустаев И. З., Иванов В. Ю., Кандаров И. В., Муфтахова Н. А., Мустаев Т. И. -Оценка эффективности производства литейной оснастки для деталей авиационных двигателей.....

## CONTENTS

3

#### DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- Vanin V. A., Kolodin A. N. Kinematic structure of metal-cutting machine tools with complex shaping movements with internal hydraulic connections based on stepper hydraulic drive
- Nikiforov S. O., Markhadaev B. E., Chelpanov I. B. Evaluation and analysis of kinematic and dynamic errors of reproduction of software trajectories of the working medium of mechatronic manipulators by kinematic parameters
- Ryzvanovich A. Ya., Generalov V. A. New structures of gears 15 implementing vibro-spindle torsional vibrations
- Shcherba V. E., Shalay V. V., Trukhanova D. A., Nosov E. Yu., Pavlyuchenko E. A., Zaloznov I. P. Development and experimental study of a piston hybrid energy machine with gas intake volume 18
- Leonov O. A., Shkaruba N. Zh., Vergazova Yu. G. Calculation of fit 23 tolerance with interference according to a parametric failure model
  - Pokrovskiy A. M., Dubin D. A., Vdovin D. S. Mathematical model of the propagation of a fatigue crack in the torsion shaft of a high-speed tracked vehicle suspension system
  - Yakovlev S. N., Mazurin V. L. Experimental determination of the durability of a polyurethane lip seal
  - Svoboda D. G., Zharkovskiy A. A., Ivanov E. A., Shutskiy S. Yu., Dyagilev P. Yu. — Development of axial pumps with high efficiency and non-falling form of characteristics

#### Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication

Albagachiev A. Yu., Zernov E. V. - Theoretical method for determination of friction coefficient at the shortening of a thin rigid-plastic plate of 42 square section

#### MANUFACTURING ENGINEERING

- Baluev R. O., Nesterov B. A., Vorozhtsov K. V. Autoclave molding of heat-protective coatings on large-sized products using a metal composite mandrel
- Minakov A. P., Lustenkov M. E., Il'yushina E. V., Kamchitskaya I. D., Afanas'ev P. V., Zaitsev D. L. Research of the effect of solids in a vortex compressed air flow on the surface quality at reinforcement 47 finishing of parts of different rigidity
- Vorontsov A. L. Production of large disks by plastic deformation from cylindrical blanks. Part 2. Research of the indentation of the central 54 punch at the stage of concavity formation
  - Sergeev S. V., Sergeev Yu. S. Simulation modeling of the process of vibratory mixing at preparation and recovery of technological fluids
  - Arkhipov V. E., Londarskiy A. F., Moskvitin G. V., Pugachev M. S. -Evaluation of the cohesive strength of gas-dynamic coatings
- Gorunov A. I., Kalyashina A. V., Gabitov A. A. Mathematical substantiation of experimentally selected laser hardening technology 70 using a robotic complex
  - Vasilenko V. N., Phrolova L. N., Mikhaylova N. A., Dragan I. V., Tarkaeva D. A. — Resource-saving equipment of a new generation for processing of oily raw materials
- Pachurin G. V., Kuz'min N. A., Filippov A. A., Nuzhdina T. V., Goncharova D. A. — Mechanical properties of steels with gas-phase nickel coating
- Tsvetkov Yu. N., Gorbachenko E. O., Golitsyn V. A. Prediction of cavitation wear resistance of chromic electrolytic coatings by measuring 79 of worn surface profile
- Mustaev I. Z., Ivanov V. Yu., Kandarov I. V., Muftakhova N. A., Mustaev T. I. Evaluation of the production effectiveness of casting 86 equipment for aircraft engine parts

Технический редактор Т. А. Шацкая Корректор Е. В. Комиссарова

Сдано в набор 28.01.2019. Подписано в печать 18.03.2019. 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.

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2019

# КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.914.7

В. А. ВАНИН, А. Н. КОЛОДИН (Тамбовский ГТУ), e-mail: dekorkan@yandex.ru

## Кинематическая структура металлорежущих станков со сложными движениями формообразования с внутренними гидравлическими связями на основе шагового гидропривода

Рассмотрена возможность создания металлорежущих станков с внутренними гидравлическими связями на основе шагового гидропривода, обеспечивающими сложные движения формообразования, с использованием в качестве исполнительного силового органа специального шагового гидродвигателя с механической редукцией шага. Приведены структурные схемы данных станков разного назначения.

**Ключевые слова:** металлорежущий станок, гидравлические связи, гидравлический шаговый привод, шаговый гидродвигатель, генератор гидравлических импульсов.

The possibility of creating of metal-cutting machines with internal hydraulic connections based on stepper hydraulic drive, providing complex shaping movements, using a special stepping hydraulic motor with mechanical step reduction as an executive power body, is considered. The structural schemes of these machines for different purposes are presented.

**Keywords:** metal-cutting machine, hydraulic connections, stepper hydraulic drive, stepping hydraulic motor, hydraulic impulses generator.

В связи с общей тенденцией к применению агрегатно-модульного принципа построения техники, предопределяющего переход от преимущественно оригинального конструирования к созданию станков различных технологических назначений из типовых конструктивно и технологически завершенных агрегатов (блоков, модулей), актуальна задача построения по модульному принципу внутренних (формообразующих) цепей металлорежущих станков, в которых необходима жесткая функциональная связь между заготовкой и инструментом.

В статье рассмотрена возможность применения гидравлических и электронно-гидравлических связей с гидравлическими самотормозящими шаговыми гидроприводами исполнительных органов станков, движения которых строго согласованы между собой в определенной кинематической зависимости (таких как зубо- и резьбообрабатывающие, копировальные станки разных типоразмеров). Для осуществления определенного формообразующего движения необходимо создать кинематическую связь между исполнительными звеньями станка и кинематические связи этих звеньев с источником движения [1]. Такие связи, как правило, осуществляются с помощью кинематических цепей, составленных из механических звеньев как в цепях главного движения и подач, так и во внутренних цепях станков различного технологического назначения.

#### Формообразующие цепи металлорежущих станков с механическими связями

Кинематические цепи с механическими звеньями обеспечивают получение весьма точных передаточных отношений выходных звеньев цепи (заготовка и инструмент) и не требуют дополнительных поднастроек в процессе работы. Однако серьезным недостатком такого построения является то, что в каждом конкретном случае конструкция внутренних цепей индивидуальна для станков не только различных технологических назначений, но и одного типа, но разных типоразмеров.

К существенным недостаткам кинематических цепей, составленных из механических звеньев, относятся также: значительная протяженность кинематических цепей, особенно при сложном пространственном расположении исполнительных рабочих органов (узел заготовки и узел инструмента); большое число элементов, составляющих цепи (валы, зубчатые и иные передачи, муфты, дифференциалы и т. п.); непостоянная жесткость, обусловленная протяженностью цепи, жесткостью стыков в кинематических парах, числом таких кинематических пар.

При большом числе промежуточных подвижных звеньев и значительном расстоянии между подвижными рабочими органами (узлом заготовки и узлом инструмента) жесткие кинематические связи становятся сложными, что приводит к усложнению конструкции станка и снижению точности функционально связанных формообразующих перемещений. Традиционно точность металлорежущих станков обеспечивается соответствующей точностью изготовления его основных деталей, точностью сборки и регулировки, а также жесткостью элементов, стабильностью формы и размеров базовых и корпусных деталей. Анализируя результаты теоретических и экспериментальных исследований, а также данные производственной эксплуатации станков со сложными кинематическими связями для обеспечения формообразующих движений, можно выделить ряд способов усовершенствования и оптимизации кинематических цепей и кинематических систем станков по критерию кинематической точности. Следует отметить, что с помощью одних способов учитывается разработка или усовершенствование кинематических цепей либо кинематической системы станка в целом, а с помощью других повышается точность или уменьшается влияние отдельных элементов системы.

При рациональном построении внутренних (формообразующих) кинематических цепей обеспечить высокую кинематическую точность станка можно двумя способами:

1) устранением или уменьшением до возможно разумного предела погрешностей элементов кинематической цепи и выбором такой кинематической схемы и ее элементов, которые обеспечат наименьшее влияние этих погрешностей и приведут к уменьшению отдельных составляющих суммарной погрешности;

2) включением в кинематическую цепь специальных механизмов, компенсирующих кинематическую погрешность конечных звеньев кинематической цепи (корригирующих устройств для всей кинематической цепи или для отдельного механизма; при этом кинематическая структура корригирующего участка цепи должна иметь минимально возможный цикл зацепления).

Таким образом, рациональная структура кинематической цепи по критерию минимальной кинематической погрешности достигается, в основном, устранением или уменьшением до возможного разумного предела погрешностей элементов цепи и разработкой такой кинематической схемы и ее элементов, которые технологическими способами обеспечат наименьшее влияние этих погрешностей.

Использование механических кинематических связей во внутренних цепях металлорежущих станков не позволяет удовлетворять возрастающим требованиям по повышению точности, жесткости, снижению металлоемкости, а главное, по построению таких цепей по агрегатно-модульному принципу в станках различных технологических назначений и типоразмеров.

Это относится к металлорежущим станкам, имеющим сложные разветвленные многозвенные механические переналаживаемые цепи значительной протяженности, в которых необходимо обеспечить жесткую функциональную связь для создания взаимосвязанных формообразующих движений заготовки и инструмента.

Сократить протяженность внутренних цепей станков мож-

но, применяя вместо механических связей гидравлическую систему синхронной связи на основе гидравлического шагового привода (ГШП), который обеспечивает высокую точность согласованных угловых перемещений и возможность прямого непосредственного соединения исполнительного двигателя с нагрузкой, исключая промежуточные механические передачи, коробки подач, редукторы.

#### Формообразующие гидравлические связи на основе шагового гидропривода

Построение внутренних кинематических цепей металлорежущих станков в виде гидравлических связей на основе ГШП позволяет значительно упростить их кинематическую структуру, сократить протяженность механических цепей исключением промежуточных механических звеньев, а также улучшить технологичность конструкции, используя принцип агрегатно-модульного построения кинематических цепей. При этом становится возможным сблизить и удобно расположить согласуемые органы станка, повысить точность и жесткость кинематических цепей и существенно снизить металлоемкость их и станка в целом.

Основой построения гидравлических кинематических формообразующих цепей станков является гидромеханическая синхронная передача "гидравлический вал" [2].

Гидравлические шаговые приводы составляют новый класс объемных гидроприводов, функциональные особенности которых состоят в том, что они устойчиво отрабатывают релейные и импульсные управляющие сигналы с высокой точностью при практически любой встречающейся нагрузке.

Структурно ГШП представляет собой гидромеханическую систему из трех агрегатов (блоков, модулей): источника рабочей жидкости (насосная установка), управляющего устройства (генератор гидравлических импульсов) и силового гидравлического шагового двигателя (ГШД). В качестве силового исполнительного органа используется специальный ГШД, выходной вал которого отрабатывает дискретные управляющие сигналы с высокой точностью и большим усилением по мощности.

Звеном настройки такой передачи служит генератор гидравлических импульсов (ГГИ), который соединен с ГШД и преобразует энергию рабочей жидкости в гидравлические импульсы давления, распределяя их в определенной последовательности по рабочим камерам ГШД. Частота вращения и суммарный угол поворота выходного вала ГШД пропорциональны соответственно частоте и числу управляющих импульсов.

При использовании ГШД во внутренних цепях металлорежущих станков передаточное отношение между исполнительными органами гидравлической связи зависит от соотношений частот управляющих импульсов, формируемых коммутирующим устройством (генератором гидравлических импульсов) и подаваемых к исполнительным ГШД приводов заготовки и инструмента.

Так как для получения формообразующего движения необходимо обеспечить жесткую кинематическую связь между заготовкой и инструментом для осуществления требуемой функциональной зависимости между перемещениями рабочих органов, то из всех типов ГШД наиболее приемлемы для применения во внутренних цепях станков двигатели с механической редукцией шага.

Благодаря особенностям частотного регулирования скорости исполнительного ГШД и высоким компоновочным качествам можно применить гидравлические связи для построения внутренних цепей станков, требующих точных взаимосвязанных движений заготовки и инструмента, а также в станках, имеющих сложные разветвленные многозвенные цепи значительной протяженности, где наличие тяжелонагруженных протяженных силовых цепей, подверженных значительным механическим и температурным деформациям и изнашиванию, требует применения громоздких механических устройств.

К таким цепям относятся цепи обката, деления, дифференциалы зубо- и резьбообрабатывающих станков различных технологических назначений и с различными схемами формообразования, копировальных и других специализированных станков. Это позволяет не конструировать внутренние кинематические цепи разных станков со значительно отличаюшимися характеристиками каждый раз заново, а компоновать их из небольшого, экономически обоснованного числа типоразмеров одинаковых типовых (или стандартных) унифицированных обших блоков (модулей). функционально и конструктивно завершенных с использованием ограниченного числа деталей и узлов индивидуального проектирования и изготовления [3].

Применение гидравлических связей на основе ГШД во внутренних цепях станков позволяет существенно упростить систему управления, получить достаточную точность при разомкнутой системе управления благодаря однозначному соответствию числа и частоты следования управляющих импульсов и величины и частоты обработки дискретных перемещений (угловых или линейных) на выходе исполнительного органа.

Ниже рассмотрены структурные схемы станков различных технологических назначений, формообразующие цепи которых построены с использованием гидравлических связей на основе ГШД с разнообразными схемами коммутации потоков рабочей жидкости.

На рис. 1 приведена структурная схема зубодолбежного станка с гидравлическими формообразующими связями для нарезания зубчатых реек [4] и системой управления от блоков гидрораспределителей, построенной на базе двухкромочного золотника с торцевым распределением рабочей жидкости.

Станок включает в себя инструмент 12 (долбяк), совершающий главное вращательно-поступательное движение от электродвигателя Д через звено і, настройки посредством кривошипно-шатунного механизма 11. Вращение долбяка 12, связанное с прямолинейным движением стола 17 с заготовкой 13 цепью деления, осуществляется от шагового гидродвигателя 9, кинематически связанного с долбяком червячной передачей 10. Прямолинейное перемещение стола 17 с заготовкой 13, связанное с вращением долбяка 12 цепью деления, осуществляется от ГШД 15, кинематически связанного со столом посредством ходового винта 14 продольного перемещения стола. Управление ГШД 9 и 15 приводов вращения долбяка 12 и продольного перемещения стола 17 с заготовкой осуществляется от блоков гидрораспределителей 8 и 16 с торцевым распределением рабочей жидкости, выполненных на базе двухкромочного золотника.

Число таких гидрораспределителей в каждом блоке определяется числом рабочих камер каждого из шаговых гидродвигателей.

Настройка внутренней гидравлической цепи на требуемое передаточное отношение осуществляется с помощью генератора *3* гидравлических импульсов.

Механический ГГИ представляет собой устройство, конструктивно выполненное в виде набо-



Рис. 1

ра кодирующих дисков, закрепленных на общей оси и получающих вращение от отдельного гидромотора 4. Число таких кодирующих дисков в генераторе определяет число передаточных отношений цепи.

Генератор гидравлических импульсов формирует гидравлические импульсы давления и распределяет их по рабочим камерам ГШД путем периодического открытия и закрытия в определенной последовательности рабочих щелей.

Наружная поверхность каждого из кодирующих дисков выполнена таким образом, что один выступ может перекрывать только одну щель.

Рабочие щели в корпусе генератора гидравлических импульсов располагаются с шагом  $t_{\rm III} = t_{\rm B}(m \pm 1/n)$ , где  $t_{\rm B} = 360^{\circ}/z$  — шаг выступов кодирующего диска (z — число выступов); m — целое число, выбирается из условия удобного расположения и подсоединения рабочих щелей к гидролиниям.

При таком расположении щелей относительно выступов вращающегося кодирующего диска через две оставшиеся незакрытыми щели рабочая жидкость поступает на слив, а одна щель всегда перекрывается выступом диска.

Поверхность кодирующего диска и сопло образуют управляемый дроссель, а пространство между соплом и постоянным дросселем является междроссельной камерой, давление в которой зависит от зазора между соплом и поверхностью кодирующего диска.

В момент, когда выступ вращающегося диска ГГИ находится напротив рабочей щели, скачкообразно повышается управляющее давление, в результате чего переключается гидрораспределитель. Когда управляющее давление одного из каналов увеличивается до максимального, рабочая жидкость из двух других каналов, оставшихся неперекрытыми, поступает на слив.

Генератор гидравлических импульсов обеспечивает постоянное для данной настройки отношение частот гидравлических импульсов давлений, а следовательно, частот вращения выходных валов ГШД приводов заготовки и инструмента. Коммутация потоков рабочей жидкости по силовым каналам и рабочим камерам ГШД зависит от того, какая щель управляющих каналов перекрыта в данный момент выступом вращающегося кодирующего диска ГГИ.

Передаточное отношение между исполнительными органами гидравлической внутренней цепи зависит от соотношения частот гидравлических импульсов, формируемых ГГИ и подаваемых к исполнительным силовым ГШД, которые приводят во вращение исполнительные органы станка для обеспечения жесткой кинематической связи между заготовкой и инструментом, и определяется числом гидравлических импульсов, подаваемых за один оборот блока кодирующих дисков ГГИ.

Передаточное отношение цепи обката изменяется перемещением ползушек 2 на корпусе 5 ГГИ относительно периферии кодирующего диска с разным числом выступов; осуществляется коммутация потоков рабочей жидкости по силовым каналам в зависимости от того, какая щель управляющих каналов перекрыта в данный момент выступом вращающегося диска ГГИ.

Рабочая жидкость для получения управляющих импульсов для гидрораспределителей с торцевым распределением рабочей жидкости поступает от насосной установки *1* через блок *6* постоянных дросселей по трубопроводу.

Рабочая жидкость от силовой насосной станции 7 поступает на вход блоков дискретных гидрораспределителей 8 и 16, а затем в зависимости от их положения по одному из силовых каналов подается в рабочие камеры шаговых гидродвигателей 9 и 15 приводов вращения инструмента и продольного перемещения стола.

На рис. 2 представлена структурная схема копировально-фрезерного станка с гидравлическими формообразующими связями для обработки деталей со сложными поверхностями типа дисковых кулачков с модифицированной системой управления [5].

Станок включает в себя инструмент 11, совершающий вращательное движение от электродвигателя Д через звено  $i_v$  настройки заготовки 12, которая получает вращение от шагового гидродвигателя 9, связанного посредством червячной передачи 16 с круглым столом с заготовкой и управляемого ГГИ 8, золотниковая втулка получает вращение от гидромотора 7.

Сложное формообразующее движение, составленное из элементарных прямолинейных перемещений между продольным перемещением продольного стола 20 и поперечным перемещением верхних салазок 10 с круглым столом с заготовкой 12, осуществляется гидравлическими внутренними (формообразующими) связями, выполняемыми на основе шагового гидропривода.

Продольное перемещение стола 20 осуществляется от шагового гидродвигателя 26, кинематически связанного с ним посредством ходового винта 23 через суммирующий механизм 25, выполнен-



Рис. 2

ный в виде дифференциала с коническими зубчатыми колесами.

Поперечное перемещение верхних салазок 10 с круглым столом необходимо для воспроизведения требуемой фасонной поверхности кулачка. Перемещение обеспечивается внутренней (формообразующей) связью между продольным столом 20 и верхними салазками 10 и осуществляется от шагового гидродвигателя 14, на выходном валу которого закреплен сменный копир 13, преобразующий равномерное дискретное вращение шагового гидродвигателя 14 в неравномерное перемещение верхних салазок 10 посредством зубчатой рейки 15, зубчатого реечного колеса 17, жестко закрепленного на ходовом винте 18 поперечной подачи верхних салазок 10.

Управление ГШД 14 привода поперечной подачи верхних салазок 10 осуществляется ГГИ 2, золотниковая втулка получает вращение через несиловую гитару 3 сменных зубчатых колес от вращающейся золотниковой втулки ГГИ 4 привода продольного перемещения продольного стола 20.

Управление ГШД 9 привода вращения круглого стола с заготовкой 12 осуществляется ГГИ 8, золотниковая втулка получает вращение через несиловую гитару 5 сменных зубчатых колес от вращающейся золотниковой втулки ГГИ 4 привода продольного перемещения продольного стола 20.

Для осуществления круглым столом с заготовкой сложного движения формообразования, вызванного тем, что движение обката составлено из разнородных движений — поступательного перемещения продольного стола 20 и вращательного движения круглого стола и, учитывая, что стол 20 является общим исполнительным звеном, одновременно входящим в группы деления и обката, соединение групп осуществляется с помощью суммирующего механизма 25.

Дополнительное движение сообщается от ГШД 22, кинематически связанного с ходовым винтом 23 продольной подачи стола 20 через червячную передачу 24 и управляемого генератором гидравлических импульсов 19, золотниковая втулка которого приводится во вращение от приводного зубчатого колеса 21, жестко закрепленного на ходо-





вом винте 23 продольного перемещения продольного стола 20. Рабочая жидкость к генераторам гидравлических импульсов подается от насосной установки 1 по трубопроводу 6.

На рис. 3 приведена структурная схема токарно-затыловочного станка с гидравлическими формообразующими связями для затылования фасонных фрез с винтовыми структурными канавками [6].

Заготовка 9 приводится во вращательное движение от электродвигателя Д через звено  $i_v$  настройки. Инструмент 13 взаимодействует с заготовкой 9 по цепи затылования (деления).

Кинематическая структура затыловочного станка включает в себя: кинематическую цепь вращения заготовки; кинематическую цепь затылования (деления), связывающую между собой вращение заготовки и вращение кулачка затылования; продольное перемещение продольного суппорта, связанное с вращением заготовки; цепь дифференциала, которая обеспечивает дополнительный поворот кулачка затылования, обусловленный винтовым расположением стружечных канавок изделия.

Движение деления (затылования), связывающее между собой вращение заготовки 9 и вращение кулачка *6* затылования, от которого получает возвратно-поступательное движение верхняя каретка *20* с инструментом *13*, осуществляется от ГШД *4* через суммирующий механизм *3* в виде дифференциала с коническими зубчатыми колесами, кинематически связанного с кулачком *6* затылования. Управление ГШД *4* осуществляется ГГИ *7*, золотниковая втулка которого получает вращение от зубчатого колеса *8*, жестко закрепленного на шпинделе заготовки *9*.

Продольное перемещение продольного суппорта 19 с инструментом 13 связано с вращением заготовки 9 винторезной цепью и осуществляется от ГШД 21, кинематически связанного с продольным суппортом 19 посредством ходового винта 23 и управляемого ГГИ 10, а золотниковая втулка получает вращение от приводного зубчатого колеса 8, закрепленного на шпинделе заготовки 9.

Поперечное перемещение верхней каретки 20 суппорта с инструментом 13, необходимое для воспроизведения требуемой фасонной поверхности заготовки, обеспечивается внутренней связью между продольным суппортом 19 и верхней кареткой 20 и осуществляется от ГШД 15, кинематически связанного с верхней кареткой 20 механизмом, преобразующим равномерное дискретное вращение выходного вала ГШД 15 в неравномерное поперечное перемещение верхней каретки 20. Этот механизм состоит из кулачка 14 (сменный копир), зубчатой рейки 16 и зубчатого колеса 17, жестко закрепленного на ходовом винте 18 поперечной подачи и жестко связанного с верхней кареткой 20.

Управление ГШД 15 осуществляется ГГИ 12, число рабочих щелей в золотниковой втулке определяет передаточное отношение гидравлической связи. ГГИ 12 получает вращение от вращающей золотниковой втулки ГГИ 10 цепи продольного перемещения суппорта 19 посредством несиловой гитары 11 сменных колес.

Дифференциальное движение, необходимое при затыловании изделий с фасонными поверхностями с винтовыми стружечными канавками и обеспечивающее дополнительный поворот кулачку 6 затылования, от которого совершается радиальное возвратно-поступательное движение инструмента 13, осуществляется ГШД 25, кинематически связанным с кулачком затылования 6 через суммирующий механизм 3 в виде дифференциала с коническими зубчатыми колесами посредством червячной передачи 2. Шаговый гидравлический двигатель 25 управляется ГГИ 22, золотниковая втулка которого получает вращение от приводного зубчатого колеса 24, жестко закрепленного на ходовом винте 23 продольной подачи суппорта 19.

Рабочая жидкость к генераторам гидравлических импульсов подводится от насосной установки 1 по трубопроводу 5.

На рис. 4 приведена структурная схема станка для заточки спиральных сверл и зенкеров с внутренними гидравлическими связями с системой управления от блоков гидрораспределителей [7].

Станок включает в себя инструмент (шлифовальный круг) 11, совершающий вращательное движение от электродвигателя Д через звено і, настройки. Вращение шпинделя с заготовкой 10 осуществляется от ГШД 8, связанного со шпинделем червячной передачей 9. Планетарное движение шлифовального круга, способствующее более равномерному износу круга, осуществляется за счет эксцентричного расположения оси шпинделя инструмента относительно оси гильзы 14, которая приводится во вращение ГШД 15 через цилиндрическую зубчатую передачу 16. Осевое перемещение шпинделя, обеспечи-



#### Рис. 4

вающее затачивание задней поверхности сверла по винтовой поверхности конической частью шлифовального круга, осуществляется от торцевого кулачка 12, закрепленного на гильзе 14 и взаимодействующего с упором 13.

Управление ГШД 8 и 15 приводов вращения заготовки 10 и планетарного движения инструмента 11 осуществляется от блоков 17 и 19 гидрораспределителей с торцевым распределением рабочей жидкости, выполненных на базе двухкромочного золотника.

Число таких гидрораспределителей в каждом блоке определяется числом рабочих камер каждого ГШД. Настройка внутренней гидравлической цепи на требуемое передаточное отношение осуществляется с помощью ГГИ 4, представляющего собой набор кодирующих дисков, закрепленных на общей оси и получающих вращение от отдельного гидромотора 5. Число таких кодирующих дисков в ГГИ определяет общее число передаточных отношений кинематической связи. Генератор гидравлических импульсов формирует гидравлические импульсы давления и распределяет их по рабочим камерам ГШД при периодическом открытии и закрытии рабочих щелей в определенной последовательности.

Передаточное отношение цепи обката изменяется перемещением ползушек *3* на корпусе ГГИ относительно периферии кодирующего диска с разным числом выступов. При этом происходит коммутация потоков рабочей жидкости по силовым каналам ГГИ.

Рабочая жидкость для получения управляющих импульсов с гидрораспределителей с торцевым распределением рабочей жидкости поступает от насосной установки 2 через блок постоянных дросселей 7 по трубопроводу *6*.

Рабочая жидкость от силовой насосной станции *1* поступает по трубопроводу *18* на вход блоков *17* и *19* дискретных гидрораспределителей, а затем в зависимости от положения гидрораспределителей подается по одному из силовых каналов в рабочие камеры ГШД *8* и *15* приводов вращения заготовки и планетарного движения инструмента.

#### Заключение

Применение унифицированных гидравлических связей на основе ГШП во внутренних (формообразующих) цепях металлорежущих станков взамен механических цепей позволяет:

упростить конструирование кинематики станка; уменьшить многообразие конструкций цепей; улучшить условие совместимости; многократно применять элементы в различных комбинациях и сочетаниях в новых компоновках; рационально построить кинематику станка с наименьшим числом составляющих механических элементов;

обеспечить при ограниченном комплекте унифицированных блоков (модулей) построение кинематических цепей различного функционального назначения, выполняющих разнообразные технологические и компоновочные требования технических заданий (цепи деления, обката, затыловочные, винторезные, дифференциальные, подач различного вида); устранить конструктивные и размерные многообразия кинематических внутренних цепей, предназначенных для выполнения однотипных функций; снизить затраты на проектирование и изготовление, используя типовое построение кинематических цепей; организовать выпуск станков разнообразных модификаций на основе типизации решений на единой базе унифицированных агрегатов (блоков, модулей);

обеспечить конструктивную преемственность при создании станков благодаря типизации конструкций внутренних кинематических цепей на основе гидравлических связей в виде ГШП, состоящего из функционально и конструктивно завершенных агрегатов (модулей), имеющих унифицированные габаритно-установочные и присоединительные размеры и элементы, способных выполнить заданные функции самостоятельно или совместно с аналогичными модулями в зависимости от назначения, сложности внутренней цепи, числа формообразующих движений;

сократить сроки и трудоемкость проектирования и изготовления станков благодаря более полному использованию на стадии проектирования модификаций и типовых решений выполненных ранее разработок;

уменьшить металлоемкость и массу станка в результате сокращения до возможного минимума числа промежуточных звеньев механической кинематической цепи (зубчатых колес, муфт, валов) при замене ее гидравлической связью;

унифицировать элементы привода и приводы в целом как для станков одного назначения по отдельным координатам, так и для станков различных технологических назначений и типоразмеров;

уменьшить накопленную погрешность изделия, так как общая

протяженность кинематической цепи между согласуемыми органами, обусловливающая накопление ошибки из-за увеличения угла закручивания по длине цепи при применении гидравлической связи, предельно сокращается, а погрешность гидравлической связи не зависит от расстояния между задающим устройством и исполнительным ГШД и определяется точностью конечных делительных звеньев цепи (червячные и винтовые передачи) и точностью изготовления элементов ГШД, инструмента и заготовки.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ванин В. А., Мищенко С. В., Трифонов О. Н. Кинематические связи в металлорежущих станках на основе гидравлического шагового привода. М.: Машиностроение — 1, 2005. 328 с.

2. Трифонов О. Н., Ванин В. А. "Гидравлический вал" в приводе металлорежущих станков // Гидравлические системы металлорежущих станков: Межвузовский сб. науч. трудов / Под ред. О. Н. Трифонова. М.: 1974. Вып. 1. С. 178—184.

3. Ванин В. А., Колодин А. Н. Кинематическая структура металлорежущих станков со сложными движениями формообразования с внутренними гидравлическими связями // Технология машиностроения. 2015. № 5 (155). С. 18—26.

4. Пат. 2091197 Рос. Федерация: МПК 6В23F5/16. Гидравлическая цепь деления зубодолбежного станка для нарезания реек.

5. Ванин В. А., Колодин А. Н. Станки с гидравлическими внутренними (формообразующими) связями на основе шагового гидропривода для обработки винтовых поверхностей // Справочник. Инженерный журнал с приложениями. 2012. № 7 (184). С. 30—35.

6. Колодин А. Н., Ванин В. А., Родина А. А. Затыловочные станки с гидравлическими формообразующими связями: Монография // Саарбрюккен: LAP Lambert Academic Publishing, 2015. 169 с.

7. Заявка 2003113036 Рос. Федерация: МПК В24В3/30. Станок с гидравлическими связями для затылования сверл.

С. О. НИКИФОРОВ, д-р техн. наук, Б. Е. МАРХАДАЕВ, канд. техн. наук (ФГБУН ИФМ СО РАН, г. Улан-Удэ), И. Б. ЧЕЛПАНОВ, д-р техн. наук (АО "ЦНИИ "Электроприбор"), e-mail: bmarkh@ipms.bscnet.ru

## Оценка и анализ кинематических и динамических погрешностей воспроизведения программных траекторий рабочего органа мехатронных манипуляторов по кинематическим параметрам

Рассмотрены методы оценки и анализа кинематических и динамических погрешностей воспроизведения программных траекторий мехатронных манипуляторов с контурным управлением.

**Ключевые слова:** мехатронный манипулятор, контурное управление, программные траектории, кинематические и динамические погрешности, аппроксимация.

Methods for estimating and analyzing kinematic and dynamic errors of reproducing software trajectories of mechatronic manipulators with loop control are considered.

**Keywords:** mechatronic manipulator, contour control, program trajectories, kinematic and dynamic errors, approximation.

Решение проблемы точности мехатронных манипуляторов (MM) оказалось наиболее сложным при их контурном управлении, когда задаются траектория движения рабочего органа, законы изменения углов его ориентации, а также линейные и, возможно, угловые скорости [1].

Погрешность позиционирования (ПП) — мера того, насколько близко может позиционироваться рабочий орган ММ к целевой (номинальной) точке его рабочего пространства. Повторяемость — мера близости при возврате в точку, позиционировать в которую ММ был обучен ранее. Как правило, не существует возможности прямого измерения позиционирования или ориентации рабочего органа и приходится вычислять положение рабочего органа по измеренным положениям сочленений. При этом на величину ПП влияют вычислительные ошибки, точность изготовления элементов конструкции, эффекты упругости и гибкости (изгиб звеньев под действием гравитационных, инерционных и других нагрузок, зазора в сочленениях и т. д.) [2]. Поскольку номинальная точка внесена в память ММ, то учитываются вышеуказанные эффекты влияния, а также правильные значения входных данных, необходимые для возврата в эту точку, которые запоминаются контроллерами компьютера.

Таким образом, на повторяемость влияет разрешение контроллера, т. е. минимальное возрастание движения, которое чувствует контроллер. Разрешение вычисляется как полное расстояние, пройденное контактом рабочего органа, разделенным на  $2^n$ , где n — число битов точности входного контроллера.

Методология оценки и анализ кинематической точности ММ представлены в работе [2], где даны алгоритмы точностных показателей как в детерминированной, так и в вероятностной трактовках.

В работе [3] рассмотрены MM с автоматическим контурным программным управлением, к точности перемещения рабочих органов которых предъявляются высокие требования. Предположено, что для рабочих точек рабочих органов заданы программные траектории, по которым и по скоростям перемещения из решений обратной задачи геометрии рассчитаны законы координированного изменения во времени обобщенных координат механизма манипулятора.

Авторы представленной статьи поставили своей целью предложить такой приближенный метод анализа динамических погрешностей воспроизведения программных траекторий рабочим органом MM, который не требует интегрирования полной системы дифференциальных уравнений движения, а позволяет оценивать отклонения формы и параметров программных траекторий только по кинематическим параметрам. При этом динамические характеристики системы в целом, независимо от ее сложности, задаются немногими коэффициентами.

Напомним, что для ММ с автоматическим контурным программным управлением к точности перемещения рабочих органов, как правило, предъявляются высокие требования. Предполагается, что для рабочих точек рабочих органов (лазерных головок для резки листового материала, сварочных электродов, резцов, силовых головок с инструментом для фрезерования или гравировки и т. п.) тем или иным способом задаются программные траектории. По этим траекториям и скоростям перемещения из решений обратной задачи рассчитываются законы координированного изменения во времени обобщенных координат механизма манипулятора и выходных звеньев приводов. Эти программы должны с высокой точностью отрабатываться приводами по степеням подвижности. Для того чтобы получать необходимые результаты в обозримом виде, необходимо максимально простое описание динамики ММ, которое позволяло бы достаточно просто описывать динамические погрешности и устанавливать их зависимость от основных параметров ММ. При определении характеристик динамических погрешностей требуются приближенные методы расчета, позволяющие получать оценки динамических погрешностей отработки программных траекторий и максимальных значений отклонений реальных траекторий от программных в аналитической форме.

При формулировке и обосновании предложений по приближенному расчету законов изменения динамических погрешностей отработки программных траекторий рабочих органов ММ с контурным управлением предполагается, что ММ как управляемая электромеханическая система стационарен, линеен относительно погрешностей отработки программных траекторий, приводы по степеням подвижности динамически развязаны, так что можно пренебречь воздействием сил статических и динамических нагрузок, программные движения на участках выполнения технологических операций являются медленными, а траектории движений — гладкими, параметры следящих приводов и цепей коррекции выбраны так, что обеспечены достаточно большие запасы устойчивости и переходные процессы апериодичны. Анализ реальных данных по ММ показывает, что эти упрощения с приемлемой точностью можно принять.

Для одного определенного привода при принятых упрощающих допущениях, когда входным параметром считается программа по перемещению выходного звена механизма, а выходным — погрешность отработки траектории, записывается дробно-рациональная передаточная функция

$$W(p) = P(p)/Q(p) =$$
  
=  $(b_m p^m + b_{m-1} p^{m-1} + L + b_0) \times$   
 $\times (a_n p^n + a_{n-1} p^{n-1} + L + a_0)^{-1},$ 

где  $P(p) = b_m p^m + b_{m-1} p^{m-1} + L + b_0$  — характеристический полином выхода;  $P(p) = b_m p^m + b_{m-1} p^{m-1} + L + b_0$  — характеристический полином входа.

Импульсная переходная характеристика, соответствующая этой передаточной функции, определяет преобразование всех предыдущих программных значений программы в текущее значение погрешности.

Дробно-рациональное выражение передаточной функции W(p) чисто формально может быть представлено в виде степенного ряда

$$W(p) = c_0 + c_1 p + c_2 p^2 + L,$$
 (1)

где  $c_0, c_1, ... - коэффициенты ряда; <math>p$  — комплексная переменная.

Представление передаточной функции в виде степенного ряда исключает учет переходных процессов, обусловленных начальными условиями. При отработке программной траектории переходные процессы в реальной системе могут быть существенными лишь после выполнения быстрых движений перехода в начальную точку этой траектории или при переходе с одного участка на другой, если они не имеют гладкого сопряжения. Использование представления (1) при малом числе членов ряда дает хорошие результаты при исследовании установившихся режимов.

Выражению (1) соответствует следующее приближенное представление погрешности воспроизведения программы:

$$e(t) \approx -\left[c_0 u(t) + c_1 \frac{\mathrm{d}u(t)}{\mathrm{d}t} + c_2 \frac{\mathrm{d}^2 u(t)}{\mathrm{d}t^2}\right]$$

Таким образом, на гладких участках траекторий динамические погрешности приводов (в зависимости от типа двигателей линейные или угловые погрешности) можно приближенно считать пропорциональными производной перемещения, т. е. скорости (соответственно линейного или углового перемещения). Постоянные коэффициенты этого выражения в теории автоматического управления принято называть коэффициентами ошибок, первые из них имеют следующие наименования:  $c_0$  коэффициент статической ошибки; с1 — коэффициент скоростной ошибки; с2 — коэффициент ошибки по ускорению. Знак минус поставлен таким образом, чтобы коэффициенты в скобках были бы положительными. Первое слагаемое  $c_0 u(t)$ , статическая составляющая погрешности, может определяться при учете большого числа различных факторов, в частности действия статических нагрузок, погрешностей масштабных коэффициентов датчиков обратных связей и т. п. Выражение

$$e_{\mathrm{II}}(t) \approx -\left[c_{1}\frac{\mathrm{d}u(t)}{\mathrm{d}t} + \frac{c_{2}\mathrm{d}^{2}u(t)}{\mathrm{d}t^{2}} + K\right]$$
(2)

представляет собой динамическую погрешность, поскольку его составляющие пропорциональны кинематическим величинам: скорости и ускорению. Появление статической и динамической погрешностей обусловлено упрощением структуры линейной стационарной системы автоматического привода с отрицательными обратными связями (рис. 1).

Блок MM — программное устройство, которое вырабатывает программу  $u_0(t)$  перемещения выходного звена привода, и выход идеальной системы u(t) должен точно воспроизводить эту программу.

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4



Рис. 1. Упрощенная структура привода

В действительности неидеальность системы приводит к тому, что возникает погрешность

$$e(t) = u(t) - u_0(t).$$

В прямой цепи показан усилитель с большим коэффициентом М усиления. Динамические свойства самого двигателя с усилительными устройствами представлены передаточной функцией G(p). Изображены две отрицательные обратные связи: одна — по координате, другая — по скорости. Обратная связь по координате обеспечивает слежение; идеальной была бы единичная обратная связь, коэффициент со характеризует отклонение статического коэффициента обратной связи от единичного. Обратная связь по скорости, которая задается коэффициентом c<sub>1</sub>, обычно вводится для получения устойчивости и обеспечения достаточного запаса устойчивости. Известно, что независимо от передаточной функции G(p) при большом коэффициенте М усиления (при глубокой обратной связи) передаточная функция S(p) от точки ввода программного закона движения  $u_0(t)$  до исполнения движения приближенно получается как функция, обратная передаточной функции цепи обратной связи  $S(p) \approx [(1 + c_0) + c_1 p]^{-1}$ , а передаточная функция W(p) от  $u_0(t)$  до погрешности e(t) определяется как разность W(p) = S(p) - 1, что дает первые два слагаемых выражения (2). Последнее упрощение (замена знаменателя единицей) вытекает из предположения относительной медленности процесса  $u_0(t)$ . Приведенный выше вывод позволяет связать коэффициенты погрешностей с погрешностями масштабных коэффициентов преобразования элементов цепей обратной связи. Отметим, что масштабные коэффициенты датчиков в цепях обратных связей, как правило, обладают высокой стабильностью, поэтому также достаточно стабильны и их производные, которыми являются рассчитываемые динамические погрешности.

Принципиальное достоинство такого подхода состоит в том, что для определения динамических погрешностей не требуется интегрирование дифференциальных уравнений объекта и приводов. Сложность процедуры расчета не зависит от структуры системы автоматического управления. Важно, что максимальные значения погрешностей могут быть оценены аналитически (по максимальным значениям программных скоростей и ускорений), что совершенно невозможно при использовании полных систем дифференциальных уравнений. Значения коэффициентов составляющих погрешностей могут быть достаточно просто получены теоретически. Но особые преимущества имеют место при планировании и проведении экспериментальных исследований с целью идентификации точностных характеристик MM.

# Преобразование погрешностей положения к погрешностям отработки траектории

При контурном управлении, когда рабочий орган должен отрабатывать программную траекторию, важен не вектор погрешности рабочего органа, а лишь его составляющая по нормали и бинормали к программной траектории. Разложение вектора погрешности  $\Delta r$  можно осуществлять по направлениям осей сопровождающего трехгранника (r — орт касательной, **n** — орт нормали, **b** — орт бинормали), однако в нормальной плоскости вторую и третью оси можно выбирать иначе. В первом приближении составляющая погрешности по оси r означает лишь запаздывание, а две другие составляющие представляют собой погрешности отработки и характеризуют отклонения от программной траектории по двум направлениям. Для плоской задачи интерес может представлять только одна составляющая — по нормали.

Методика анализа такова:

1. Формулирование требований к законам изменения координат рабочей точки и углов ориентации рабочего органа по времени.

2. Решение обратных задач геометрии и кинематики, определение программ изменения обобщенных координат и обобщенных скоростей механизма манипулятора.

3. Определение законов перемещения выходных звеньев двигателей и законов изменения соответствующих скоростей.

4. Расчет составляющих вектора погрешностей для двигателя каждого привода в зависимости от времени.

5. Расчет составляющих вектора погрешностей по точкам программной траектории.

6. Расчет отклонений по заданным направлениям (в частности, по нормали и бинормали реальной траектории от программной траектории).

7. Определение погрешностей траекторной скорости, т. е. отклонений от программной скорости по траектории.

8. Определение корректирующих поправок к программам, теоретически устраняющих динамические погрешности отработки программных траекторий. 9. Определение наилучших законов аппроксимации погрешностей отработки и реальных траекторий кривыми, относящимися к тому же классу.

10. Параметризация поправок к программным траекториям, при которых получается наилучшая аппроксимация программных траекторий реальными траекториями.

11. Анализ остаточных погрешностей при параметрическом представлении, выявление зависимостей остаточных погрешностей от параметров системы влияющих факторов. Этапы решения геометрических задач, начиная с п. 5, наглядно представлены на рис. 2.

Предполагается, что программная траектория 1-окружность радиуса  $R_0$  с центром в точке O.

Реальная траектория 2 отличается от окружности, ее центр  $O_1$  смещен относительно точки O; максимальное отклонение  $\Delta_{12\max}$  действительной траектории от программной измеряется по нормали к окружности 1 (т. е. по радиусу). Окружность 3 наилучшим образом аппроксимирует реальную траекторию 2, радиус  $R_1$  этой окружности отличается от заданного радиуса R<sub>0</sub>. Максимальное отклонение  $\Delta_{13\max}$  окружности 3 от реальной траектории меньше, чем отклонение  $\Delta_{12\text{max}}$ . Наряду с окружностью 3, в качестве наилучшей аппроксимации реальной траектории 2 следует рассмотреть вписанную окружность 4 наибольшего радиуса  $R_{\rm BH}$  max и описанную окружность 5 наименьшего радиуса *R*<sub>оп min</sub>. Отличия окружностей 3—5 друг от друга можно характеризовать как разностями их радиусов (например,  $\Delta R_{45} = R_5 - R_4$ ), так и наибольшими отклонениями (например,  $\Delta R_{45 \text{max}}$ ).

При малых погрешностях отработки траектории отклонения  $\Delta$  кривых друг от друга можно рассчитывать в первом приближении по нормалям к одной и той же программной траектории, что избав-



Рис. 2. Пять этапов решения геометрических задач



Рис. 3. Программная траектория рабочего органа

ляет от необходимости строить разные нормали для каждой пары траекторий.

На рис. З штриховой окружностью показана идеальная, программная или невозмущенная траектория (какой она должна была бы быть при отсутствии погрешностей), а сплошной линией реальная траектория. Разложим в произвольной точке *A* программной траектории вектор  $\Delta r$  на две составляющие —  $\Delta r_{\tau}$  по касательной и  $\Delta r_n$  в нормальной плоскости.

Величину  $\Delta r_n$  можно использовать как приближенную оценку смещения реальной траектории относительно программной, хотя длина  $h_1$  этого вектора (отрезок *AB*) отличается от длины  $h_2$  отрезка *AD*, определяющего расстояние между траекториями (оба отрезка измеряются по одной и той же нормали к программной траектории).

Этапы расчета погрешностей отработки программных траекторий:

1. Ввод исходных данных по манипулятору, программной траектории и скорости.

2. Решение обратных задач геометрии и кинематики: определение законов перемещения выходных звеньев двигателей приводов и их скоростей.

3. Расчет погрешностей обработки программ приводами.

4. Решение прямых задач геометрии для погрешностей: расчет закона изменения вектора мгновенной погрешности закона движения.

5. Проектирование вектора мгновенной погрешности на нормаль: расчет закона изменения погрешности отработки программной траектории.

6. Обработка результатов расчета погрешностей отработки программной траектории, определение значений и положений экстремумов.

7. Аппроксимации зависимостей экстремальных значений от параметров механизма и других параметров.

Погрешность изменяется по дуге контура и может изменять знак. Она будет считаться положиУДК 621.838.1

А. Я. РЫЗВАНОВИЧ, канд. техн. наук, В. А. ГЕНЕРАЛОВ (Ярославское высшее военное училище ПВО), e-mail: galia712@yandex.ru

## Новые конструкции передач, реализующие крутильные колебания виброшпинделя

Рассмотрены передачи, которые обеспечивают крутильные колебания виброшпинделя и легко встраиваются в отдельные детали оборудования. **Ключевые слова:** крутильные колебания, виброшпиндель, диск.

Gears, which provide torsional spindle vibrations and are easily integrated into individual parts of the equipment, are considered.

Keywords: torsional vibrations, vibro-spindle, disk.

Известны конструкции, реализующие крутильные виброколебания шпинделя, которые, обладая сравнительно простой встраиваемостью в систему привода, являются дополнительными узлами станка [1]. Однако задача генерации крутильных колебаний виброшпинделя, которые являются наиболее эффективными, особенно при обработке сверлением, актуальна [2]. Как показывает обстоятельный анализ патентной литературы, выполненный японскими авторами [2], аналогичные передачи для крутильных колебаний не известны. Для упрощения генерации крутильных колебаний желательно использовать уже существующие элементы привода обрабатывающего оборудования, не слишком усложняя его конструкцию.

Решению поставленной задачи удовлетворяет вибропривод, представленный на рис. 1 [3]. Он построен на основе использования принципа действия передачи [4] и шкива клиноременной передачи штатного привода, расположенного на шпинделе. Здесь же на шпинделе *4* зафиксирован шпонкой 2 и гайкой 3 крайний диск 5. Диск 1, роль которого играет приводной шкив, установлен поворотно относительно шпинделя 4. Он имеет ось 6, один конец которой посредством пальца 7 и надетого на него кулисного камня 8 связан с помощью паза с крайним диском 5. На другом конце оси посредством шпонки 9 зафиксирована шестерня 10, которая входит в зацепление с внутренним венцом зубчатого колеса 11, жестко связанного с корпусом 12. Камень 8 фиксируется в пазу крайнего диска 5 планкой 13, закрепленной винтами 14.

Вращение вала приводного электродвигателя посредством ременной передачи сообщается диску *1*, который получает вращение относительно шпинделя.



Рис. 1. Встроенный вибропривод с зубчатой передачей

#### )))))

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 11)

тельной, если ее вектор направлен от центра кривизны программной траектории, и отрицательной, если он направлен к центру кривизны.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Никифоров С. О., Мархадаев Б. Е. Точностные модели промышленных роботов // Вестник машиностроения. 1989. № 6. С. 22–25. 2. **Методология** оценки и анализа характеристик точности мехатронных манипуляторов по кинематическим моделям / Б. Е. Мархадаев, С. О. Никифоров, Б. С. Никифоров, Н. С. Улаханов // Вестник БГУ. 2016. № 4. С. 50–61.

3. Аннаби М. Х., Челпанов И. Б. Приближенный метод исследования погрешностей отработки траекторий промышленными роботами. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2003. 32 с.



Рис. 2. Передача с диском — приводным шкивом

Ось 6, вращающаяся вместе со шкивом—диском 1, передает это движение через палец 7и камень 8 крайнему диску 5. При этом положение камня 8, передающего вращение, определяет собой передаточное отношение пары дисков 1 и 5.

Соответственно, вращение оси 6 относительно оси шпинделя приводит во вращение шестерню 10, которая, совершая вращательное движение по зубчатому колесу 11, сообщает оси 6 дополнительное движение—вращение вокруг собственной оси. В ре-

зультате этого вращения камень 8 начинает совершать колебательные движения по пазу крайнего диска 5, как по кулисе. Движение крайнего диска 5 является суммарным, складываясь из равномерного движения от диска 1 к диску 5. Частота колебаний диска 5, и, следовательно, шпинделя определяется частотой вращения шестерни 10 в относительном движении. Меняя диаметр шестерни 10, можно изменять частоту крутильных колебаний виброшпинделя, а меняя эксцентриситет пальца 7 относительно оси

вращения шестерни *10*, — изменять амплитуду.

Минимальная угловая скорость крайнего диска и, следовательно, виброшпинделя

$$\omega_{\min} = \omega_0 r \frac{z_1 m - 2e}{z_1 m} \frac{1}{r+e},$$

где  $\omega_0$  — угловая скорость шкива — диска *1*;  $z_1$  — число зубьев шестерни *10*; *m* — модуль зубчатого зацепления; *e* — эксцентриситет пальца *7*; *r* — радиус оси *6* относительно оси виброшпинделя *4*.

Максимальная угловая скорость виброшпинделя

$$\omega_{\max} = \omega_0 r \frac{z_1 m + 2e}{z_1 m} \frac{1}{r - e}$$

Передачу можно упростить и избавиться от зубчатых колес 10 и 11 следующим образом [5] (рис. 2): используя расточку приводного шкива 1, разместить диски 2 и 5, выполненные в виде секторов, в одной плоскости, что обусловливает большую компактность передачи. При этом диски устанавливаем с угловым зазором  $\delta/2$ , вдвое превышающим значение их относительного поворота. В этой передаче шкив приводится во вращение от электродвига-



Рис. 3. Регулируемый вибропривод



Рис. 4. Вибропередача с редуцированием

теля посредством ременной передачи, являясь одновременно приводным диском 1. свободно вращающимся относительно шпинделя. При этом радиальный паз диска 2, воздействуя через камень 3 и палец 4 на дополнительный диск 2, приводит его во вращение. В свою очередь диск 5 через палец 6 и камень 7 воздействует на радиальный паз диска 5, сообщая ему и, следовательно, шпинделю 8 вращение. Этот вибропривод обладает повышенной надежностью и позволяет сообщать шпинделю крутильные колебания при относительном развороте дисков 2 и 5.

Чтобы достичь возможности изменения параметров виброколебаний и таким образом расширить технологические возможности виброшпинделя, предложена передача [6] (рис. 3). Здесь дополнительный диск 1 на подшипнике качения 2 смонтирован в стойке 3, которая имеет возможность линейного перемещения относительно корпуса 4 на величину, равную эксцентриситету диска 1. Стойка 3 передачи винтом 5 и гайкой 6 связана с корпусом 4 (см. рис. 3, вид Б).

Если положение центра дополнительного диска 1 относительно оси шпинлеля неизменно, амплитуда виброколебаний шпинделя не меняется. Положение диска 1, показанное на рис. 3, при котором его центр расположен на оси шпинделя, соответствует максимальному значению амплитуды крутильных колебаний шпинделя. Смещение оси диска по линии, перпендикулярной оси шпинделя, винтовой парой 5-6 приведет к уменьшению амплитуды колебаний до ее нулевого значения.

Определенный интерес представляет передача, сочетающая в себе свойства вибропривода крутильных колебаний шпинделя и редуктора с большим передаточным числом [7] (рис. 4), основу которой составляет сочетание дисков. Ее входной вал 1 установлен в подшипниках качения и составляет одно целое с эксцентриком 2. На эксцентрике свободно установлена прямозубая шестерня-сателлит 3 с запрессованным в нее пальцем 4. Шестернясателлит 3 входит в зацепление с зубчатым венцом эпицикла 5. На палец 4 свободно установлен камень 6, размещенный в радиальном пазу диска 7, который выполнен как одно целое со шпинделем 8, установленным в подшипниках качения 9.

Этот шпиндельный узел обладает свойством редуцировать частоту вращения выходного вала с передаточным отношением до i = 20.

Палец 4 при качении шестерни 3 по эпициклу 5 описывает укороченную гипоциклоиду. Следовательно, при передаче движения от пальца 4 к диску 7 посредством кулисной передачи палец — радиальный паз диска 7 последний совершает вращательное движение с крутильными колебаниями, благодаря чему имеет широкие функциональные возможности.

Методика расчета трехдисковой передачи применительно ко всем описанным конструкциям изложена в работе [8].

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Рызванович А. Я., Генералов В. А., Капралов В. В. Вибрационная обработка с крутильными колебаниями скорости. Вестник машиностроения. 2016. № 6. С. 31—35.

2. **Кумабэ Д.** Вибрационное резание. М.: Машиностроение, 1985. 424 с.

3. **А. с. 865548 СССР:** МКИ В23В 47/04. Шпиндельный узел вибрационного действия.

4. **А. с. 655481 СССР:** МКИ В23В 47/04. Привод шпинделя для вибрационного резания.

5. **А. с. 961867 СССР:** МКИ В23В 47/04. Шпиндельный узел вибрационного действия.

6. **А. с. 997989 СССР:** МКИ В23В 25/02, В23В19/02. Шпиндельный узел для тангенциальных вибраций.

7. **А. с. 869982 СССР:** МКИ В23В 19/02. Шпиндельный узел вибрационного действия.

8. Рызванович А. Я., Шмулевский Д. Б., Генералов В. А. Приводы с крутильными колебаниями для ударно-прерывистого резания // Вестник машиностроения. 2018. № 4. С. 16—19.

#### УДК 621.512

В. Е. ЩЕРБА, В. В. ШАЛАЙ, доктора технических наук, Д. А. ТРУХАНОВА, Е. Ю. НОСОВ, канд. техн. наук, Е. А. ПАВЛЮЧЕНКО, канд. техн. наук, И. П. ЗАЛОЗНОВ, канд. техн. наук (Омский ГТУ), e-mail: Scherba\_V\_E@list.ru

## Разработка и экспериментальное исследование поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании

Рассмотрены перспективная конструкция поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с газовым объемом на всасывании и конструкция экспериментального стенда для изучения характеристик экспериментального образца поршневой гибридной энергетической машины объемного действия. Приведены результаты эксперимента по проверке работоспособности и изучению режимов работы поршневой гибридной энергетической машины объемного действия.

**Ключевые слова:** компрессор, охлаждение, гибридная машина, поршневая машина.

A prospective structure of a piston hybrid energy machine of volumetric action with a gas intake volume and the structure of an experimental test bench for studying the characteristics of an experimental specimen of a piston hybrid energy machine of volumetric action are considered. The results of the experiment on testing the performance and studying the operation modes of a piston hybrid energy machine of volumetric action are given.

**Keywords:** compressor, cooling, hybrid machine, piston machine.

В настоящее время существует множество способов повышения эффективности работы компрессоров объемного действия, один из которых — интенсивное охлаждение компримируемого газа. Суть такого метода заключается в приближении процесса сжатия газа к изотермическому. Проведенные исследования [1, 2] показали, что техническая работа в процессе сжатия газа при отношении давлений нагнетания и всасывания  $\varepsilon = 3$  уменьшается на 17 % по сравнению с адиабатическим процессом сжатия, а при  $\varepsilon = 5$  эта разница составляет уже 27 %.

Для охлаждения поршневых компрессоров используются воздушное, водяное охлаждение и впрыск охлаждающей жидкости. Считается, что наилучшее охлаждение компримируемого газа обеспечивает впрыск жидкости вследствие того, что при впрыске жидкости создается развитая поверхность теплообмена и отсутствует термическое сопротивление, что ведет к увеличению коэффициента теплопередачи [3, 4]. Однако этот метод практически не используется, поскольку он создает трудности эксплуатационного характера: возможность гидроудара, необходимость установки дополнительного оборудования для впрыска и отделения охлаждающей жидкости.

Однако воспользоваться всеми преимуществами впрыска жидкости и нивелировать недостатки возможно, если использовать машину, объединяющую функции компрессора и насоса объемного действия. Такие машины получили название гибридные энергетические машины объемного действия [5]. Данные машины имеют неоспоримые преимущества в сравнении с классической компоновкой компрессоров: интенсивное охлаждение цилиндропоршневой группы, отсутствие утечек компримируемого газа, уменьшение работы сил трения в цилиндропоршневой группе и т. д.

На основе минимизации конструктивных переделок существующих конструктивных схем поршневых компрессоров в Омском ГТУ была разработана конструктивная схема поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании [6, 7].

# Экспериментальный стенд и экспериментальный образец поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании

Для подтверждения работоспособности предложенной конструкции на основе серийно выпускаемой компрессорной установки QE AEKO-16 был разработан экспериментальный образец поршневой гибридной энергетической машины объемного действия (ПГЭМОД) с газовым объемом на всасывании.

Конструктивная схема экспериментального образца представлена на рис. 1. Экспериментальный образец состоит из поршневой машины, содержащей цилиндр 16 с жидкостной рубашкой 14, установленной на картере 1 с механизмом привода, соединенным с поршнем 15, рабочую полость 13, полости всасывания 9 и нагнетания 11, всасывающий клапан 10 и нагнетательный клапан 12. Рубашка 14 соединена с гидробаком 17 через обратные клапаны 5 и 8. Нижняя часть цилиндра 16 образует с картером 1 общий объем 2, который соединен с атмосферой через предохранительный клапан 3 и напрямую с гидробаком.



Рис. 1. Конструктивная схема экспериментального образца ПГЭМОД

При возвратно-поступательном движении поршня 15 газ всасывается через клапан 10 в полость 13, сжимается в ней и подается потребителю через клапан 12. При ходе поршня 15 из положения ВМТ в положение НМТ в полости 9 всасывания возникает разрежение, а в объеме полости 2 создается давление выше атмосферного на величину, обусловленную предохранительным клапаном 3.

Под действием перепада давления между полостями 9 и 2 жидкость из гидробака 17 через рубашку охлаждения 14 и клапан 8 поднимается в индикаторную трубку 7. При ходе поршня 15 из положения НМТ в положение ВМТ объем полости 2 увеличивается и давление в ней падает ниже атмосферного, а давление в полости 9 всасывания увеличивается до атмосферного и охлаждающая жидкость через клапан 5 и теплообменник 4 сливается в гидробак 17. В дальнейшем цикл работы повторяется.

Изменяя проходное сечение отверстия *6* всасывания можно изменять максимальное разрежение в полости *9* всасывания и объем жидкости, всасываемой в индикаторную трубку 7 за один ход поршня.

Для изучения характеристик экспериментального образца ПГЭМОД был разработан испытательный стенд.

Пневмогидравлическая схема экспериментального стенда представлена на рис. 2. На схеме обоз-

начены: А1 — клапанный блок; АТ1 — аппарат теплообменный (змеевик); АТ2 — аппарат теплообменный (рубашка охлаждения цилиндра); Б1 — гидробак; ВН1 и ВН2 — вентили; КМ1 — компрессор поршневой; КП1 — пневмоклапан предохранительный; МН1 — манометр; РС1 — ресивер; Ф1 — фильтр воздушный; ППК1 — пневмоканал в газовую полость картера компрессора.

Внешний вид стенда представлен на рис. 3. Стенд состоит из поршневого компрессора, в цилиндре которого выполнена рубашка охлаждения, соединенная с гидробаком и всасывающим клапаном клапанного блока. Нагнетательный клапан клапанного блока соединен через теплообменник с гидробаком. Газовая полость картера соединена с газовой полостью гидробака и с атмосферой через предохранительный клапан.

Клапанный блок представляет собой полость, заполненную жидкостью, с установленными в ней двумя клапанами — всасывающим и нагнетательным. Верхняя часть клапанного блока соединена с линией всасывания компрессора индикаторной трубкой, в которой проходит граница между жидкостью и газом. На входе в линию всасывания компрессора установлен вентиль для изменения разрежения в индикаторной трубке. Для изменения частоты вращения приводного вала компрессора использован частотный преобразователь.

Основные характеристики компрессора:

тип компрессора — поршневой масляный;

тип привода — коаксиальный (с прямым приводом);

производительность на впуске — 200 л/мин; рабочее давление — 8 бар; диаметр поршня — 47 мм; ход поршня — 38 мм.

Размеры основных элементов стенда:

внутренний диаметр рубашки охлаждения — 70 мм;



Рис. 2. Пневмогидравлическая схема экспериментального стенда

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4



Рис. 3. Экспериментальный стенд для исследования ПГЭМОД: 1 — клапанный блок; 2 — гидробак; 3 — мерная емкость; 4 теплообменник с вентилятором; 5 — предохранительный клапан полости картера; 6 — канал из полости картера; 7 — датчик давления в полости картера; 8 — блок питания; 9 — АЦП; 10 частотный преобразователь; 11 — датчик давления в полости всасывания; 12 — датчик давления в рабочей полости цилиндра; 13 — рабочая полость компрессора

наружный диаметр рубашки охлаждения — 80 мм;

высота рубашки охлаждения — 60 мм;

размеры трубки от линии всасывания компрессора до клапанного блока системы охлаждения: длина — 260 мм, внутренний диаметр — 4 мм;

размеры трубки от полости картера компрессора до гидробака системы охлаждения: длина — 100 мм, внутренний диаметр — 4 мм;

размеры трубки от гидробака до рубашки охлаждения: длина — 280 мм, внутренний диаметр — 8 мм;

размеры трубки от рубашки охлаждения до клапанного блока системы охлаждения: длина — 200 мм, внутренний диаметр — 4 мм;

размеры трубки от клапанного блока системы охлаждения до гидробака: длина — 260 мм, внутренний диаметр — 4 мм;

диаметр проходного сечения клапанов системы охлаждения — 3 мм.

Экспериментальный стенд позволяет измерять и регистрировать следующие основные параметры: мгновенное и статическое давление в рабочих полостях машины; расход жидкости; температуру газа, жидкости и стенок рабочей поверхности, а так-

же проводить визуализацию движения охлаждающей жидкости.

#### Результаты экспериментальных исследований

Для обеспечения изменения частоты вращения электродвигателя использован частотный преобразователь ZVFG7 фирмы "SASSIU", позволяющий плавно (с шагом 0,1 Гц) изменять частоту питающего напряжения в диапазоне от 0 до 50 Гц. Для измерения и регистрирования датчиков давления использовался АЦП ЦАП ZET230 со следующими основными характеристиками: число вводов — 4; частотный диапазон 2÷20 000 Гц; частота преобразования по каждому каналу до 100 кГц. Расход жидкости измеряли мерным способом. В качестве датчиков температуры использовали термисторы КРD/MF5A-682H-398H-6 типа NTC (с отрицательным температурным коэффициентом сопротивления) с номинальным сопротивлением 6,8 кОм при t = 25 °C. Температуру на экспериментальном стенде измеряли в десяти точках. Погрешность определения мгновенных давлений составила не более 4,5 %, температур — 1,5 %, расходов — 3,5÷5 %.

При проведении экспериментальных исследований в качестве независимых параметров использовали давление нагнетания и угловую скорость. В качестве функций отклика — мгновенное давление в рабочей полости компрессора, расход охлаждающей жидкости, производительность компрессора, среднюю температуру поверхности стенок рабочей полости, удельную работу.

Эксперимент планировали исходя из классичес-кого плана.

Использование жидкостного охлаждения позволяет существенно уменьшить среднюю температуру цилиндра рабочей камеры во всем диапазоне изменения давления нагнетания и угловой скорости компрессора. Необходимо отметить, что при проведении экспериментальных исследований давление нагнетания изменялось в диапазоне 1,5÷4,5 бар; давление всасывания и температура всасывания составляли соответственно 1 бар и 293 К; частота вращения коленчатого вала изменялась в диапазоне  $n_{ob} = 800 \div 1100 \text{ мин}^{-1}$ . Уменьшение средней температуры поверхности цилиндра составляет 20÷25 К. С уменьшением угловой скорости средняя температура поверхности цилиндра уменьшается и уменьшается также угол наклона кривой средней температуры стенок при увеличении давления нагнетания. Так, при  $n_{oo} = 800 \text{ мин}^{-1}$ изменение средней температуры стенок при давлении нагнетания  $p_{\rm H}$  от 1,5 до 4 бар составляет порядка 3 K, а при  $n_{\rm of} = 1100$  мин<sup>-1</sup> изменение температуры стенок составляет уже 10 К.

Аппроксимация представленных на рис. 4 результатов позволила получить следующую зависимость для определения средней температуры поверхности стенок цилиндра:

$$\overline{T}_{CT} = 273 + (0,002p_{H}^{3} - 0,0108p_{H}^{2} + 0,0212p_{H} + 0,0014)n_{ob} + (-1,3667p_{H}^{3} + 7,498p_{H}^{2} - 14,887p_{H} + 48,323).$$
(1)

Сопоставление результатов, полученных по формуле (1), с результатами эксперимента выявило расхождение в пределах 5 %.

С увеличением частоты вращения коленчатого вала увеличиваются силы инерции движущейся жидкости в системе охлаждения [8], что приводит к сокращению расхода охлаждающей жидкости (рис. 5).

Необходимо отметить, что зависимость расхода  $Q_w$  охлаждающей жидкости от частоты  $n_{ob}$  вращения коленчатого вала близка к параболической. С увеличением давления  $p_{\rm H}$  нагнетания увеличивается процесс обратного расширения и сокращается процесс всасывания жидкости, что уменьшает время подъема охлаждающей жидкости и приводит к уменьшению ее расхода. Это наглядно подтверждают представленные на рис. 6 результаты экспериментальных исследований. Зависимость расхода  $Q_w$  жидкости от давления  $p_{\rm H}$  нагнетания имеет практически линейный характер. Необходимо отметить, что зависимость  $Q_w$  от  $n_{ob}$  существенно более значима, чем зависимость  $Q_w$  от  $p_{\rm H}$ .

Улучшение охлаждения цилиндропоршневой группы путем использования системы жидкостного охлаждения увеличивает производительность  $Q_{\Gamma}$  компрессора. Относительное увеличение

 $\frac{Q_{\Gamma} - Q_{I}}{Q_{I}} = \frac{\Delta Q}{Q}$  производительности в зависимости

от давления нагнетания компрессора представлено на рис. 7. Зависимость  $\Delta Q/Q$  от  $p_{\rm H}$  близка к линейной. Необходимо отметить, что увеличение производительности компрессора при  $p_{\rm H} = 4$  бар составляет более 8 %. Увеличение производительности компрессора обусловлено уменьшением подогрева газа на всасывании при одинаковой длительности процессов обратного расширения и всасывания, т. е. объемный коэффициент λ<sub>0</sub> остается практически постоянным для водяного и воздушного охлаждений (рис. 8). Улучшение охлаждения в процессе сжатия уменьшает подводимую работу, а в процессе расширения увеличивает отводимую работу (см. рис. 8). Увеличение потерь работы в процессах нагнетания обусловлено увеличением массы нагнетаемого газа. Увеличение производительности и уменьшение подводимой работы обеспечивают уменьшение удельной работы L/Q = l, затрачиваемой на сжатие и перемещение газа. Относитель-



Рис. 4. Средняя температура  $t_{\rm ct}$  стенок цилиндра в зависимости от давления  $p_{\rm H}$  нагнетания и способа охлаждения:

I-воздушное охлаждение; 2, 3, 4-жидкостное охлаждение соответственно при  $n_{\rm of}=800,\,950$  и 1100 мин $^{-1}$ 



Рис. 5. Зависимость расхода  $Q_w$  жидкости в системе охлаждения компрессора от частоты  $n_{06}$  вращения коленчатого вала



Рис. 6. Зависимость расхода  $Q_{w}$  жидкости в системе охлаждения от давления  $p_{\rm H}$  нагнетания компрессора



Рис. 7. Зависимость относительного расхода  $\Delta Q/Q$  воздуха от давления  $p_{\rm H}$  при жидкостном охлаждении компрессора



Рис. 8. Зависимости давления в рабочей полости компрессора от угла ф поворота коленчатого вала при жидкостном (1) и воздушном (2) охлаждении



Рис. 9. Зависимость изменения  $\Delta l/l$  удельной работы от давления  $p_{\rm H}$  нагнетания

ное изменение  $\Delta l/l$  удельной работы при внедрении системы жидкостного охлаждения от давления нагнетания представлено на рис. 9. Наблюдается практически линейная зависимость относительного уменьшения удельной работы компрессора от давления нагнетания. Уменьшение удельной работы при  $p_{\rm H} = 4$  бар составляет 9 %, что превышает увеличение производительности компрессора.

#### Выводы

На основе полученного патента на изобретение разработаны опытный образец поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании и экспериментальный стенд для его исследования.

Проведенные экспериментальные исследования позволили установить, что внедрение новой системы охлаждения поршневого компрессора позволяет уменьшить среднюю температуру поверхности цилиндра более чем на 20 К, увеличить производительность на 8 % и уменьшить удельную работу на 9 %.

Разработанную конструкцию, учитывая минимальные конструктивные изменения и существенное улучшение экономичности и эффективности работы, можно рекомендовать к практическому внедрению.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, В. В. Шалай, А. В. Ходорева. М.: Машиностроение, 2013. 388 с.

2. Щерба В. Е. Рабочие процессы компрессоров объемного действия. М.: Наука, 2008. 319 с.

3. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. Теория и расчет. Т. 1 / М.: Колос, 2000. 455 с.

4. **Поршневые** компрессоры / Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин. Под общ. ред. Б. С. Фотина. Л.: Машиностроение, 1987. 372 с.

5. Shcherba V. E., Pavlyuchenko E. A., Kuzhbanov A. K. Mathematical Modeling of Processes of Suction and Discharge in a Displacement Pump with Gas Damper // Chemical and Petroleum Engineering. V. 49. N. 7–8. November. 2013. P. 460–466.

6. Пат. 118371 Рос. Федерации на полезную модель: МПК F04B19/06. Поршневой насос-компрессор.

7. Пат. 2578776 Рос. Федерации на полезную модель: МПК F04B 39/06. Способ работы машины объемного действия и устройство для его осуществления.

8. Nonuniform delivery rates from multicylinder pumps / V. E. Shcherba, A. P. Bolshtyanskii, S. Y. Kaigorodov, D. A. Kuzeeva // Russian Engineering Research. 2016. T. 36. № 4. P. 266–269.

#### ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс **27841** 



О. А. ЛЕОНОВ, д-р техн. наук, Н. Ж. ШКАРУБА, канд. техн. наук, Ю. Г. ВЕРГАЗОВА (Российский государственный аграрный университет — МСХА им. К. А. Тимирязева), e-mail: metr@rgau-msha.ru

# Расчет допуска посадки с натягом по модели параметрического отказа

В результате анализа взаимосвязей составляющих модели параметрического отказа соединений с натягом получена зависимость для расчета конструктивного допуска посадки с учетом ресурса соединения и заданной вероятности безотказной работы. Показано, что выбор посадки без запаса точности не обеспечивает эксплуатационную надежность соединения, а правильный выбор точности посадки значительно увеличивает период безотказной работы.

Ключевые слова: модель, параметрический отказ, показатели точности, натяг, предельные функциональный и конструктивный натяги, скорость изменения натяга, допуск, посадка.

As a result of analyzing the inter-relationships of the components of the parametric failure model of joints with interference, a dependence for calculating the constructive fit tolerance taking into account the joint life and a given probability of no-failure operation is obtained. It is shown, that the selection of fit without a margin of accuracy does not ensure the operational reliability of the joint, and the correct selection of the fit accuracy significantly increases no-failure life.

**Keywords:** model, parametric failure, accuracy indicators, interference, limiting functional and constructive interference, interference change rate, tolerance, fit.

Соединения с гарантированным натягом часто применяются при конструировании сборочных единиц в машиностроении. Втулки подшипников качения запрессовывают в отверстия корпусов, направляющие клапанов — в отверстия головки цилиндров, зубчатые венцы напрессовывают на посадочные поверхности валов и т. д. [1]. В большинстве случаев при эксплуатации машин происходит уменьшение натяга в соединении, что связано с коррозионно-механическим изнашиванием или как еще его называют — фреттинг-коррозией [2]. Она возникает при циклических относительных микроперемещениях поверхностей вала и отверстия. Суммарное воздействие на соединение крутящего момента, осевой силы и радиальной нагрузки распространяется внутрь материалов деталей. При вращении соединения под переменной нагрузкой деформации контактирующих поверхностей материалов деталей циклически и динамически изменяются и формируются микросдвиги поверхностей. Такой вид изнашивания постепенно уменьшает прочность соединений с натягом. К повышению скорости изнашивания приводят также: неправильное назначение посадки — натяги малы; перегрузки соединения в процессе эксплуатации; проведение разборочно-сборочных работ в соединении при ремонте.

Разработаны способы уменьшения износа соединений при фреттинг-коррозии [3]: увеличение твердости поверхностей отверстия и вала; уменьшение напряжений в посадке увеличением диаметра соединения; увеличение натяга в соединении, что приводит к росту сил трения и уменьшению микросдвигов; формирование кольцевых проточек по торцам ступицы, что увеличивает упругость деталей и уменьшает микросдвиги. Но фреттинг-коррозия всегда будет разрушать соединение с определенной скоростью процесса старения — скоростью изнашивания.

При назначении допусков и посадок используют три метода: прецедентов, подобия и расчетный [4]. Методы прецедентов и подобия нельзя применять из-за различных конструктивных и эксплуатационных характеристик внешне подобных соединений. Расчетные методы, в свою очередь, позволяют определить только предельные натяги, в границах которых обеспечивается функционирование соединения. Нижний предел функционирования для соединения с натягом характеризует наименьший функциональный натяг N<sub>Fmin</sub>, при выходе за границу которого происходит сдвиг поверхности вала относительно отверстия. Превышение границы наибольшего функционального натяга N<sub>Fmax</sub> приводит к переходу материала одной из деталей из зоны упругих в зону пластических деформаций, что значительно уменьшает прочность соединения.

Основная цель расчета допусков — определение именно запаса точности, который формирует для соединений с натягом фактический запас прочности по процессу фреттинг-коррозии. Если посадку назначить из условия равенства функционального и конструктивного допусков посадки ( $T_F = T_K$ ), как это обычно и происходит, то запаса не будет.

Увеличение запаса точности приведет к уменьшению допусков и росту стоимости обработки деталей [5]. Возникает необходимость обоснования конструктивной точности.

Цель данной работы — базируясь на модели параметрического отказа соединения, определить теоретическую зависимость допуска посадки соединения с натягом от предельных параметров и ха-



Рис. 1. Модель параметрического отказа соединений с натягом:  $N_{\rm k}$  — математическое ожидание начальных (конструктивных) параметров;  $\sigma_{\rm k}$  — среднеквадратическое отклонение рассеяния конструктивных натягов;  $N_{F\rm max}$  и  $N_{F\rm min}$  — верхний и нижний пределы функционирования;  $P_{\rm o}(t)$  — вероятность отказа;  $t_{\rm c}$  — ресурс соединения

рактеристик процесса старения при переменном ресурсе и заданной вероятности безотказной работы.

Постановка задачи и ее решение. Процессы старения (изнашивания) могут быть описаны различными моделями и имеют различные виды [6, 7]. Фреттинг-коррозии наиболее соответствует модель сильно перемешанного гауссовского процесса, так как она более реалистично описывает сущность процесса, который имеет нелинейный характер, и при этом нет возможности возврата натяга назад, в сторону увеличения [8].

Математическая модель параметрического отказа соединения с натягом показана на рис. 1. Погрешности обработки деталей, образующих соединения, формируют рассеяние конструктивных натягов, которое можно охарактеризовать среднеквадратическим отклонением  $\sigma_{\rm K}$  и математическим ожиданием  $\overline{N}_{\rm K}$ . При эксплуатации начинается процесс старения — изнашивания и идет постепенное уменьшение натяга, которое в общем виде можно описать уравнением динамики натяга с учетом изменения средней функции изнашивания  $\overline{U}(t)$  в зависимости от времени:

$$\overline{N}(t) = \overline{N}_{\rm K} - \overline{U}(t). \tag{1}$$

Выход за границу наименьшего  $N_{F\min}$  или наибольшего  $N_{F\max}$  функционального натяга приводит к отказу.

Модель параметрического отказа в виде сильно перемешанного гауссовского процесса для соединений с натягом описывается выражением

$$P(t) = \Phi\left(\frac{\overline{N}_{\rm K} - \overline{U}(t) - N_{F\min}}{\sqrt{\sigma_{\rm K}^2 + \sigma_{\rm H}^2(t)}}\right),\tag{1}$$

где P(t) — вероятность безотказной работы;  $\Phi$  — функция Лапласа;  $N_{F\min}$  — наименьший функциональный натяг;  $\overline{N}_{\rm K}$  — математическое ожидание рассеяния конструктивных натягов;  $\sigma_{\rm K}$  — среднеквадратическое отклонение рассеяния конструктивных натягов;  $\sigma_{\rm u}(t)$  — среднеквадратическое отклонение рассеяния параметров процесса изнашивания.

При условии равенства границ  $N_{\rm K max} = N_{F\rm max}$  получим следующее равенство (см. рис. 1):

$$\overline{N}_{\rm K} - \overline{U}(t) - N_{F\rm min} = T_F - H_{\rm K3}\sigma_{\rm K} - \overline{U}(t), \quad (2)$$

где  $T_F = N_{Fmax} - N_{Fmin} - функциональный допуск посадки с натягом; <math>H_{\rm K3}$  — квантиль брака по границе конструктивных натягов  $N_{\rm K max}$ .

С учетом формулы (2) преобразуем выражение (1):

$$H_{\rm K}\sqrt{\sigma_{\rm K}^2 + \sigma_{\rm H}^2(t)} = T_F - H_{\rm K3}\sigma_{\rm K} - \overline{U}(t), \qquad (3)$$

где  $H_{\rm K}$  — квантиль закона распределения натягов N на ресурсе t, выступающая как оценка вероятности безотказной работы (ВБР).

Конструктивный допуск посадки с натягом можно выразить через среднеквадратическое отклонение рассеяния натягов в посадке зависимостью [6, 9]

$$T_{\rm K} = 2H_{\rm K3}\sigma_{\rm K}/K,\tag{4}$$

где К — коэффициент относительного рассеяния.

Соединения с гарантированным натягом в процессе эксплуатации в большинстве случаев имеют тенденцию к снижению первоначального натяга [4], что в конечном итоге приводит к переходу за нижнюю границу  $N_{Fmin}$  функционирования.

При использовании симметричного закона распределения для оценки рассеяния натягов и введении ограничения в виде равенства уровня брака в оценке рассеяния конструктивных натягов по нижней  $N_{\rm K}$  min и верхней  $N_{\rm K}$  max границам ( $H_{\rm K1} = H_{\rm K3}$ ), после математических преобразований формулы (1), учитывая выражения (3) и (4), получим формулу

$$T_{\rm K} = \frac{\left(T_F - \overline{U}(t)\right)^2 - H_{\rm H}^2 \sigma_{\rm H}^2(t)}{K(T_F - \overline{U}(t))},$$
(5)

где  $T_F$  — функциональный допуск посадки;  $H_{\rm u}$  — квантиль закона распределения процесса износа при заданной ВБР; K — коэффициент относительного рассеяния [10].

По зависимости (5) при заданном значении ресурса *t* и соответствующей ВБР можно определить конструктивный допуск посадки с натягом. Особенностью применения в точностных расчетах полученной зависимости (5) является необходимость

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

использования математического описания динамики процесса изнашивания, но эти параметры могут быть взяты из статистики эксплуатации аналогичных соединений или ими можно задаться путем моделирования.

#### Пример расчета

Рассчитаем конструктивный допуск и определим посадку шестерни на вал унифицированных редукторов Н 090.20 завода АО "Моссельмаш".

Расчетные натяги (наибольший  $N_{\rm p\ max}$  и наименьший  $N_{\rm p\ min}$ ) определяем по известной формуле Ламе — Гадолина [4]

$$N_{\rm p} = p d_n \left( \frac{C_d}{E_d} + \frac{C_D}{E_D} \right),$$

где p — соответствующее (наибольшее или наименьшее) давление, Па;  $C_d$  и  $C_D$  — коэффициенты Ламе для вала и втулки;  $E_d$  и  $E_D$  — модули упругости материалов вала и втулки, Па.

Для реальных условий предельные функциональные натяги корректируются и определяются по выражениям [6]:

$$N_{F\max} = N_{p\max} \cdot x + \Delta N_R + \Delta N_t + \Delta N_{\omega}; \qquad (6)$$

$$N_{F\min} = N_{\rm p} \min \cdot k_{\rm p} + \Delta N_R + \Delta N_t + \Delta N_{\rm \omega}.$$
 (7)

В формулах (6) и (7)  $\Delta N_R$  — поправка на смятие шероховатости поверхности вала и втулки при сборке;  $\Delta N_t$  — поправка на температурное расширение деталей;  $\Delta N_{\omega}$  — поправка на уменьшение натяга при действии центробежных сил; *х* — коэффициент, учитывающий увеличение удельного давления у торцов втулки, определяется по графику [4] в зависимости от отношения  $l/d_n$ ;  $k_{\rm d}$  — динамический коэффициент посадки [6].

В нашем случае при малых частотах вращения поправка на уменьшение натяга при действии центробежных сил равна нулю, а поправка на температурное расширение отсутствует из-за применения одинаковых материалов (стали) вала и втулки.

Коэффициент запаса точности, введенный профессором А. И. Якушевым, рассчитываем по выражению [4]

$$K_{\rm T} = \frac{N_{F\rm max} - N_{F\rm min}}{N_{\rm K\,max} - N_{\rm K\,min}} = \frac{T_F}{T_{\rm K}},$$

где  $N_{\rm K \ max}$ ,  $N_{\rm K \ min}$  — наибольший и наименьший конструктивные натяги.

Коэффициент запаса точности фактически характеризует сумму изнашиваемых в процессе эксплуатации слоев материалов вала и отверстия.

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

Для исследуемого соединения был проведен расчет натягов; исходные данные и результаты расчета сведены в табл. 1.

Процесс изнашивания соединения с натягом при фреттинг-коррозии, как правило, имеет два периода [6]:

период нормального установившегося изнашивания;

период аварийного изнашивания, когда при достижении  $N_{Fmin}$  наблюдается резкое увеличение скорости изнашивания.

Для испытуемого соединения  $\emptyset 40 H9/x8$  средняя функция изнашивания (коэффициент корреляции  $\rho = 0.93$ ):

$$\overline{U}(t) = 8,012 \cdot 10^{-3}t,$$

где *t* — период эксплуатации, ч.

Изменение среднеквадратического отклонения рассеяния износа во времени (коэффициент корреляции  $\rho = 0.94$ ) определяли по формуле

$$\sigma_{\rm W}(t) = 1,978 \cdot 10^{-3} t.$$

Результаты расчета конструктивного допуска посадки с натягом и коэффициента запаса точности при различных значениях ресурса представлены в табл. 2 и на рис. 2. Они свидетельствуют о том, что наиболее рациональная точность соединения в виде технологически реализуемой при серийном производстве посадки Ø40*H*6/*z*5 обеспечит ресурс соединения  $t_c = 7000$  ч при ВБР 0,95. Для достижения ресурса  $t_c = 9000$  ч при той же ВБР необходима уже посадка очень высокой точности Ø40*H*4/*z*3.

Таблица 1

Исходные данные и результаты расчета натягов и выбора посадки шестерни на вал редуктора

Параметр	Обозна- чение	Значение для соединения Ø40 мм		
Диаметр сопряжения, м	$d_n$	0,04		
Длина сопряжения, м	l	0,045		
Коэффициент трения	f	0,12		
Внутренний диаметр вала, м	$d_1$	—		
Наружный диаметр втулки, м	<i>D</i> <sub>2</sub>	0,07		
Шероховатость поверхности вала, мкм	Ra <sub>d</sub>	0,32		
Шероховатость поверхности втулки, мкм	<i>Ra</i> <sub>D</sub>	0,80		
Поправка на смятие шероховатости, мкм	$\Delta N_R$	3,9		
Наибольший натяг, мкм	N <sub>Fmax</sub>	121,2		
Наименьший натяг, мкм	N <sub>Fmin</sub>	15,4		
Стандартная посадка без использования запаса точности	_	Ø40 <i>H</i> 9/x8		



Рис. 2. Изменение ресурса  $t_{\rm c}$  соединения в зависимости от конструктивного допуска  $T_{\rm K}$  посадки (1) и коэффициента  $K_{\rm T}$  запаса точности (2)

При меньших ресурсах работы можно использовать посадку средней точности  $\emptyset 40 H7/y7$ . Посадка  $\emptyset 40 H9/x8$ , которая обозначена на рабочем чертеже соединения, не может обеспечить необходимый запас его надежности. Эта посадка гарантирует отсутствие отказов только в начальный период времени работы соединения, т. е. в гарантийный период.

Достигнуть ресурса 10 000 ч для рассмотренного соединения при той же ВБР изменением только норм точности невозможно (см. рис. 2). Если не-

Таблица 2 Результаты расчета допуска посадки для обеспечения заданного ресурса исследуемого соединения

Параметр	Значение					
Функциональные параметры:						
наибольший натяг N <sub>Fmax</sub> , мкм	121,2					
наименьший натяг N <sub>F min</sub> , мкм	15,4					
Функциональный допуск <i>Т<sub>F</sub></i> посадки, мкм	105,8					
Вероятность <i>Р</i> безотказной работы	0,95					
Квантиль ВБР <i>Н</i> <sub>к2</sub>	1,96					
Заданный ресурс работы <i>t</i> <sub>c</sub> , ч	1000	3000	5000	7000	9000	
Конструктивный допуск T <sub>к</sub> посадки, мкм	97	80	51	40	9	
Коэффициент <i>К</i> т запаса точности	1,1	1,5	1,7	2,6	11	
Посадка	Ø40 <i>H</i> 9/x8	Ø40 <i>H</i> 8/x8	Ø40 <i>H</i> 7/y7	Ø40 <i>H</i> 6/z5	Ø40 H4/z3	

обходимо дальнейшее повышение ресурса, то следует уменьшить скорость изнашивания путем выбора более износостойких пар трения, причем материалы втулки и вала должны иметь больший предел текучести. Это позволит увеличить наибольший функциональный натяг в соединении, что приведет к еще большему снижению отрицательного воздействия фреттинга на соединение. После проведения этих мероприятий требуется заново определить точностные параметры соединения по вышеизложенной методике.

Таким образом, в результате анализа взаимосвязи элементов, входящих в зависимость для определения вероятности безотказной работы при моделировании параметрического отказа соединений с натягом, получена теоретическая зависимость для расчета конструктивного допуска посадки на заданное значение ресурса при определенной вероятности безотказной работы при известных параметрах изнашивания. На примере реального соединения с натягом показано, что выбор посадки без запаса точности не может обеспечить заданную надежность соединения, а лишь гарантирует отсутствие отказов на начальном этапе работы — в гарантийный период. При научно обоснованном расчете допуска посадки и грамотном назначении предельных отклонений можно добиться значительного увеличения ресурса безотказной работы.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Детали машин / М. Н. Ерохин, С. П. Казанцев, О. М. Мельников, И. Ю. Игнаткин. М.: ВНИИГиМ им. А. Н. Костякова, 2016. 148 с.

2. **Технология** ремонта машин / Е. А. Пучин, В. С. Новиков, Н. А. Очковский и др. М.: Колосс, 2007. 488 с.

3. Иваночкин П. Г., Колесников И. В., Челохьян А. В. Изнашивание неподвижных соединений (фреттинг-коррозия). Ростов-н/Д: РГУПС, 2001. 28 с.

4. Якушев А. И., Бежелукова Е. Ф., Плуталов В. Н. Допуски и посадки ЕСДП для гладких цилиндрических деталей (расчет и выбор). М.: Изд-во стандартов, 1978. 256 с.

5. Белов В. М. Расчет точностных параметров сельскохозяйственной техники. М.: Изд-во МИИСП, 1990. 125 с.

6. **Леонов О. А.** Взаимозаменяемость унифицированных соединений при ремонте сельскохозяйственной техники: Монография. М.: МГАУ, 2003. 166 с.

7. **Ерохин М. Н.** Взаимосвязь точности и надежности соединений при ремонте сельскохозяйственной техники // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2006. № 2. С. 22–25.

8. **Проников А. С.** Параметрическая надежность машин. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 560 с.

9. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Расчет допусков размеров. М.: Машиностроение, 2001. 304 с.

10. **Расчет** точности машин и приборов / В. П. Булатов, И. Г. Фридлендер, А. П. Баталов и др. М.: Политехника, 2001. 495 с.

А. М. ПОКРОВСКИЙ, д-р техн. наук, Д. А. ДУБИН, Д. С. ВДОВИН, канд. техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: pokrovsky@bmstu.ru

## Математическая модель распространения усталостной трещины в торсионном вале системы подрессоривания быстроходной гусеничной машины

Для оценки живучести торсионных валов систем подрессоривания быстроходных гусеничных машин на основании линейной механики разрушения разработана математическая модель распространения усталостной трещины. Модель реализована в программном комплексе имитационного моделирования Matlab/Simulink и верифицирована по результатам ходовых испытаний.

**Ключевые слова:** система подрессоривания, торсионный вал, усталостная трещина, коэффициент интенсивности напряжений, живучесть.

To assess the durability of the torsion shafts of the suspension systems of high-speed tracked vehicles on the basis of linear fracture mechanics, a mathematical model of the fatigue crack propagation is developed. The model is implemented in the Matlab / Simulink software simulation package and verified by running test results.

**Keywords:** suspension system, torsion shaft, fatigue crack, stress intensity factor, durability.

Торсионные системы подрессоривания (СП) широко применяют в гусеничных шасси. Надежность элементов торсионных СП во многом определяет подвижность гусеничных машин (ГМ). Наиболее критичными отказами относительно сохранения подвижности ГМ являются разрушения упругих элементов подвесок (торсионных валов), особенно тех, которые располагаются по краям корпуса машины. При разрушении срединных валов увеличиваются нагрузки на остальные торсионы, при отказе же крайних подвесок существенно ухудшается плавность хода, снижается проходимость машины, может выйти из строя гусеничный движитель, а это приведет к полной потере подвижности ГМ.

Гарантированный ресурс, устанавливаемый заводами-изготовителями, для современных быстроходных ГМ составляет 5÷8 тыс. км. Однако эксплуатация показала, что торсионные валы разрушаются и при наработке, не превышающей период эксплуатации гусеничного шасси до второго технического обслуживания (ТО), т. е. при пробеге 4÷5 тыс. км, а в некоторых случаях даже до первого ТО (2÷2,5 тыс. км). Преждевременные отказы, как правило, носят усталостный характер и являются следствием общей перегруженности СП, связанной с модернизацией машины и увеличением ее массы без модификации базового шасси, а также наличия микродефектов в структуре материала торсионных валов, которые образуются при изготовлении. Возникающие при механической обработке (обточка, нарезка шлиц, шлифовка) риски, задиры и мелкие трещины являются концентраторами напряжений в наиболее нагруженных поверхностных слоях деталей и ускоряют процесс усталостной повреждаемости.

Цель данной работы — разработка математической модели распространения начальных технологических дефектов торсионных валов под действием циклических нагрузок для прогнозирования преждевременных их разрушений.

В настоящее время на этапе проектирования изделия для оценки влияния дефектов на ресурсы элементов конструкции используют методы линейной механики разрушения (ЛМР). В исследованиях живучести валов, как правило, рассматриваются схемы с поперечно расположенными трещинами [1]. Распределения коэффициента интенсивности напряжений (КИН) для поперечных трещин в валах при изгибе и кручении приведены в работах [2, 3]. Однако расчеты для поперечной трещины при анализе живучести торсионных валов могут привести к некорректным результатам, так как в валах, подверженных кручению и изгибу, зарождение и рост трещин происходит, как правило, в плоскости главных растягивающих напряжений, расположенной под углом к оси вала. Поэтому была разработана математическая модель, описывающая распространение наклоненной относительно продольной оси краевой трещины относительно продольной оси, находящейся на цилиндрической части торсионного вала в условиях упрощенного плоского напряженного состояния.

Практической ценностью данного исследования является разработанная на основании полученных зависимостей имитационная модель для анализа живучести торсионных валов, позволяющая исследовать распространение усталостных трещин без предварительной схематизации процесса нагружения.

#### Математическая модель

Начальная трещина моделируется как поверхностный полукруговой или полуэллиптический разрез нулевой толщины, расположенный на цилиндрической



Рис. 1. Расположение начальной трещины в торсионном вале



Рис. 2. Схемы нагружения (а) и напряжений (б) в поверхностных слоях торсионного вала

части торсионного вала в плоскости, наклоненной на угол  $\alpha$  относительно его продольной оси (рис. 1).

В данном исследовании будем использовать расчет на гарантированную прочность [4], согласно которому принимается наихудший случай, когда трещина располагается в плоскости действия первых главных напряжений. При моделировании распространения трещины применяем принцип автомодельности [4], согласно которому глубина и длина трещины увеличиваются, но полуэллиптическая форма сохраняется. При одновременном нагружении торсионного вала кручением и изгибом (рис. 2, *a*) в его поверхностных слоях возникает упрощенное плоское напряженное состояние (рис. 2,  $\delta$ ).

Максимальное первое главное напряжение составит [5]:

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} \left( \sigma_y + \sqrt{\sigma_y^2 + 4\tau_{xy}^2} \right), \quad (1)$$

где  $\sigma_y = M_{\rm H3}/W_x$  и  $\tau_{xy} = M_{\rm KP}/W_{\rm p}$  — максимальные нормальное и касательное напряжения в поперечном сечении вала;  $W_x$  и  $W_{\rm p}$  — осевой и полярный моменты сопротивления.

Угол наклона главной площадки (см. рис. 2) определяет выражение [5]

$$\alpha = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_y}.$$
 (2)

Очевидно, что углы  $\alpha$  и  $\gamma$  связаны выражением

$$\alpha = \frac{\pi}{2} - \gamma. \tag{3}$$

Для рассматриваемого случая квазихрупкого разрушения пластическая зона при вершине трещины мала, поэтому применима линейная механика разрушения. Для трещины, ориентированной в плоскости действия главных напряжений, КИН второго (K<sub>II</sub>) и третьего ( $K_{III}$ ) типов по фронту трещины равны нулю [4]. Тестовые расчеты в конечно-элементном комплексе ANSYS, проведенные в работе [5], показали, что значения K<sub>II</sub> и K<sub>III</sub> незначительны по сравнению с K<sub>I</sub>, поэтому в расчете не учитываем, т. е. принимаем, что рассматриваемая трещина является трещиной нормального отрыва и растет в своей плоскости. Значения КИН в выходящей на поверхность точке *с* и наиболее заглубленной точке *а* фронта трещины (см. рис. 1) определяем по формулам:

$$K_{\rm I}^{(a)} = \sigma_1 \sqrt{\pi l_a} Y_a;$$
  

$$K_{\rm I}^{(c)} = \sigma_1 \sqrt{\pi l_c} Y_c,$$
 (4)

где  $l_a$  — глубина трещины;  $l_c$  — полудлина трещины;  $Y_{a(c)}$  — безразмерные тарировочные функции, зависящие от типа трещины, геометрических параметров и условий нагружения.

Тарировочные функции определяем решением задачи на определение КИН по фронту рассматриваемой трещины для разных значений отношения  $l_a/l_c$  в конечно-элементном комплексе ANSYS. При этом для каждого значения отношения сетку конечных элементов перестраиваем. Подробно методика их определения для торсионного вала с трещиной, нагруженного крутящим моментом, изложена в работе [7]. Полученные поверхности распределения значений У для разных значений отношений *l<sub>a</sub>/l<sub>c</sub>* и  $l_c/R$  размеров вала представлены на рис. 3 (см. обложку).

Полученные поверхности аппроксимировали полиномами третьего порядка:

$$\begin{split} Y_c &= -0,181 + 2,429\lambda - 0,577\gamma - \\ &- 2,313\lambda^2 + 0,006\lambda\gamma + 0,771\gamma^2 + \\ &+ 0,739\lambda^3 + 0,828\lambda^2\gamma - \\ &- 0,546\lambda\gamma^2 - 0,238\gamma^3; \quad (5) \\ Y_a &= 1,172 - 0,697\lambda - 0,033\gamma + \\ &+ 0,19\lambda^2 + 0,019\lambda\gamma - 0,172\gamma^2 - \\ &- 0,004\lambda^3 - 0,350\lambda^2\gamma + \\ &+ 0,350\lambda\gamma^2 + 0,083\gamma^3, \end{split}$$

где  $\lambda = l_a/l_c \ (0,2 \le \lambda \le 1,0), \ \gamma = l_c/R$  $(0,1 \le \gamma \le 1,0); \ R$  — радиус торсиона.

Анализ реальных значений крутящего и изгибающего моментов показал, что угол  $\alpha$  наклона главной площадки напряженного состояния находится в интервале от 45° (торсионный вал нагружен только крутящим моментом) до 55°. Расчеты в среде ANSYS показали, что для трещины, наклоненной относительно оси вала на угол 55°, тарировочные функции практически не отличаются от функций, полученных для угла 45°. Значения КИН в точках *а* и *с* при наличии изгибающего момента становятся выше из-за возрастания  $\sigma_1$ , угол  $\alpha$ также увеличивается, а тарировочные функции можно принять такими же, как для трещины, расположенной под углом 45°.

Для расчета скорости роста трещины применяем формулу Пэриса, описывающую линейный участок кинетической диаграммы усталостного разрушения [0]:

$$\begin{cases} \frac{\mathrm{d}I_c}{\mathrm{d}N} = C(\Delta K_{\mathrm{I}}^{(c)})^m; \\ \frac{\mathrm{d}I_a}{\mathrm{d}N} = C(\Delta K_{\mathrm{I}}^{(a)})^m, \end{cases}$$
(6)

где C и m — эмпирические коэффициенты;  $\Delta K_{I}^{(a)}$  и  $\Delta K_{I}^{(c)}$  — размах КИН соответственно в точках a и c.

В качестве критерия разрушения используем силовой критерий Ирвина [4], согласно которому предельным состоянием для торсионного вала с трещиной является такое, при котором КИН в точке *а* или *с* достигает критического значения, равного вязкости разрушения  $K_{\rm Ic}$ . Для стали 45ХН2МФА, применяемой для изготовления торсионных валов,  $K_{\rm Ic}$  составляет 65 МПа  $\sqrt{m}$  [8].

Номинальное напряженное состояние в зоне дефекта (рис. 4) определяется крутящим моментом, как преобладающим силовым фактором, и изгибающим моментом, возникающим от несоосности  $\delta$ , угла  $\chi$  развала кронштейнов, деформации больших осей балансиров при движении машины и остаточных деформаций при пробое подвески.

Для определения изгибающего момента от несоосности δ рассмотрим расчетную схему торсионного вала в виде балки с одним защемленным концом (ось ба-



Рис. 4. Схема нагружения торсионного вала

лансира) и не поворачивающейся опорой, имеющей одну вертикальную степень свободы (кронштейн подвески). Решением дважды статически неопределимой задачи [5] получаем формулы для изгибающего момента и поперечной силы:

$$M_{\rm M3\Gamma}^{\delta} = \frac{6E_{\rm T}I_{\rm XT}\delta}{l_{\rm T}^2};$$
$$P = \frac{3E_{\rm T}I_{\rm XT}\delta}{l_{\rm T}}, \qquad (7)$$

где  $E_{\rm T}$  — модуль Юнга торсионного вала;  $I_{\rm XT}$  — осевой момент инерции торсионного вала;  $l_{\rm T}$  — длина торсионного вала.

Сравнение максимальных нормальных и касательных напряжений соответственно от изгибающего момента и поперечной силы показало, что касательные напряжения в  $8l_{\rm T}/d_{\rm T}$  раз меньше нормальных. Поэтому поперечные силы не принимаем во внимание.

Изгибающий момент от угла  $\chi$  развала кронштейнов определяли аналогично, рассматривая балку, защемленную с одной стороны и закрепленную в шарнире с дру-

гой стороны. Изгибающий момент, обеспечивающий равный угол x поворота в шарнире, имеет вид:

$$M_{\mu_{3\Gamma}}^{\chi} = \frac{4E_{T}I_{\chi T}\chi}{l_{\pi}^{2}}.$$
 (8)

Принято допущение, что угол  $\chi$  образуется только вследствие деформации оси балансира, возникающей от силы  $P_{\text{под}}$ , действующей на подвеску, на плече  $l_1$  (см. рис. 4). Влияние деформации корпуса не учитываем. Используя для оси балансира схему консольно закрепленной балки, нагруженной на свободном конце поперечной силой  $P_{\text{под}}$  и изгибающим моментом  $P_{\text{под}}l_1$ , находим угол развала кронштейнов:

$$\chi = \left(\frac{l_2^2}{2E_5 I_{x5}} + \frac{l_1 l_2}{E_5 I_{x5}}\right) P_{\Pi \text{OZ}}, \quad (9)$$

где  $E_6$  — модуль Юнга балансира;  $I_{x6}$  — осевой момент инерции балансира;  $l_2$  — расстояние от торца головки торсионного вала до подшипникового узла в корпусе машины (см. рис. 4).

Окончательная формула изгибающего момента от угла развала кронштейнов после подстановки формул (9) в (8) имеет вид:

$$M_{\mu_{3\Gamma}}^{\chi} = \frac{2P_{\Pi O \Pi}(l_2^2 + 2l_1 l_2)E_{T}I_{xT}}{E_{6}I_{x6}l_{T}}.$$
 (10)

По принципу суперпозиции [5] суммарный изгибающий момент от несоосности и угла развала кронштейнов получаем сложением выражений (7) и (10):

$$M_{\rm M3T} = \frac{6E_{\rm T}I_{\rm XT}\delta}{l_{\rm T}^2} + \frac{2P_{\rm mod}(l_2^2 + 2l_1l_2)E_{\rm T}I_{\rm XT}}{E_6I_{\rm X6}l_{\rm T}}.$$
 (11)

Крутящий момент определяет выражение

$$M_{\rm KD} = P_{\rm \Pi O I} R_{\rm f} \sin\beta, \qquad (12)$$

где  $R_{\bar{0}}$  — радиус балансира;  $\beta$  — угловое отклонение балансира от вертикальной оси.

# Реализация математической модели

Разработанная математическая модель реализована в программном комплексе имитационного моделирования Matlab/Simulink. Модель представлена в виде программного блока (рис. 5), состоящего из трех подсистем верхнего уровня, в которых вычисляются кинематические и силовые параметры нагружения вала, первое главное напряжение и тарировочные функции. Исходной информацией о нагружении является реализация вертикальных перемещений опорного катка за 1 км пути. Модель не требует предварительной схематизации процесса нагружения, интегрирование дифференциальных уравнений (6) происходит на каждом цикле в порядке их следования в эксплуатационном спектре нагружения, который можно получить экспериментально и средствами численного моделирования движения ГМ по грунту с неровностями.

Алгоритм анализа живучести торсионного вала на основании разработанной имитационной модели заключается в следующем.

1. Задают первоначальные глубину  $l_a$  и полудлину  $l_c$  трещины, как пределы чувствительности используемого метода неразрушающего контроля (МНК) или, исходя из размеров дефектов, характерных для используемой механической обработки.

2. По эксплуатационному спектру нагружения устанавливают значения  $P_{\text{под}}$  и  $\beta$  на данном цикле нагружения.

3. По формуле (12) вычисляют крутящий момент  $M_{\rm Kp}$ , по формуле (11) — изгибающий момент  $M_{\rm H3}$ . Значение  $\delta$  принимают исходя из технологического допуска на несоосность кронштейнов подвесок для исследуемой ГМ.

4. По формуле (1) рассчитывают максимальное и минимальное значения первого главного напряжения за цикл.

5. По формулам (4) с использованием тарировочных функций (5) вычисляют размах КИН в точках *а* и *с* фронта трещины за цикл нагружения.

6. По формулам (6) определяют увеличение трещины в точках a и c.

Условием разрушения является выполнение критерия Ирви-



Рис. 5. Структура компьютерной модели распространения трещины в среде Matlab/Simulink

на, когда значение КИН в точке a или c на данном цикле нагружения достигает вязкости разрушения  $K_{\text{Ic}}$ . В противном случае анализ повторяют с п. 2.

#### Верификация математической модели

Для уточнения эмпирических коэффициентов *С и m*, входящих в формулу Пэриса (6), проведен натурный эксперимент, в ходе которого определен остаточный ресурс торсионного вала диаметром 38 мм с искусственно созданным щелевым дефектом в реальных эксплуатационных условиях. Исследуемый торсионный вал установили на пятую правую подвеску быстроходной ГМ массой 16 т с передним расположением моторно-трансмиссионного отделения (рис. 6, см. обложку).

Исследуемая ГМ при сравнительно небольшой массе имеет жесткий узел крепления подвесок к корпусу, поэтому угол  $\chi$  деформации больших осей балансиров при движении незначительный. Несоосность принимали равной 5 мм, что соответствует технологическому допуску для корпуса машины. При этом изгибающий момент был значительно меньше крутящего, поэтому не принимался в расчет. С учетом этого трещину создали на цилиндрической части торсионного вала под углом 45° к продольной оси, т. е. в плоскости действия первого главного напряжения. Расстояние до трещины от торца вала составило 350 мм.

На основании полученных данных о трещиностойкости торсионных валов для рассматриваемой ГМ [6] принято решение о форсированном эксперименте и создании трещины с глубиной, равной половине ее критического значения. Дефект — сегментную щель глубиной 4 мм, длиной 31,8 мм и шириной раскрытия 0,2 мм создавали на электроэрозионном струйном станке DK7740F (рис. 7, см. обложку).

Кинематические и силовые параметры нагружения (рис. 8)



Рис. 8. Эксплуатационные спектры нагружения торсионного вала, представленные действующей на пятую подвеску силой  $P_{\text{под}}(a)$  и углом  $\beta$  положением балансира ( $\delta$ )

исследуемого торсионного вала получены в работе [9] с помощью специализированной измерительной аппаратуры путем записи угла закрутки торсиона при движении ГМ по испытательным трассам.

Натурный эксперимент показал, что разрушение вала произошло при наработке 419 км. Глубина трещины в момент начала долома составила 10,3 мм. Трещина распространялась в плоскости разреза вглубь вала, окончательный долом произошел по винтовой линии (рис. 9, см. обложку). Установлено, что трещина стабильно растет до глубины 7,9 мм, далее наблюдается скачок роста шириной 1,4 мм, вероятно, возникший в результате единичного увеличения нагрузки (например, при наезде на крупное препятствие или в результате пробоя подвески). Долому предшествует узкий участок установившегося роста трещины шириной 1 мм. Отношение полудлины трещины к ее глубине в момент разрушения составило  $l_c/l_a = 1,54$ .

Моделирование распространения трещины показало, что наилучшая сходимость результатов моделирования с экспериментальными данными достигается при  $C = 1,467 \cdot 10^{-11}$  мм(МПа  $\sqrt{m}$ )<sup>-2,5</sup> и m = 2,5. По критическим размерам разница с экспериментом для полудлины  $l_c$  и глубины  $l_a$  составляет 1 %, а по ресурсу 6 %.

## Результаты численного моделирования

Результаты моделирования сведены в таблицу, в которой приняты следующие обозначения:  $l_{a_0}$  и  $l_{a_c}$  — начальная и конечная глубина трещины;  $l_{c_0}$ ,  $l_{c_c}$  — начальная и конечная полудлина трещины;  $K_{I_0}^{(a)}$ ,  $K_{I_{max}}^{(a)}$  — начальный и максимальный КИН для точки *a* фронта трещины;  $K_{I_0}^{(c)}$ ,  $K_{I_{max}}^{(c)}$  — начальный и максимальный и максимальный и максимальный КИН для точки *c* фронта трещины; N — расчетная наработка до разрушения вала.

Установлено, что при наличии дефекта с размерами  $l_{a_0} = 0,25$  мм,  $l_{c_0} = 0,25$  мм, которые соответствуют пределу чувствительности магнитопорошкового МНК [10], разрушение вада произойдет при

магнитопорошкового митк [10], разрушение вала произойдет при наработке N = 4315 км. Трещины с начальной глубиной  $l_a = 0,5$  мм и полудлиной  $l_c \ge 1$  мм могут стать причиной преждевременного отказа при  $N = 2300 \div 2500$  км, что для рассматриваемой ГМ является периодом эксплуатации до первого ТО. Установлено, что по мере увеличения начального размера трещин наблюдается повышение отношения их критических размеров  $l_{c_c}/l_{a_c}$  в момент долома. Во всех рассмотренных случаях разрушение происходит при достижении в точке *c* фронта трещины, выходящей на поверхность вала, критического значения КИН, за исключением трещины с начальной глубиной 4 мм, при  $l_{c_0}/l_{a_0} = 3$ . В этом случае КИН достигает значения  $K_{\rm Ic}$ в наиболее заглубленной точке фронта.

Численное моделирование показало, что для полукруговой начальной трещины отношение конечной полудлины к толщине практически не меняется в зависимости от начальной глубины трещины и составляет около 1,3. Для начальной трещины с отношением  $l_{c_0}/l_{a_0} = 2$  по мере роста начальной глубины трещины значение этого отношения возрастает с 1,32 до 1,4. Для  $l_{c_0}/l_{a_0} = 3$ наблюдается заметный рост  $l_{c_c}/l_{a_c}$  с 1,32 до 1,54. Аналогичная тенденция наблюдается и

для ресурса. При увеличении начальной глубины трещины с 0,25 до 4 мм ресурс уменьшается для  $l_{c_0}/l_{a_0} = 1$  в 5,57 раз, для  $l_{c_0}/l_{a_0} = 2$  в 6,51 раза, а для  $l_{c_0}/l_{a_0} = 3$  в 7,21 раза.

Разработанная математическая модель достаточно точная для практического применения и позволяет оценить ресурс вала с имеющейся начальной трещиной.

Экспериментально установлены значения входящих в формулу Пэриса эмпирических коэффициентов, обеспечивающих наилучшую сходимость результатов моделирования с экспериментальными данными. Расхождение с экспериментом по критическим размерам трещины составило 1 %, а по наработке вала до отказа не превысило 6 %.

Численным моделированием установлено, что по мере роста начальной глубины трещины наблюдается увеличение отношения

Результаты численного моделирования роста трещины в торсионном вале при разных значениях  $I_{c_*}/I_{a_*}$ 

	00									
$\frac{l_{c_0}}{l}$	$l_{a_0}$	l <sub>ac</sub>	$l_{c_0}$	l <sub>cc</sub>	$K_{\mathrm{I}_{0}}^{(a)}$	$K_{\mathrm{I}_0}^{(c)}$	$K_{\mathrm{I}_{\mathrm{max}}}^{(a)}$	$K_{\mathrm{I}_{\mathrm{max}}}^{(c)}$	$\frac{l_{c_c}}{l}$	<i>N</i> , км
$l_{a_0}$	ММ				МПа√м				$l_{a_c}$	,
1	$\begin{array}{c} 0,25\\ 0,5\\ 1,0\\ 1,5\\ 2,0\\ 2,5\\ 3,0\\ 3,5\\ 4,0 \end{array}$	9,41 9,43 9,41 9,43 9,43 9,43 9,43 9,42 9,37 9,37	$\begin{array}{c} 0,25\\ 0,5\\ 1,0\\ 1,5\\ 2,0\\ 2,5\\ 3,0\\ 3,5\\ 4,0 \end{array}$	12,45 12,45 12,49 12,44 12,47 12,45 12,41 12,32 12,26	8,9 12,5 17,3 21,0 23,9 26,3 28,5 30,3 32,0	9,2 13,1 18,6 23,1 26,9 30,4 33,7 36,8 39,8	56,3 56,3 56,3 56,3 56,3 56,3 56,1 56,0 55,8	65,1 65,1 65,1 65,1 65,1 65,1 65,1 65,1	1,32 1,32 1,32 1,32 1,32 1,32 1,32 1,32	4315 3198 2253 1770 1458 1228 1048 898 774
2	$\begin{array}{c} 0,25\\ 0,5\\ 1,0\\ 1,5\\ 2,0\\ 2,5\\ 3,0\\ 3,5\\ 4,0 \end{array}$	9,44 9,44 9,46 9,45 9,50 9,50 9,54 9,60 9,70 9,76	$\begin{array}{c} 0,5\\ 1,0\\ 2,0\\ 3,0\\ 4,0\\ 5,0\\ 6,0\\ 7,0\\ 8,0 \end{array}$	12,50 12,52 12,57 12,61 12,75 12,89 13,10 13,40 13,67	11,7 16,5 23,2 28,2 32,4 36,0 39,2 42,1 44,9	10,3 14,3 19,6 23,4 26,5 29,1 31,4 33,5 35,4	56,4 56,5 56,6 56,8 57,1 57,6 58,1 58,8 59,7	65,1 65,1 65,1 65,1 65,1 65,1 65,1 65,1	1,32 1,32 1,32 1,33 1,34 1,35 1,36 1,38 1,40	3533 2578 1778 1368 1103 909 760 643 543
3	$\begin{array}{c} 0,25\\ 0,5\\ 1,0\\ 1,5\\ 2,0\\ 2,5\\ 3,0\\ 3,5\\ 4,0 \end{array}$	9,43 9,44 9,49 9,54 9,63 9,77 9,99 10,19 10,23	$\begin{array}{c} 0,75\\ 1,5\\ 3,0\\ 4,5\\ 6,0\\ 7,5\\ 9,0\\ 10,5\\ 12,0 \end{array}$	12,49 12,54 12,68 12,89 13,21 13,70 14,37 15,15 15,74	12,9 18,2 25,6 31,2 35,8 39,8 43,3 46,6 49,6	8,9 12,1 15,7 18,0 19,7 21,1 22,5 23,9 25,3	56,4 56,5 56,9 57,5 58,5 59,8 61,5 63,6 65,1	$\begin{array}{c} 65,1\\ 65,1\\ 65,1\\ 65,1\\ 65,1\\ 65,1\\ 65,1\\ 65,1\\ 65,1\\ 63,6\end{array}$	$1,32 \\ 1,32 \\ 1,34 \\ 1,35 \\ 1,37 \\ 1,40 \\ 1,43 \\ 1,48 \\ 1,54$	3198 2308 1563 1183 938 765 638 539 443

 $l_{c_c}/l_{a_c}$  в момент долома. С увеличением отношения начальных длины трещины к глубине наблюдается более интенсивное снижение ресурса по мере увеличения начальной глубины.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Chandra D., Purbolaksono J., Nukman Y. Surface crack growth in a solid cylinder under combined cyclic bending-torsion loading // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2018. Vol. 13. P. 1033—1041.

2. Саврук М. П. Механика разрушения и прочность материалов: Справочное пособие / Под общ. ред. В. В. Панасюка. Т. 2. Коэффициенты интенсивности напряжений в телах с трещинами. Киев: Наукова думка, 1988. 620 с.

3. **Мураками Ю.** Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений. Т. 2 / Пер. с англ. М.: Мир, 1990. 1016 с.

4. Партон В. З., Морозов Е. М. Механика упругопластического разрушения. Основы механики разрушения. М.: ЛКИ, 2008. 352 с.

5. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016. 543 с.

6. Покровский А. М., Дубин Д. А. Анализ трещиностойкости торсионных валов гусеничной машины при эксплуатационных нагрузках. М.: Известия вузов. Машиностроение. 2018. № 1 (694). С. 37—44.

7. Покровский А. М., Дубин Д. А. Выбор тарировочных функций для моделирования роста усталостных трещин в торсионных валах // Сб. науч. тр. конф. «Механика и математическое моделирование в технике». 2017. С. 332—336.

8. Ковчик С. Е., Морозов Е. М. Механика разрушения и прочность материалов: Справочное пособие / Под общ. ред. В. В. Панасюка Т. 3. Характеристики кратковременной трещиностойкости материалов и методы их определения. Киев: Наукова думка, 1988. 436 с.

9. Экспериментальное определение кинематических и силовых параметров нагружения элементов системы подрессоривания быстроходной гусеничной машины / Д. А. Дубин, О. А. Наказной, И. А. Смирнов, А. Н. Шлеев // Тр. НАМИ. 2016. № 3 (266). С. 45—53.

10. ГОСТ Р 56512—2015. Контроль неразрушающий. Магнитопорошковый метод. Типовые технологические процессы. М.: Стандартинформ, 2016. 60 с.

С. Н. ЯКОВЛЕВ, канд. техн. наук (Санкт-Петербургский политехнический университет им. Петра Великого), В. Л. МАЗУРИН (ООО "НТЦ АВИАСИСТЕМЫ", г. Санкт-Петербург), e-mail: stannik59@mail.ru

# Экспериментальное определение долговечности полиуретанового манжетного уплотнения

Получены эмпирические зависимости для определения интенсивности изнашивания фторсилоксанового полиуретанового эластомера во фрикционном контакте со стальной шлифованной поверхностью в режиме жидкостного трения, а также его долговечности с учетом условий нагружения.

**Ключевые слова:** полиуретан, манжетное уплотнение, долговечность, эмпирическая зависимость.

Empirical dependences are obtained for determining the wear rate of a fluorosiloxane polyurethane elastomer in frictional contact with a polished steel surface in fluid friction mode, as well as its durability taking into account the loading conditions.

**Keywords:** polyurethane, lip seal, durability, empirical dependence.

В современном машиностроении качество уплотнительных устройств в значительной степени определяет работу машин и механизмов. Из уплотнительных устройств контактного типа наибольшее распространение получили резиновые армированные манжетные уплотнения вращающихся валов. Традиционная конструкция манжеты [1, 2] это армированное металлическим каркасом резиновое кольцо с фигурным профилем. На гибкий уплотнительный выступ манжеты, как правило, устанавливается браслетная пружина, обеспечивающая стабильный во времени прижим выступа к поверхности вращающегося вала.

Герметизация вращающихся валов осуществляется в результате заполнения микронеровностей уплотняемой поверхности и их перекрытия резиной, что предотвращает вытекание уплотняемой среды (моторного или трансмиссионного масла, гидравлической жидкости и др.) из рабочей полости.

Первые сообщения о разработке столь простой и рациональной конструкции резиновых манжет для уплотнения вращающихся валов появились в научно-технической литературе в 30-х годах XX в., очевидно, с началом синтеза и применения маслостойких бутадиеннитрильных каучуков, которые остаются основным материалом в производстве манжетных уплотнений до настоящего времени.

В передовых промышленно-развитых странах в последние 50 лет во многих технических приложениях вместо резины используют полиуретан, имеющий высокие физико-механические свойства, большой диапазон твердости, эластичности, низкую истираемость, высокие прочность, сопротивление раздиру, маслобензостойкость и кислотостойкость [3—5].

Учитывая, что долговечность и износостойкость манжетных уплотнений в большой степени определяются теплостойкостью резины, ее способностью противостоять затвердеванию, растрескиванию (радиальные трещины на уплотнительном выступе) и потере эластических свойств, было решено изготовить и провести испытания манжетных уплотнений из фторсилоксанового полиуретана фирмы Synair (США).

Цель данной работы — получить эмпирическую зависимость для определения долговечности полиуретановых манжетных уплотнений при разных условиях нагружения.

Данные, приведенные в научно-технической литературе, и результаты последних научных исследований [6] показали, что для обеспечения герметичности системы необходимо соблюдение, по крайней мере, двух условий:

 давление в зоне фрикционного контакта уплотнительного выступа манжеты с вращающимся валом должно превышать давление натекания уплотняемой рабочей среды;

2) давление уплотняемой среды должно уравновешиваться силами поверхностного натяжения жидкостного смазывающего слоя между манжетой и валом.

Типичная конструкция манжетного уплотнения по ГОСТ 8752—79 приведена на рис. 1.

Манжетное уплотнение имеет три основных элемента: уплотнительный выступ из эластомерного материала; металлическую арматуру, придающую ей необходимую жесткость; браслетную пружину, создающую радиальное усилие на уплотнительный выступ и прижимающую его к вращающемуся валу.



Рис. 1. Конструкция манжетного уплотнения:

*I* — корпус; *2* — арматура; *3* — браслетная пружина; *4* — вал; *5* — эластомерный материал; *6* — уплотняемая среда

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

Для исследования работоспособности манжетных уплотнений вращающихся валов, прогнозирования срока их службы или долговечности, определения характера износа и условий трения в зоне фрикционного контакта в зависимости от условий эксплуатации необходимо специальное оборудование. Применяемые для этих целей экспериментальные установки или стенды должны фиксировать такой важный параметр, как температура во фрикционном контакте неподвижной манжеты и вращающегося вала, так как именно температура определяет характер и интенсивность износа и, как следствие, долговечность уплотнения. Кроме того, стенд должен обеспечивать проведение испытаний в широком диапазоне скоростей скольжения и давлений уплотняемой среды. Одна из экспериментальных установок подробно описана в работе [7]. Стенд позволяет проводить одновременные испытания двух манжет размерами 120×150×12 мм по ГОСТ 8752—79. В качестве эластомерного материала использовали фторсилоксановый полиуретан твердостью 80 ShA, который сохраняет работоспособность (эластичность, отсутствие оплавления и растрескивания) в диапазоне рабочих температур -60÷200 °С. Данный материал широко используется в технике благодаря высокой стабильности физико-механических свойств и их малой зависимости от температуры.

Манжетные уплотнения из данного эластомера работают в тяжелых условиях: линейная скорость во фрикционном контакте вала и манжеты до 20 м/с; температура уплотняемой среды до 90 °С; избыточное давление уплотняемой среды до 0,05 МПа. При выборе параметров нагружения манжеты для экспериментального исследования ориентировались на манжеты, применяемые в конструкции дизеля в составе дизель-электростанции.

Эти экспериментальные исследования манжетных уплотнений отличались высоким давлением уплотняемой среды  $P_{\rm изб} = 0,05~\rm M\Pi a$ . Это можно объяснить тем, что манжеты предназначались для ремонта дизель-генераторов, отработавших  $10\div15~\rm tыc.~ч$ , в которых рабочие газы из камеры сгорания прорываются в картер и создают высокое избыточное давление моторного масла.

В качестве рабочих параметров нагружения манжетного уплотнения выбрали линейную скорость 9,5 м/с и избыточное давление уплотняемой среды (моторное масло) 0,05 МПа. Продолжительность стендовых испытаний приняли равной ресурсу стандартной манжеты, т. е. 10 000 ч.

Экспериментальные исследования проводили при частоте вращения вала n = 1500 мин<sup>-1</sup> ( $v_{лин} = 9,42$  м/с) и давлении уплотняемой среды  $P_{из5} = 0,05$  МПа. Через каждые 1000 ч испытательный стенд разбирали и измеряли радиальный износ  $И_{\rm M}$  манжеты, максимальную глубину  $И_{\rm B}$  канавки изношенной поверхности вала и ширину *a* контак-



Рис. 2. Расчетная схема манжеты для определения контактного давления:

1 — арматура; 2 — эластомерный материал; 3 — уплотняемая среда; 4 — вал; 5 — браслетная пружина

та рабочей кромки манжеты. Данные экспериментального исследования обрабатывали и по ним получали эмпирические зависимости для определения долговечности манжеты при разных условиях нагружения.

Ресурс (работоспособность или долговечность) манжетного уплотнения до выхода из строя можно определить по моменту наступления предельного состояния, когда уплотнение теряет свою герметичность. Для данного типоразмера манжеты согласно ГОСТ 8752—79 срок службы принимается, пока утечка уплотняемой среды не превысит 0,5 см<sup>3</sup>/ч.

Одним из главных факторов, определяющих долговечность манжетного уплотнения, является величина контактной нагрузки между ним и вращающимся валом. При незначительной контактной нагрузке образуется более толстая смазочная пленка между манжетой и вращающимся валом, что приводит к появлению утечек. При повышенной контактной нагрузке ухудшаются условия смазывания трущихся поверхностей, увеличивается температура во фрикционном контакте. При этом температура является наиболее важным фактором, определяющим износ манжетного уплотнения и его долговечность.

Контактное давление манжеты на вал определим в соответствии с расчетной схемой, приведенной на рис. 2, и согласно работе [8] по формуле

$$P_{\rm K} = P_{\rm ynp} + P_{\rm np} + P_{\rm H36} = A_1 \frac{\delta E}{a} + \frac{T}{ra_{\rm B}} + A_3 p_{\rm cp}, (1)$$

где  $P_{ynp}$  — упругая сила от предварительного натяга уплотнительного выступа;  $P_{np}$  — сила браслетной пружины;  $P_{из\delta}$  — сила избыточного давления уплотняемой среды; E — статический модуль упругости полиуретана при сжатии, МПа; T — тарировочное усилие при растяжении браслетной пружины до длины, соответствующей геометрическим размерам манжеты, МПа;  $A_1 = \frac{a_1 h}{r_B r_M} + \frac{k^3}{4I^3} + \xi \frac{k l_0}{r_B y}$ 

и 
$$A_3 = 1 + \frac{3}{8} \frac{l_0}{a \cos^2 \alpha} \frac{\Delta p}{p_{\rm cp}}$$
 — геометрические па-

раметры манжеты, учитывающие деформируемость уплотнительного выступа манжеты соответственно от предварительного натяга и избыточного давления уплотняемой среды. Здесь  $\xi =$ 

$$= \left(1 - \frac{r_{\rm M}^2}{y^2}\right) \ln\left(1 + \frac{y}{r_{\rm M}}\right) + \frac{r_{\rm M}}{y} - \frac{1}{2}$$
 — параметр, учиты-

вающий геометрию уплотнительного выступа манжеты;  $p_{\rm cp}$  и  $\Delta p$  — соответственно давление и перепад давления уплотняемой среды, МПа;  $a, a_1, h, r_{\rm B}$ ,  $r_{\rm M}, l, l_0, \delta, y, k$  — геометрические параметры уплотнительного выступа манжеты.

Для исследуемых манжет приняли следующие значения параметров:  $a = 0 \div 2,5$  мм;  $a_1 = 3,1$  мм; h = 3,5 мм; k = 2 мм; l = 6,5 мм;  $l_0 = 6$  мм; y = 3 мм;  $\alpha = 25^\circ$ ;  $r_{\rm B} = 60$  мм и  $r_{\rm M} = 59,5$  мм. В процессе изнашивания параметры  $a, \delta, h, r_{\rm B}, r_{\rm M}$  изменяются. На величину контактного давления значительное влияние оказывает изменение ширины a полоски контакта. Поэтому контактное давление можно рассчитать только для определенного момента работы уплотнения. Например, в начальный момент испытания, когда кромки манжет острые и полоски контакта имеют минимальную ширину a = 0,5 мм, расчетом по формуле (1) получено давление во фрикционном контакте вала и уплотнения  $P_{\rm K} = 1,7$  МПа.

При выборе эластомерного материала для манжетного уплотнения на специальной экспериментальной установке провели сравнительные исследования фрикционных свойств разных материалов в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным по скорости, давлению, смазыванию, шероховатости поверхности и т. д. По результатам исследований получили выражения для определения интенсивности изнашивания разных эластомеров в зависимости от условий нагружения.

Интенсивность изнашивания фторсилоксанового полиуретанового эластомера в режиме скольжения во фрикционном контакте со стальной шлифованной поверхности и жидкостного трения можно определить по зависимости

$$I_h = [2,2p^{1,07} + 0,01(v_{\pi \mu H} - 2,0) + 0,02(85 - ShA)]10 - 12,$$

1.05

где p — контактное давление, МПа;  $v_{лин}$  — скорость скольжения, м/с; ShA — твердость полиуретана по Шору.

Толщину износа определили по формуле

$$h=I_hL,$$

#### ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

где  $I_h$  — интенсивность линейного износа; L — путь трения, мм.

На основании экспериментальных измерений ширины *а* полоски контакта по формуле (1) определили контактное давление и интенсивность изнашивания манжеты для разных временных периодов работы уплотнения, получили расчетную кривую износа манжеты.

Согласно методике экспериментального исследования длительность всего испытания разбили на временные отрезки по 1000 ч (путь трения или пробег 33 912 км). После каждых 1000 ч испытания экспериментальную установку разбирали и измеряли износы манжеты, вала и ширину уплотнительного выступа манжеты.

Величину износа манжеты определяли по разности тороидных диаметров браслетной пружины, измеренных с помощью специального приспособления до испытаний и после 1000 ч работы.

Износ вала и ширину уплотнительного выступа манжеты измеряли на профилографе А-7 завода "Калибр" (при глубине канавки до 0,1 мм) и на инструментальном микроскопе УИМ-21 (при глубине канавки >0,1 мм) с использованием проекционного (теневого) метода.

С учетом высокой стабильности физико-механических свойств полиуретанового эластомера и абсолютно одинаковых условий нагружения получили очень незначительную разность величин износа двух манжет. В таблице приведены усредненные величины износа манжеты и вала и ширины полоски контакта.

При расчете интенсивности изнашивания манжетного уплотнения на временном отрезке  $0\div 1000$  ч ширину полоски контакта принимаем a = 0,5 мм, на втором временном отрезке из таблицы берем a = 1 мм и т. д. На рис. 3 приведены зависимости износа манжеты и вала от продолжительности работы уплотнения. Экспериментальная зависимость износа манжеты хорошо аппроксимируется выражением:

$$M_{\rm M} = \alpha 0, 14\tau^{0.52}, \tag{2}$$

где  $\alpha = 1$  мм/ч — коэффициент;  $\tau$  — продолжительность работы, тыс. ч.

Продолжитель-	Износ	Износ	Ширина
ность работы уп-	манжеты И <sub>м</sub> ,	вала И <sub>в</sub> ,	полоски кон-
лотнения, тыс. ч	мм	мм	такта <i>а</i> , мм
1 2 3 4 5 6 7 8 9	$\begin{array}{c} 0,14\\ 0,20\\ 0,25\\ 0,29\\ 0,33\\ 0,36\\ 0,39\\ 0,41\\ 0,43\\ 0,45\\ \end{array}$	0,08 0,12 0,15 0,18 0,20 0,21 0,22 0,23 0,24 0,25	0,5 1,0 1,3 1,5 1,7 1,8 1,9 2,0 2,1 2,2



Рис. 3. Зависимости износа манжеты ( $M_{\rm M}$ ) и вала ( $M_{\rm B}$ ) от продолжительности  $\tau$  работы уплотнения:

• — расчетные данные; • — экспериментальные значения

Анализируя формулу (1), отметим, что сила  $P_{ynp}$ уменьшается с увеличением износа манжеты и вала и даже становится отрицательной величиной. Ее уменьшению способствует и то, что эластомерный уплотнительный выступ манжеты сильно размягчается при нагреве. Следовательно, уплотнение потеряет герметичность, когда суммарное контактное давление приблизится к нулю:

$$P_{\rm ynp} + P_{\rm np} + P_{\rm H36} = 0.$$
 (3)

В этом состоянии упругие силы уплотнительного выступа манжеты уравновешиваются силой прижимающей браслетной пружины, при этом принимаем  $P_{\mu_{35}} = 0$  ввиду ее незначительности (3÷4 % от  $P_{\kappa}$ ).

Из выражения (3) определим условный натяг  $\delta_{\text{пред}}$ , соответствующий предельному состоянию манжетного уплотнения:

$$\delta_{\text{пред}} = -\frac{T}{EA_1r_{\text{B}}},$$

где *r*<sub>в</sub> — радиус вала, мм.

Если пренебречь изменением параметров  $A_1$ ,  $r_{\rm B}$ и *T* вследствие износа, а также изменением модуля упругости полиуретана в связи с нагревом, то в данном случае  $\delta_{\rm пред} = 0,47$  мм.

Очевидно, что для выполнения условия (3) суммарный износ манжеты и вала должен равняться сумме абсолютных величин предварительного и предельного натягов:

$$\mathcal{U}_{\rm M} + \mathcal{U}_{\rm B} = \delta_{\rm предB} + |\delta_{\rm пред}|.$$

Для экспериментальных манжет размером 150×120×12 мм в соответствии с ГОСТ 8752—79:

$$\delta_{\Pi \text{редB}} + |\delta_{\Pi \text{ред}}| = 0.25 + 0.47 = 0.72 \text{ MM}.$$

По расчетной кривой износа манжетного уплотнения определим продолжительность работы уплотнения до расчетной величины износа. Для манжеты размером  $150 \times 120 \times 12$  мм при скорости  $v_{\rm лин} = 9,5$  м/с во фрикционном контакте и давлении  $P_{\rm из5} = 0.05$  МПа уплотняемой среды расчетная долговечность составит  $\approx 9400$  ч.

Результаты испытаний подтвердили, что экспериментальные манжеты теряют герметичность в среднем после  $9000\div10~000$  ч работы при радиальном износе уплотнительной кромки манжеты  $0,4\div0,5$  мм и глубине канавки на валу  $0,2\div0,3$  мм.

Экспериментальные исследования условий трения и фрикционных характеристик эластомерного материала показали, что основным видом износа уплотнений вращающихся валов является усталостный. Интенсивность изнашивания и долговечность уплотнений определяются температурой в зоне контакта, которая является функцией большого числа взаимосвязанных параметров, в частности скорости, контактного давления, шероховатости поверхности и др.

Ранее автор экспериментально определил температуру во фрикционном контакте вала и уплотнения и получил эмпирическую зависимость температуры от скорости и контактного давления:

$$T = (T_{\rm B} + 28,3 v_{\rm ЛИH}^{0,39}) 200 P_{\rm M36}^{0,08}, \qquad (4)$$

где  $T_{\rm B}$  — температура окружающего воздуха, °С.

Изменение температуры составляет примерно 70 °С и лежит в диапазоне от 60 °С (при  $v_{лин} = 2 \text{ м/c}$ ;  $P_{из6} = 0$ ) до 130 °С (при  $v_{лин} = 20 \text{ м/c}$ ;  $P_{из6} = 0.05 \text{ МПа}$ ), при этом интенсивность изнашивания манжеты изменяется от 4,1 · 10<sup>-12</sup> до 1,0 · 10<sup>-12</sup>.

Известно, что долговечность манжетного уплотнения определяется по моменту начала потери герметичности.

На основании экспериментальных данных можно утверждать, что для манжет данного типоразмера предельный износ составляет в среднем 0,45 мм. Подставив предельный износ в выражение (2), определим долговечность манжетного уплотнения  $\tau = 3,21^{1,92} \approx 9400$  ч, которая характерна при линейной скорости  $v_{\text{лин}} = 9,5$  м/с, давлении уплотняемой среды  $P_{\text{изб}} = 0,05$  МПа и температуре во фрикционном контакте  $\approx 110$  °C.

Зависимость интенсивности изнашивания манжетного уплотнения от температуры в контакте несколько отличается от линейной. Однако это отличие составляет  $\approx 5 \div 7 \%$  и к тому же занижает расчетную долговечность уплотнения.

Эмпирическое выражение для определения долговечности манжетного уплотнения с учетом влияния температуры в контакте имеет вид:

$$\tau = 3.21^{2,15-0,0047(T-60)}.$$
(5)

Подставив выражение (4) в формулу (5), получим окончательное эмпирическое выражение для определения долговечности манжетного уплотнения в зависимости от условий нагружения:

$$\tau = 3,21^{2,15-0,0047[(T_{\rm B}+28,3v_{\rm ЛИH}^{0,39})200P_{\rm M36}^{0,08}-60]}$$

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4
УДК 621.65.03

Д. Г. СВОБОДА, канд. техн. наук, А. А. ЖАРКОВСКИЙ, д-р техн. наук, Е. А. ИВАНОВ (Санкт-Петербургский политехнический университет им. Петра Великого), С. Ю. ЩУЦКИЙ, канд. техн. наук, П. Ю. ДЯГИЛЕВ (АО "Центральное конструкторское бюро машиностроения", г. Санкт-Петербург), e-mail: svoboda\_dg@spbstu.ru

# Создание осевых насосов с высоким КПД и незападающей формой характеристики

Методами вычислительной гидродинамики исследовано течение вязкой жидкости в проточных частях высокоэффективных каталожных осевых насосов. Даны рекомендации по проектированию проточной части, обеспечивающей высокий КПД при незападающей форме напорной характеристики при работе осевого насоса в качестве главного циркуляционного насосного агрегата в реакторных установках.

Ключевые слова: осевой насос, незападающая напорная характеристика, численные исследования, расчетные поля скоростей, проточная часть, проектирование.

Methods of computational hydrodynamics are used to study the flow of a viscous fluid in the flow parts of highperformance catalog axial pumps. Recommendations are given for the design of the flow part, which provides high efficiency with a non-falling form of pressure characteristics at operating of an axial pump as the main circulation pump unit in reactor installations.

**Keywords:** axial pump, expansive pressure characteristic, numerical studies, design velocity fields, flow part, design.

Лопастные насосы осевого типа широко используются, в частности, в качестве главных циркуляционных насосов агрегатов (ГЦНА), разрабатываемых в настоящее время инновационных реакторных установок на быстрых нейтронах, перекачивающих жидкометаллический теплоноситель. Напорная характеристика осевых насосов может иметь западающий участок в области подач  $Q = (0,6 \div 0,8) Q_{\rm H}$ , где  $Q_{\rm H}$  — подача в номинальном режиме. Наличие седловидной формы напорной характеристики осевого насоса приводит к ограничению возможностей его регулирования. При работе насоса в качестве ГЦНА маневрирование мощностью реакторной установки (изменение расхода теплоносителя через активную зону) осуществляется изменением частоты вращения насоса.

Перемещение рабочей точки в область малых подач, при которых напорная характеристика насоса имеет западающий участок, может привести к значительным колебаниям подачи и неустойчивой работе насоса. Обеспечение требуемой формы напорной характеристики в данном случае является необходимым условием для осевых насосов, работающих параллельно на общую напорную камеру.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 33)

Таким образом, на основании экспериментального исследования получили эмпирическую зависимость, позволяющую на стадии проектирования агрегата, исходя из условий работы, определять долговечность манжетного уплотнения по величине предельного износа.

#### Выводы

При рабочих температурах, не вызывающих появление радиальных трещин на уплотнительной кромке, износ манжеты и вала является главным фактором, определяющим долговечность уплотнения.

Радиальное изнашивание уплотнительной кромки манжеты происходит с убывающей во времени интенсивностью.

Основным фактором, определяющим интенсивность изнашивания уплотнительной кромки манжеты, является температура во фрикционном контакте, которая определяет весь комплекс прочностных, фрикционных и усталостных свойств эластомера.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Схиртладзе А. Г. Гидравлические и пневматические системы. М.: Высшая школа, 2006. 405 с.

2. Винников В. А. Гидромеханика. М.: МГГУ, 2003. 384 с.

3. **Manuel Valero F.** Preparation and Properties of Polyurethanes based on Castor Oil Chemically Modified with Yucca Starch Glycoside // Journal of Elastomers and Plastics. 2009. N. 41. P. 223–244.

4. **Maity M.** Polyblend Systems of Polyurethane Rubber and Silicone Rubber in the Presence of Silane Grafting Agent // Journal of Elastomers and Plastics. 2001. N. 33. P. 211–224.

5. Kahraman H., Haberstroh E. Einfluss von aktiven Fullstoffen in Elastomeren auf den anisotropen Mullins-Effekt. Anisotroper Mullins-Effekt // Gummi. Fasern. Kunst-stoffe. 2014. N. 5. P. 296–298.

6. Лепешкин А. В., Михайлин А. А. Гидравлические и пневматические системы. М.: Академия, 2013. 336 с.

7. **Яковлев С. Н., Мазурин В. Л.** Экспериментальное определение температуры во фрикционном контакте манжетного уплотнения и вала // Вестник машиностроения. 2018. № 12. С. 43—47.

8. Логиновас А. К. Исследование износа манжетного уплотнения вращающегося вала // Каучук и резина. 1971. № 3. С. 26—29.

Исследования течения в осевых насосах проводили многие авторы [1—4]. В результате исследований были выработаны рекомендации по проектированию проточной части с высокими энергетическими показателями в рабочей точке. Известны и способы получения стабильной формы напорной характеристики осевого насоса [5—8]. Однако их использование приводит к существенному снижению параметров насоса (напора и КПД) в

номинальном режиме. Таким образом, задача создания проточной части осевого насоса с незападающей напорной характеристикой при малых подачах и в то же время с высоким КПД в номинальном режиме является актуальной.

С целью выработки рекомендаций по проектированию проточной части, удовлетворяющей требованиям обеспечения высокого КПД при незападающей форме напорной характеристики, были выполнены численные исследования течения вязкой жидкости в проточных частях высокоэффективных осевых насосов, для которых имелись данные по их геометрии и экспериментальные энергетические характеристики. Коэффициент быстроходности рассмотренных насосов был выбран близким к коэффициенту быстроходности  $n_s = 580$  осевого насоса, разрабатываемого для инновационной реакторной установки. Это насосы ОП5 и ОП2 (ВИГМ) и насос ЦН-44, спроектированный в ЛПИ им. М. И. Калинина. Данные насосы имеют поворотные лопасти. Установка лопастей рабочего колеса (РК) под отрицательным углом по сравнению с установкой под углом для номинального режима позволяет сместить западающий участок напорной характеристики в область малых подач и либо уменьшить зону западания, либо устранить ее, но при снижении КПД в номинальном режиме [9].

Основные параметры исследованных насосов представлены в таблице.

Твердотельные 3D-модели (рис. 1) лопастных систем насосов создали в программе трехмерного проектирования SolidWorks на основе имеющихся разверток профилей лопастей РК и ВА. Расчетную область образовывали путем удаления из твердотельной модели проточной части насоса массива

Параметр насоса	ОП5	ОП2	ЦН-44
Диаметр D <sub>PK</sub> , мм Число лопастей PK z <sub>PK</sub>	353 4	350 5	272 5
Втулочное отношение $\overline{d}_{\rm BT}$	0,481	0,594	0,569
Коэффициент расхода $K_Q$	0,5	0,4	0,454
Коэффициент напора <i>К</i> <sub>н</sub> Коэффициент быстроходности <i>n<sub>s</sub></i>	0,12 780	0,14 597	0,164 570



Рис. 1. 3D-модели лопастных систем насосов ОП5 (а), ОП2 (б), ЦН-44 (в)

лопастных систем РК и ВА, а также моделированием требуемых условий подвода и отвода жидкости [10].

Построение расчетной сетки осуществляли в программе ICEM CFD, где были сгенерированы тетраэдральные неструктурированные сетки доменов РК и ВА. Максимальный размер элемента сетки в ядре потока задавался  $\Delta_{max} = 4$  мм, что соответствует ≈1,5 % диаметра рабочего колеса. В местах быстрого изменения параметров течения (входные и выходные кромки лопастей, места скруглений, галтели) сетку сгущали до  $\Delta = 2$  мм. Так как размеры ячеек сетки в ядре потока значительно превышают толщину пограничного слоя, то для адекватного моделирования течения жидкости вблизи твердых стенок проточной части (лопасти, втулка, камера, неподвижные стенки подвода и отвода) создавали слои призматических элементов. Количество ячеек составило ≈5 млн элементов для каждого домена расчетной области. Качество расчетной сетки контролировалось по величине безразмерного параметра Y<sup>+</sup> на обтекаемых поверхностях и визуально с целью недопущения наличия чрезмерно вытянутых и перекошенных ячеек.

В препроцессоре программного комплекса Ansys CFX задавались следующие граничные условия: на входе в расчетную область — полное давление 0,1 МПа, на выходе из отвода — массовый расход, соответствующий рассматриваемому режиму. Расчет течения проводили в стационарной постановке. Режим течения — турбулентный. Для замыкания уравнений Рейнольдса использовалась стандартная k-ε RANS — модель турбулентности.

На рис. 2, *а*—*в* представлены расчетные и экспериментальные энергетические характеристики насосов ОП5, ОП2, ЦН-44, полученные расчетом течения вязкой жидкости в их проточных частях с использованием программного комплекса Ansys CFX.

Анализ результатов расчета показал хорошее качество прогнозирования характеристик насосов. Интегральные параметры прогнозируются с точностью  $\approx 5$  % для исследованных насосов с коэффициентами быстроходности  $n_s = 550 \div 680$  в рабочем диапазоне подач  $Q = (0,6 \div 1,0) Q_{\rm H}$ . В режимах малых подач при  $Q < 0,6 Q_{\rm H}$  экспериментальные данные

отсутствуют, что связано со сложностью экспериментального определения параметров насоса в области его нестабильной работы. Численные исследования характеристик в области провала напорных характеристик проводить методами CFD возможно.

Согласно графикам, полученным по результатам численного моделирования, напорные характеристики насосов ОП2 и ЦН-44 имеют при  $Q = (0,3\div0,5) Q_{\rm H}$  достаточно большой западающий участок. Напорная характеристика насоса ОП5 при угле установки  $\varphi = 0$  практически незападающая. Поэтому требовалось найти различие в характере течения в проточной части рассматриваемых насосов и понять причины, ведущие к западанию характеристик.



Рис. 2. Характеристики при угле установки  $\varphi = 0$  насосов ОП5 (*a*), ОП2 ( $\delta$ ), ЦН-44 (*s*):

1 и 2 — расчетный и экспериментальный коэффициенты напора; 3 и 4 — расчетный и экспериментальный КПД



Рис. 3. Расчетные поля скоростей в РК насоса ОП5 при  $Q = Q_{\rm H}$ (*a*-*b*) и  $Q = 0.5Q_{\rm H}$  (*z*-*e*):

у втулки (a-e), на средней поверхности (б и d) и на периферии (в и e)

На рис. 3—5 представлены расчетные поля относительных скоростей на цилиндрических поверхностях в межлопастных каналах РК [у втулки  $(h/h_{\text{max}} = 0,1)$ , на средней поверхности  $(h/h_{\text{max}} = 0,5)$  и на периферии у камеры РК  $(h/h_{\text{max}} = 1)$ ]. Визуализация течения вязкой жидкости выполнена для двух режимов — номинального и режима с  $Q = 0.5Q_{\text{H}}$ , который характеризуется началом провала напорной характеристики у большинства осевых насосов. Такие исследования позволили провести сравнительный анализ течения в проточных частях насосов ОП5, ОП2 и ЦН-44.

Из анализа представленных для разных насосов полей скоростей следует:

1. При номинальном режиме во всех насосах большая часть потока протекает через периферийные сечения межлопастных каналов.

2. При режиме  $Q = 0.5Q_{\rm H}$  в насосах ОП2 и ЦН-44 происходит "запирание" течения в периферийном сечении межлопастного канала РК, поэтому поток в основном протекает через втулочное и среднее сечения проточной части.

3. Отрывное течение во втулочном сечении насоса ОП5 (см. рис. 3, *г—е*) не приводит к ухудшению формы напорной характеристики при малых подачах.

4. Таким образом, можно предположить, что причиной западания напорной характеристики насосов ОП2 и ЦН-44 в режимах малых подач явля-



Рис. 4. Расчетные поля скоростей в РК насоса ОП2 при  $Q = Q_{\rm H}$ (*a*-*e*) и  $Q = 0.5 Q_{\rm H}$  (*c*-*e*):

у втулки (a-r), на средней поверхности (б и d) и на периферии (в и e)



Рис. 5. Расчетные поля скоростей в РК насоса ЦН-44 при  $Q = Q_{\rm H} (a-e)$  и  $Q = 0.5 Q_{\rm H} (z-e)$ :

у втулки (a-e), на средней поверхности ( $\delta$  и d) и на периферии ( $\beta$  и e)

ются нарушение обтекания лопастей в периферийных сечениях и выключение их из работы по приращению энергии, что и ведет к недосозданию напора насоса в этих режимах.

5. При проектировании осевого насоса с незападающей формой напорной характеристики необходимо обеспечить безотрывное обтекание лопастей РК в периферийных сечениях проточной части либо разгрузить их увеличением влияния средних сечений на приращение энергии рабочего колеса.

Выполнения п. 5 вышеперечисленных условий можно добиться, задавая переменный закон изменения теоретического напора вдоль радиуса РК (рис. 6), уменьшая кривизну лопасти в периферийном сечении и увеличивая ее в средних сечениях. При этом требуемый расчетный теоретический напор обеспечивается равенством площадей, отсекаемых линией постоянного напора  $H_{\rm T}$  = const.

Тогда в режимах малых подач, при которых происходит запирание течения в периферийных сечениях, напор, недосозданный лопастью в этих сечениях, будет восполнен дополнительной энергией, создаваемой средними сечениями лопасти.

Такой подход был применен при проектировании новой проточной части осевого насоса с быстроходностью  $n_s = 580$ , расчетные и эксперимен-



Рис. 6. Расчетный теоретический напор РК при традиционном (1) и рекомендуемом (2) подходах



Рис. 7. Характеристики разработанного осевого насоса (*n<sub>s</sub>* = 580): 1 и 2 — расчетный и экспериментальный коэффициенты *K<sub>H</sub>* напора; 3 и 4 — расчетный и экспериментальный КПД

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4



Рис. 8. Зависимость втулочного отношения  $d_{\rm BT}$  от коэффициента  $n_s$  быстроходности:

 – разработанная ЛС, ■ – насос ОП-5, ∆ – насос ОП-2, ○ – насос ЦН-44



Рис. 9. Зависимость коэффициента напора  $K_{\rm H}$  от коэффициента  $n_s$ быстроходности

(обозначения см. на рис. 8)



Рис. 10. Зависимость втулочного отношения  $d_{\rm BT}$  от коэффициента  $K_{\rm H}$  напора

(обозначения см. на рис. 8)

тальные энергетические характеристики которой представлены на рис. 7.

Из графиков на рис. 7 следует, что спроектированная проточная часть является высокоэффективной и имеет незападающую форму напорной характеристики в широком диапазоне работы данного осевого насоса. При этом течение жидкости в межлопастном канале при режиме  $Q = 0.5Q_{\rm H}$  происходит без нарушения обтекания лопастей РК, что и обеспечивает незападающую форму напорной характеристики данного осевого насоса в режимах малых подач.

На рис. 8—10 представлено сравнение гидродинамических и конструктивных параметров исследованных проточных частей насосов (см. таблицу) и осевого насоса, спроектированного с учетом полученных рекомендаций. Сплошными линиями на рисунках отображены зависимости, полученные по результатам обобщения параметров для лучших образцов осевых насосов [9].

Из проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Для получения незападающей напорной характеристики требуется уменьшать втулочное отношение рабочего колеса и значение коэффициента напора в номинальной точке.

2. Задание переменного закона распределения теоретического напора по размаху лопасти рабочего колеса (см. рис. 6) позволяет разгрузить периферийные сечения и увеличить значение (вес) средних сечений в создании приращения энергии в рабочем колесе. На недогрузочных режимах, при которых происходило запирание течения в периферийных сечениях, течение в этом случае нормализуется, а напор, недосозданный этим участком лопасти, будет восполнен дополнительной энергией, создаваемой средними сечениями лопасти.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Энергетические насосы: Справочное пособие. М.: Энергоиздат, 1981. 200 с.

2. **Домакин А. А.** Центробежные и осевые насосы. М.: Машиностроение, 1966. 364 с.

3. **Папир А. Н.** Осевые насосы водометных движителей. Л.: Судостроение, 1965. 252 с.

4. **Бураков Г. В.** Исследование и разработка методики проектирования рабочих колес осевых насосов с улучшенной формой характеристик: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ленинград. 1980. 16 с. Машинопись.

5. Вальчук В. С. Разработка методики проектирования рабочих колес осевых насосов с требуемой формой распределения скоростей по лопасти применительно к условиям работы ГЦН АЭС: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / ЛПИ им. М. И. Калинина. Ленинград. 1978. 16 с.

6. **Кхинг Маунг Эй.** Исследование и разработка осевого насоса с регулируемым направляющим аппаратом на входе рабочего колеса: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / МГТУ им. Н. Э. Баумана. Москва. 2006. 16 с.

7. Руднев С. С., Мелащенко В. И. Обратные течения на входе в рабочее колесо и их влияние на форму напорной характеристики центробежных секционных насосов // Труды ВНИИГидромаша. М.: 1968. Вып. 37. С. 167—183.

8. **Брусиловский И. В.** Аэродинамика и акустика осевых вентиляторов // Труды ЦАГИ. Вып. 2650. 2004.

9. Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы. Теория, конструирование и применение / М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1960. 468 с.

10. Свобода Д. Г., Жарковский А. А., Скляревский А. Н. Влияние условий подвода на прогнозные интегральные характеристики осевого насоса с низкой быстроходностью // Известия Самарского научного центра РАН. 2014. Т. 16 № 1 (2). С. 527—530.

### Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки

(под общей редакцией вице-президента ассоциации инженеров-трибологов России, д-ра техн. наук А. Ю. Албагачиева)

#### УДК 621.77.001.1

А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук, Е. В. ЗЕРНОВ, канд. техн. наук (ИМАШ РАН им. А. А. Благонравова), e-mail: albagachiev@yandex.ru

# Теоретический метод определения коэффициента трения при осадке тонкой жесткопластической пластины квадратного сечения

Разработан метод для определения коэффициента трения при осадке пластины. Правильность расчетов подтверждена экспериментами.

**Ключевые слова:** осадка, трение, сдвиг, скорость, коэффициент трения.

A method is developed for determining the friction coefficient at plate shortening. The correctness of the calculations is confirmed by experiments.

**Keywords:** shortening, friction, shear, rate, friction coefficient.

Доказано теоретически и экспериментально подтверждено [1], что при осадке пластин без трения при контакте с инструментом частицы материала перемещаются в радиальных направлениях. В процессе осадки поперечные сечения пластины сохраняют квадратную форму, а пластина сохраняет форму прямоугольного параллелепипеда.

При осадке пластин плитами с шероховатыми поверхностями радиальная скорость частиц на торцах пластины снижается из-за трения, т. е. в других поперечных сечениях радиальная скорость больше. В результате перераспределения радиальных скоростей частиц материал из внутренних слоев боковых сторон перемещается к торцам. Причем в тонких пластинах, у которых h/a < 1/5, форма боковых поверхностей изменяется мало, пластина остается цилиндрической, движение частиц происходит в плоскости.

Так как при осадке радиальная скорость максимальная:  $v_{\mathbf{n}} = v_{\mathbf{n}}$ , то в ходе осадки бо-

$$\begin{vmatrix} \phi = 0 \\ \rho = a \end{vmatrix} \phi = \frac{\pi/2}{\rho = a}, \text{ то в ходе осадки 6}$$

ковые грани пластины изгибаются (рис. 1, a) и она принимает форму кругового цилиндра (рис. 1,  $\delta$ ).

При осадке высоких пластин, у которых h/a > 1/5, боковые поверхности принимают бочкообразную форму.

Рассмотрим напряженно-деформированное состояние (НДС) тонкой пластины при осадке. На рис. 2 приведена расчетная схема. Так как при осадке частицы материала пластины перемещаются в плоскости, то скорости  $v_{\rho}$  и  $v_{\phi}$  не зависят от координаты *z*. Найдем эти скорости, используя метод, предложенный в работе [2]. Для этих скоростей принимаем выражения:  $v_{\rho} = C\rho + C_1 v_{\rho}^3 \cos 4\phi; v_z = -\frac{v}{h} z, v \ge 0$ , что обусловлено граничными условиями для  $v_{\rho}, v_{\phi}, v_z$  (далее покажем, что они будут выполняться).





Рис. 1. Осадка пластины: *а* — начало; *б* — окончательный этап



Рис. 2. Расчетная схема для осадки тонкой пластины

Найдем  $v_{0}$ , используя условия несжимаемости:

$$J_{z}+J_{\rho}+J_{\phi}=0, \qquad (1)$$

где  $J_z = \frac{\partial v_z}{\partial z}$ ;  $J_\rho = \frac{\partial v_\rho}{\partial \rho}$ ;  $J_\phi$  — компоненты относительной деформации:

$$J_{\varphi} = \frac{v_{\rho}}{\rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial v_{\varphi}}{\partial \varphi}.$$
 (2)

Подставив выражения (2) и (3) в формулу (1), получим:

$$\frac{\partial v_{\varphi}}{\partial \varphi} = \frac{v_{\rho}}{h} - \frac{\partial (v_{\rho} \rho)}{\partial \rho}.$$

Из выражения для  $v_{\rho}$  получим:

$$\frac{\partial v_{\varphi}}{\partial \varphi} = \frac{v_{\rho}}{h} - 2c\rho - 4C_1 v_{\rho}^3 \cos 4\varphi.$$

Проинтегрировав последнее выражение, получим:

$$v_{\varphi} = \left(\frac{v}{h} - 2c\right)\rho\varphi - c_1 v_{\rho}^3 \sin 4\varphi + f(\rho),$$

где  $f(\rho) = 0$ , так как при  $\phi = 0$  имеем  $v_{\phi} = 0$  при любом  $\rho$ .

Выражение для  $v_{\varphi}$  удовлетворяет граничному условию  $v_{\varphi}\Big|_{\varphi=0} = 0$ . Чтобы соблюдалось граничное условие  $v_{\varphi}\Big|_{\varphi=\pi/4} = 0$ , необходимо равенство  $\rho = a\sqrt{2}$ 

 $\frac{v}{h} - 2c = 0$ . Тогда  $c = \frac{v}{2h}$ , а выражения для скоростей примут вид:

$$v_{\varphi} = -c_1 v_{\rho}^3 \sin 4\varphi; \qquad (3)$$

$$v_{\rho} = \frac{v_{\rho}}{2h} + c_1 v_{\rho}^3 \cos 4\varphi.$$
(4)

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

Выражения (3) и (4) совпадают с выражениями для  $v_{\rho}$  и  $v_{\phi}$ , полученными в работе [3] для других случаев, при условии, что коэффициент  $c_2$ , учитывающий зависимости для  $v_{\rho}$  и  $v_{\phi}$  от z, равен нулю. Заметим, что граничные условия  $v_{\phi}\Big|_{\phi = 0} = v_{\phi}\Big|_{\phi = \pi/4} = v_{\phi}\Big|_{\phi = \pi/2} = 0$  выполняются.  $\rho = a$   $\rho = a\sqrt{2}$   $\rho = a$ 

Далее, вычисляя компоненты относительной деформации по формуле (2) и формулам скорости сдвигов:

$$\begin{split} n_{\rho z} &= \frac{\partial v_z}{\partial \rho} + \frac{\partial v_\rho}{\partial z}; \quad n_{\varphi z} = \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial v_z}{\partial \varphi}; \\ n_{\rho \varphi} &= \frac{1}{\rho} \frac{\partial v_\rho}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_\varphi}{\partial \rho} - \frac{v_\varphi}{\rho}, \end{split}$$

получим:

$$J_{z} = -\frac{v}{h}; \quad J_{\rho} = \frac{v}{2h} + 3c_{1}v_{\rho}^{2}\cos4\varphi;$$
$$J_{\varphi} = \frac{v}{2h} - 3c_{1}v_{\rho}^{2}\cos4\varphi;$$
$$n_{\rho z} = n_{\varphi z} = 0; \quad n_{\rho \varphi} = -6c_{1}v_{\rho}^{2}\sin4\varphi.$$

Найдем напряжения, используя уравнения Леви—Мизеса:

$$\begin{cases} \sigma_{ij} = \sigma + \frac{2}{3} \frac{J_i}{J_k}; \\ \tau_{ij} = \frac{1}{3} \frac{n_{ii}}{J_k}. \end{cases}$$
(5)

Напряжения удобно выражать в единицах напряжения текучести  $\sigma_s$ , так же, как и в работах [2, 3]. В уравнения Леви—Мизеса входит интенсивность  $J_k$  относительных скоростей, которую, как и в работе [2], принимаем  $J_k = |J_z| = v/h$ .

Подставив компоненты относительной деформации и скорости сдвигов в формулу (5), получим:

$$\tau_{\varphi z} = \tau_{\rho z} = 0, \quad \tau_{\rho \varphi} = -2c_1 h \rho^2 \sin 4\varphi, \\ \sigma_{\varphi} = 2c_1 h \rho^2 \cos 4\varphi, \quad \sigma_z = -1.$$

Подставив компоненты напряжений в уравнения равновесия

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{\rho}}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{\rho\phi}}{\partial \phi} + \frac{\partial \tau_{\rhoz}}{\partial z} + \frac{\sigma_{\rho} - \sigma_{\phi}}{\rho} = 0; \\ \frac{\partial \tau_{\rho\phi}}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \sigma_{\phi}}{\partial \phi} + \frac{\partial \tau_{\phiz}}{\partial z} + \frac{2\tau_{\rho\phi}}{\rho} = 0; \\ \frac{\partial \tau_{\rhoz}}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{\phiz}}{\partial \phi} + \frac{\partial \sigma_{z}}{\partial z} + \frac{\tau_{\rhoz}}{\rho} = 0, \end{cases}$$

убедимся, что они удовлетворяют условиям.



Рис. 3. Экспериментальная (1) и расчетная (2) зависимости перемещении материала по оси z

Коэффициент  $c_1$  определим из граничного условия: на торцах  $\tau_{\rho\phi} = \mu$  (где  $\mu$  — коэффициент трения), зависящий от шероховатости поверхностей плит и торцов пластин, скорости  $v_z$ , а также от свойств материала и температуры.

Так как  $\tau_{\rho\phi}$  имеет переменные значения, принимаем среднее значение

$$\tau_{\rho\phi_{\rm cp}} = \frac{16}{s} \int_{0}^{\pi/4} d\phi \int_{0}^{a/\cos\phi} |\tau_{\rho\phi}| \rho d\rho =$$
  
=  $8c_1 a^2 h (\ln 2 - 1/2) = \mu,$  (6)

где  $S = 4a^2$  — площадь торца пластины.

Зависимость (6) позволяет определять коэффициент  $\mu$ . По результатам экспериментов, измерив  $v_{\rho}$  при разных степенях осадки и сравнив их с теоретическими значениями, рассчитанными по формуле (4), можно найти коэффициент  $c_1$ , а затем по формуле (6) найти  $\mu$ .

Для примера определим коэффициент  $\mu$  при осадке пластины 23 × 23 × 5 мм из технического пластилина при температуре 21 °С плитами из стали 12X18H10T с шероховатостью рабочих поверхностей  $R_z$  20 мкм. В качестве смазочного материала применяли тальк. Коэффициент  $c_1 = 2,25 \cdot 10^{-4}$  получен сравнением зависимостей  $\varsigma|_{\varphi} = 0 = \varsigma(z)$  (рис. 3), построенных по формуле (4) и экспериментальным данным. Коэффициент трения, полученный по формуле (6), составил  $\mu = 0,36$ .

Хорошая сходимость теоретических и экспериментальных результатов показывает, что предложенную аналитическую модель можно рекомендовать для расчета НДС заготовки при осадке.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Губкин С. И.** Пластическая деформация металлов. Т. 1. М.: Металлургиздат, 1961. 376 с.

2. Воронцов А. Л. Технологические задачи теории пластичности. Т. 1. М.: Машиностроение-1, 2006. 396 с.

3. Албагачиев А. Ю., Якобовская И. М., Зернов Е. В. Напряженное и деформированное состояние при осадке жесткопластической заготовки квадратного сечения // Вестник МГУПИ. 2012. № 40. С. 29–35.

4. Напряженное и деформированное состояние тонкой квадратной заготовки при ее осадке шероховатыми плитами / А. Ю. Албагачиев, А. М. Моисеенко, И. М. Якобовская, Е. В. Зернов // Вестник Томского ГУ. Математика и механика. 2017. № 49. С. 75—80.

#### Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата A4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

#### К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1-3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии. Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).

# ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

#### УДК 629.7.023.222

Р. О. БАЛУЕВ (Пермский национальный исследовательский политехнический университет), Б. А. НЕСТЕРОВ, К. В. ВОРОЖЦОВ (ПАО НПО «Искра», г. Пермь), e-mail: vkv720@iskra.perm.ru

## Автоклавное формование теплозащитных покрытий на крупногабаритных изделиях с применением металлокомпозитной оправки

Разработана технология нанесения теплозащитного покрытия (ТЗП) автоклавным формованием с применением металлокомпозитной оправки, обеспечивающая снижение трудоемкости и стоимости изготовления изделия. Выполнен сравнительный анализ предложенной технологии с нанесением ТЗП гидроклавным формованием.

Ключевые слова: теплозащитное покрытие, металлокомпозитная оправка, мастер-модель, технологический пакет, инфузия, автоклавное формование, перфорированная пленка, вулканизация.

A technology is developed for applying a heat-shielding coating (HSC) by autoclave molding using a metal composite mandrel to reduce the labor intensity and cost of manufacturing the product. A comparative analysis of the proposed technology with the application of HSC by hydromelting molding.

**Keywords:** heat-shielding coating, metal composite mandrel, master model, technology package, infusion, autoclave molding, perforated film, vulcanization.

Для промышленных предприятий всегда важны технологичность выпускаемого изделия и экономический аспект производства. Поэтому выбор технологии основывается на снижении трудоемкости и стоимости изготовления изделия. Это относится и к нанесению теплозащитных покрытий (ТЗП) на крупногабаритные изделия.

На рис. 1 показана схема нанесения ТЗП из композиционных материалов на крупногабаритное изделие [1, 2].

Технология нанесения ТЗП включает в себя: послойную укладку на жесткую металлическую оправку разделительных и промежуточных слоев защитно-крепящего слоя (ЗКС); укладку заготовок резины до получения заданных толщин; установку обжимной оболочки; сборку оснастки для вулканизации; отверждение в гидроклаве при высоких температуре и давлении [3—5].

Обжимная оболочка должна обеспечивать необходимую герметичность и плотный контакт с покрытием при вулканизации. Данный способ нанесения теплозащитного покрытия на крупногабаритные изделия усложняет технологию и повышает затраты на изготовление изделия. Кроме того, использование для этих целей гидроклава и обжимной оболочки увеличивает время изготовления покрытия, так как обусловливает необходимость таких операций, как контроль герметичности, ремонт обжимной оболочки, установку и снятие оболочки с формы. На вулканизацию также затрачивается значительное время.

Поэтому было предложено для изготовления теплозащитного покрытия автоклавным формованием использовать металлокомпозитную оправку, т. е. стеклопластик.

Металлокомпозитную оправку изготовляют методом инфузии с применением мастер-модели и последующими выкладкой и вулканизацией ТЗП. Каркас обеспечивает структурную целостность мастер-модели, рабочая поверхность которой состоит из модельных плит высокой плотности (не менее 1,0 г/см<sup>3</sup>), склеенных и обработанных по заданному контуру. Остаточная минимальная толщина модельных плит после механической обработки обеспечивает структурную целостность и жесткость мастер-модели при изготовлении, транспортиров-



Рис. 1. Схема нанесения ТЗП из композиционных материалов на крупногабаритное изделие



Рис. 2. Мастер-модель оправки для изготовления ТЗП



Рис. 3. Схема укладки технологического пакета

ке и эксплуатации изделия, а также обеспечивает его герметичность [6].

На рис. 2 показана мастер-модель оправки для изготовления ТЗП.

Этапы изготовления композитной формы с помощью мастер-модели: укладка технологического пакета, инфузия с помощью вакуумной системы автоклава, предварительное отверждение в печи при температуре 40 °С и высокой разреженности, изготовление и установка ребер жесткости на оправку, окончательная полимеризация при температуре 200 °С. На полученную форму устанавливают металлические средства технологического оснащения.

На рис. 3 показана схема укладки технологичес-кого пакета.

Изготовление ТЗП заключается в следующем: на готовую металлокомпозитную оправку укладывают резиновые заготовки требуемой толщины, для обеспечения герметичности сверху согласно схеме устанавливают предварительно подготовленные и раскроенные перфорированную пленку, дренажные слои, герметизирующий жгут по периметру оправки покрывают вакуумной пленкой. На рис. 4 приведена схема укладки ТЗП на металлокомпозитную оправку.

Вулканизацию осуществляют в автоклавном комплексе при разрежении 95 кПа, а затем под давлением в 1000 кПа при температуре 160 °С. Режим вулканизации ТЗП в автоклаве соответствует режиму вулканизации гидровауумным способом.

На рис. 5 представлены графики изменения температуры при вулканизации ТЗП в гидроклаве и автоклаве. После вулканизации и охлаждения с готового ТЗП удаляют герметичную пленку, дренажные слои и перфорированную пленку.

Для полученного изделия определяют такие механические показатели материала, как предел прочности при растяжении, относительное удлинение при разрыве и плотность с помощью образцов-свидетелей, полученных одновременно при изготовлении ТЗП.

Кроме того, определяют предел прочности и адгезионные показатели при отрыве защитнокрепящего слоя (ЗКС) на образцах в виде грибов, изготовленных одновременно с изделием. Полученные результаты приведены ниже.



Рис. 4. Схема укладки ТЗП на металлокомпозитную оправку



Рис. 5. Графики изменения температуры при вулканизации в автоклаве (1) и гидроклаве (2)

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

# Физико-механические и адгезионные показатели при разных способах формования

Гидро- клавное	Авто- клавное
602	668
320	290
0,97	1,0
356	408,2
221	198
	Гидро- клавное 602 320 0,97 356 221

Установлено, что адгезионные показатели и показатели физико-механических свойств при автоклавном формовании имеют высокие значения, некоторые даже превосходят показатели при гидроклавном формовании.

Препарирование подтвердило монолитность полученного ТЗП, при этом сохранились форма и положение замка.

Преимуществом автоклавного формования является быстрая регулировка и равномерное распределение температуры сжатого воздуха или пара в сравнении с регулировкой и распределением температуры глицерина при гидроклавном формовании, возможность одновременной вулканизации нескольких сборок, что повышает производительность. Кроме того, данная технология обеспечивает более чистое производство.

Практика подтвердила высокую технологичность изготовления ТЗП на крупногабаритных изделиях автоклавным формованием с применением металлокомпозитной оправки. Предложенная технология позволяет изготовлять ТЗП требуемого качества, при этом снижает трудоемкость и стоимость изделия.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Фахрутдинов И. Х., Котельников А. В. Конструкция и проектирование ракетных двигателей твердого топлива. М.: Машиностроение, 1987. 467 с.

2. Конструкция и отработка РДТТ / А. М. Виницкий, В. Т. Волков, И. Т. Волковицкий, С. В. Холодилов; под ред. А. М. Виницкого. М.: Машиностроение, 1980. 392 с.

3. Воробей В. В., Маркин В. Б. Основы технологии и проектирование корпусов ракетных двигателей. Новосибирск: Наука, 2003. 164 с.

4. Эластомерные теплозащитные материалы: Обзор. М.: ОНТИ ВИАМ, 1969. 177 с.

5. Буланов И. М., Воробей В. В. Технология ракетных и аэрокосмических конструкций из композиционных материалов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1998. 435 с.

#### УДК 621.787

А. П. МИНАКОВ, М. Е. ЛУСТЕНКОВ, доктора технических наук, Е. В. ИЛЬЮШИНА, И. Д. КАМЧИЦКАЯ, кандидаты технических наук (Белорусско-Российский университет, г. Могилев), П. В. АФАНАСЬЕВ (филиал ОАО "БЕЛАЗ" — управляющая компания холдинга "БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ" — "Могилевский автомобильный завод им. С. М. Кирова"), Д. Л. ЗАЙЦЕВ (РУП "Могилевэнерго"), e-mail: lenatit@tut.by

# Исследование воздействия твердых тел в вихревом потоке сжатого воздуха на качество поверхности при упрочняющей финишной обработке деталей разной жесткости

Рассматривается упрочняющая финишная обработка деталей разной жесткости путем пневмовибродинамического воздействия твердых тел, находящихся в вихревом потоке сжатого воздуха.

Ключевые слова: финишная упрочняющая обработка, вихревой поток, сжатый воздух, нежесткая заготовка, поверхностное пластическое деформирование, износостойкость.

Reinforcing finishing of parts of different stiffness by pneumo-vibrodynamic action of solids in a vortex flow of compressed air are considered.

**Keywords:** finishing strengthening treatment, vortex flow, compressed air, non-rigid billet, surface plastic deformation, wear resistance.

Новые технологии важны для повышения качества деталей и их надежности в изделиях разного функционального назначения. При этом наиболее значимые результаты достигаются на стыке наук, например механики и газодинамики, где выдвинута гипотеза об использовании воздействия вихревого потока сжатого воздуха на кольцевое вращение шаров с целью осуществления упрочняющей пневмовибродинамической обработки (ПВДО).

Основываясь на работе пневматического шарового вибродвигателя [1], авторы работы [2] с целью повышения качества обрабатываемых поверхностей заготовок разработали конструктивные схемы инструментов для ПВДО. Исследования кинематики и динамики многоосного автоколебательного движения шаров в турбулентном вихревом потоке сжатого воздуха в кольцевой камере расширения инструмента позволили установить, что при адиабатном истечении воздуха из сопел создается эффект "мягкого" (щадящего) деформирования микровыступов исходной поверхности с одновременным ее интенсивным охлаждением и удалением продуктов износа при обработке хрупких материалов [2].

Пневмонакатники для ПВДО пневмоцентробежного или импульсно-ударного действия согласно классификации струйных систем [3] относятся к активному классу и являются вихревыми усилителями. При этом данный класс инструментов причисляют к аналоговым элементам, так как параметры струи сжатого воздуха, выходящей из соплового аппарата, непрерывно изменяются с изменением параметров входящей струи термодинамической системы.

Опыт внедрения в производство инструментов пневмоцентробежного и импульсно-ударного действия показал эффективность их использования при обработке плоских и цилиндрических (внутренних и наружных) поверхностей заготовок. Рассмотрим технологии финишной ПВДО для упрочнения поверхностей деталей разной жесткости.

#### Финишная упрочняющая пневмоцентробежная обработка гильз пневмо- и гидроцилиндров

Проведена упрочняющая пневмоцентробежная обработка (ПЦО) внутренней цилиндрической поверхности маложесткой детали — цилиндра амортизатора подвески. Характеристики детали: материал — сталь 45 твердостью 27÷32 *HRC*; внутренний



Рис. 1. Распределение макронапряжений по глубине *h* внутреннего поверхностного слоя тонкостенных цилиндров из стали 45 после растачивания вдоль оси ( $\sigma_L$ ) с подачей S = 0,07 мм/об (*a*) и в поперечном ( $\sigma_{\Phi}$ ) направлении ( $\delta$ ) при частоте вращения n = 1000 (1) и 630 мин<sup>-1</sup> (2)



Рис. 2. Распределение макронапряжений по глубине *h* внутреннего поверхностного слоя тонкостенных цилиндров при ПЦО вдоль ( $\sigma_L$ ) оси (1) и в поперечном ( $\sigma_{\Phi}$ ) направлении (2):

сталь 45, режим: S = 0.07 мм/об, n = 1000 мин<sup>-1</sup>, p = 0.5 МПа

диаметр 80<sup>+0,06</sup> мм, наружный 93<sub>-0,87</sub> мм; длина детали 282 мм. По наружному диаметру с обеих сторон на длине 25 мм толщина стенки составляла 5 мм. Необходимо получить шероховатость внутренней поверхности Ra = 0,32 мкм. Раскатыванию предшествовало чистовое растачивание отверстия заготовки до шероховатости поверхности  $Ra = 3\div1,25$  мкм. Распределение макронапряжений во внутреннем поверхностном слое цилиндра после растачивания приведено на рис. 1.

Пневмоцентробежную обработку осуществляли на токарно-винторезном станке 1К62 двухрядным шаровым раскатником по режиму: давление подаваемого сжатого воздуха p = 0.6 МПа, минутная подача *S*<sub>мин</sub> = 125 мм/мин. До ПЦО цилиндр амортизатора на финишной операции раскатывали жестким роликовым инструментом до требуемой шероховатости поверхности, однако при этом увеличивался диаметр цилиндра по полю допуска на 0,02 мм в результате не только поверхностного, но и объемного деформирования материала заготовки [4]. ПЦО обеспечила стабильный номинальный диаметр отверстия цилиндра с жестким полем допуска (80<sup>+0,06</sup>) и шероховатостью поверхности  $Ra = 0,16 \div 0,32$  мкм. Остаточная деформация после упрочнения составила 0,025÷0,03 мм на диаметр. Распределения макронапряжений после ПЦО приведены на рис. 2, а изменения микротвердости на рис. 3.

Определенную производственную проблему представляет изготовление гильз цилиндров, например телескопических систем, к которым предъявляются жесткие требования по цилиндричности и другим параметрам. Применение для этих целей отечественного универсального или специализированного оборудования и жестких роликовых накатников сопряжено с возникновением брака, про-



Рис. 3. Изменение микротвердости  $HV_{0,05}$  по глубине h поверхностного слоя после ПЦО:

сталь 45, режим: S = 0,07 мм/об, n = 1000 мин<sup>-1</sup>, p = 0,5 МПа

цент которого возрастает с увеличением диаметра цилиндра.

Обработка внутренней поверхности тонкостенной четвертой выдвижной трубы центрального опрокидывающего механизма на партии заготовок показала, что после чистового растачивания цилиндра и последующей ПЦО стабильно обеспечиваются все требования чертежа. Труба выполнена из нормализованной стали 45 с внутренним 87<sup>+0,14</sup> мм и наружным 100 мм диаметрами, длиной 867 мм; шероховатость поверхности после обработки Ra = 0,63 мкм, допуск цилиндричности 0,04 мм. Растачивание проводили на специализированном станке 1М63 по режиму: давление подаваемого сжатого воздуха p = 0,25 МПа, подача  $S_{\text{мин}} = 240 \text{ мм/мин}$ , число ходов i = 1. Установлено, что после тонкого растачивания под раскатку при подаче инструмента  $S_{\text{мин}} = 600 \text{ мм/мин}$  и давлении сжатого воздуха p = 0,3 МПа достигается шероховатость поверхности Ra < 0,14 мкм.

В мелкосерийном производстве существует проблема финишной отделочно-упрочняющей обработки длинномерных труб, связанная с обеспечением диаметральной точности по всей длине заготовки. При недостаточной жесткости заготовки может произойти искажение геометрической формы. Поэтому для повышения жесткости труб при раскатывании назначают заведомо больший наружный диаметр — своего рода напуск, который затем удаляется. Такая технология несовершенна и связана с дополнительными издержками, а описанная выше проблема легко решается применением ПЦО. Технологию ПЦО после хонингования можно успешно применять при обработке длинномерных нежестких труб для буровых установок в нефтегазовой промышленности. Такие же трубы, изготовленные за рубежом, имеют большую износостойкость, но дороже отечественных труб.

Для создания во внутреннем поверхностном слое гильз пневмо- и гидроцилиндров необходи-

мой глубины наклепа и обеспечения шероховатости, соизмеримой с шероховатостью полированной поверхности и характеризующейся возможностью пары трения работать в условиях, близких к безызносному трению, рекомендуется новая оригинальная технология. Суть ее состоит в том, что сначала осуществляют упрочняющую обработку поверхности жестким роликовым раскатником до шероховатости Ra = 0,16 мкм, а затем суперфинишную ПЦО до шероховатости Ra = 0.06 мкм [5]. Гильзы изготовляли из нетермообработанной стали 45 твердостью 187÷196 *НВ* с внутренним 100<sup>+0,081</sup> мм и наружным 117 мм диаметрами, длиной 444 мм. Режим обработки: давление подаваемого сжатого воздуха p < 0,3 МПа, минутная подача  $S_{\text{мин}} \ge 2$  м/мин. Исследования в области физикохимии трения показали, что качество получаемой поверхности соизмеримо с качеством полированной поверхности и обеспечивает высокую износостойкость пары трения [6, 7].

Установлено, что в отличие от жестких роликовых раскатников сила деформирования при ПЦО значительно меньше. При обработке гильзы гидроцилиндра (номинальный внутренний диаметр 100 мм) пневмораскатником сила составляет 30 H, а вращающий момент 1,5 H · м. Сложная траектория движения шаров в инструменте способствует существенному уменьшению силы деформирования микровыступов исходной поверхности, что позволяет использовать этот эффект для финишной упрочняющей обработки нежестких, неравножестких и других деталей [2, 8].

#### Финишная упрочняющая ПЦО гильз ДВС

Для финишной обработки рабочей поверхности гильз двигателя долго использовали деформационное упрочнение — алмазное выглаживание, вибронакатывание, раскатывание жестким шариковым и роликовым инструментом и т. д. Для гильз из высоколегированной стали результативным оказалось алмазное выглаживание, обеспечивающее поверхностный наклеп на небольшую глубину, что очень важно для пары трения "цилиндр — поршень", работающей в условиях сухого и полусухого трения. Однако ввиду небольшой производительности процесс не получил широкого применения в производстве.

Неоднократно предпринимались попытки внедрить в производство жесткие шариковые и роликовые раскатники [2], для чего потребовалось создание специального недешевого оборудования. Кроме того, были проблемы по угару масла, износостойкости поршневых колец и др. При этом в мировой практике машиностроения финишной операцией изготовления гильз двигателей является хонингование, обеспечивающее необходимую геометрическую точность детали, параметры микрогеометрии, маслоемкость и специфическую топографию поверхности с образованием маслоудерживающей хонинговальной сетки.

Однако при всем совершенстве любого технологического процесса ресурс не может быть безграничным. Так, хонинговальная сетка в системах с высокой компрессией не обеспечивает ее требуемую величину, что практически исключает использование хонингования на завершающей операции механической обработки гильз. Совершенствование процесса финишной обработки зеркала гильзы видится в сохранении хонинговальной сетки и создании тонкодеформированного поверхностного слоя с новой топографией и параметрами микрои макрорельефа, соответствующими техническим требованиям чертежа детали. Рассмотрим финишную обработку гильзы двигателя Д-245 в серийном производстве хонингованием с последующей упрочняющей ПЦО.

Материал гильзы — специальный чугун твердостью 229÷280 *HB*. Номинальный внутренний диаметр гильзы 110 мм, наружный 125,5 мм, длина заготовки 230 мм. Шероховатость внутренней поверхности гильзы, полученная хонингованием с нанесением маслоудерживающей сетки,  $Ra = 1,2\div1,3$  мкм. Необходимо получить: шероховатость рабочей поверхности гильзы Ra = $= 0,45\div0,9$  мкм, маслоемкость 0,008÷0,410 мм<sup>3</sup>/см<sup>2</sup>,  $Tp = 70\div95$ % (-2,00 мкм, 5%, DIN EN ISO 13565— 3:1998) и другие по микро- и макрогеометрии параметры в соответствии с чертежом детали.

Финишную упрочняющую ПЦО гильз проводили на радиально-сверлильном станке 2А55. Заготовку гильзы после нанесения хонинговальной сетки, исключая операцию полирования поверхности антифрикционными брусками, подвергали ПЦО инструментом с двумя рядами шаров. При обработке заготовку центрировали по наружному пояску у торца гильзы и закрепляли прижимом по торцу буртика. Режим ПЦО: давление подаваемого сжатого воздуха p = 0,3 МПа, минутная подача пневмонакатника  $S_{\text{мин}} \ge 110$  мм/мин.

Основные параметры микрогеометрии (DIN EN ISO 13565-2), полученные после ПЦО: Ra = 0,5 мкм;  $R_k = 1,236$  мкм;  $Rv_k = 1,446$  мкм;  $Rp_k = 0,964$  мкм;  $Mr_2 = 79$  %, маслоемкость  $Q = 0,014 \div 0,023$  мм<sup>3</sup>/см<sup>2</sup>; относительная опорная длина профиля  $Tp = 91 \div 97$  % (-2,00 мкм, 5 %) [9]. На рис. 4 приведена профилограмма поверхности гильзы после ПЦО.

Гильзы ДВС, прошедшие ПЦО, после 60 ч стендовых испытаний показали повышение компрессии (снижение давления картерных газов до  $p_{K,\Gamma} = 0,147 \text{ кПа}$ ), что лучше, чем у гильз, обработанных только хонингованием ( $p_{K,\Gamma} = 0,157 \text{ кПа}$ ). Дизельный двигатель, укомплектованный гильза-



Рис. 4. Профилограмма поверхности гильзы двигателя после ПЦО

ми с поверхностью, полученной ПЦО, имеет меньший удельный расход топлива  $g_e = 220,5$  г/(кВт · ч) в сравнении с дизелем, укомплектованным хонингованными гильзами, расход топлива которого  $g_e = 224$  г/(кВт · ч). При этом относительный расход масла на угар в цилиндро-поршневой группе двигателя Д-245, укомплектованного хонингованными гильзами, составил 0,31÷0,34 %, что соответствует действующему стандарту [10], но выше такого же показателя импортных двигателей. Однако обработка поверхности зеркала гильзы ПЦО позволяет снизить этот показатель до 0,22÷0,24 %, что не является пределом.

Трибологами доказано, что для пары трения цилиндро-поршневой группы ДВС, работающей при высоких температурах (600÷700 °C) и больших знакопеременных нагрузках, очень важно иметь небольшой по глубине наклепанный слой металла [11-13]. Это позволит максимально повысить надежность пары трения, работающей в зонах и сухого, и полусухого трения. Отметим, что некоторые предприятия, в большинстве своем зарубежные, для повышения износостойкости гильз после хонингования применяют крацевание или мойку с целью устранения острых кромок и заусенцев, а также очистку обработанной поверхности от отходов хонингования. Эту проблему решает технология ПЦО, при которой обрабатываемая поверхность бомбардируется шарами в среде сжатого воздуха.

На хонингованную рабочую поверхность гильз, к которым предъявляются повышенные требования по износостойкости и коррозионной стойкости, наносят фосфатную пленку, ускоряющую процесс приработки и придающую высокие противозадирные и антикоррозионные свойства. Использование ПЦО для обработки зеркала гильз показало, что после 60 ч стендовых испытаний на поверхности гильз отсутствовали натиры и зоны повышенного износа, т. е. однозначно исключалась необходимость фосфатирования [14].

Внедрение новой технологии ПЦО позволит повысить износостойкость гильз ДВС в 1,5—2 раза и ресурс двигателя в целом. При этом уменьшение времени приработки рабочей поверхности гильз после ПЦО позволит существенно сократить расход дизельного топлива. К тому же процесс ПЦО прост в реализации и является технологией высокого класса, так как не требует при обработке точного центрирования детали и инструмента.

#### ПЦО внутренних поверхностей вращения керамическими шарами

Для обработки внутренних цилиндрических поверхностей колец подшипников использовали керамические шары, применяемые в галтовочных барабанах при обработке стальных шаров. Наружный диаметр шаров 13 мм, и они имеют неправильную геометрическую форму. Детали выполнены из стали ШХ15 твердостью *HRC* ≤ 64. Номинальный внутренний диаметр колец 65 мм, шероховатость внутренней поверхности под ПЦО керамическими шарами, полученная после чистового шлифования, Ra = 0.6 мкм. ПЦО проводили на токарно-винторезном станке 16К20, в трехкулачковом патроне которого закрепляли заготовку. Режим обработки: давление подводимого сжатого воздуха  $p = 0.1 \text{ M}\Pi a$ , частота вращения заготовки  $n = 100 \text{ мин}^{-1}$ , подача на оборот S = 0.05 мм/об, число проходов i = 5. Достигнута шероховатость поверхности Ra = = 0,27÷0,31 мкм. После чистового шлифования отклонение колец от круглости составило 1,6 мкм, от волнистости — 1,5 мкм. После ПЦО эти параметры составили 1,4 мкм. Наблюдалось улучшение геометрических параметров обработанной поверхности при отсутствии жесткой связи керамических шаров с заготовкой [15].

После ПЦО абразивными шарами внутреннюю поверхность колец подшипников подвергли ПЦО шарами из стали ШХ15 с получением шероховатости Ra = 0,15 мкм. Режим обработки: давление подаваемого сжатого воздуха p = 0,4 МПа, частота вращения заготовки n = 100 мин<sup>-1</sup>, подача S = 0,1 мм/об, число проходов i = 1.

#### Тонкая финишная ПЦО отверстий шатунов ДВС

Исследовали влияние вида отделочной обработки на точность формы и взаимного расположения основных отверстий шатунов дизельного двигателя СМД-72, используемых для запасных частей. Предположили, что возникающий при длительном хранении шатунов брак (20÷30 %) связан с несовершенством технологии хонингования отверстия в кривошипной головке. Погрешности закрепления и базирования заготовки при хонинговании приводят к образованию в ней значительных остаточных напряжений, релаксация которых за время хранения шатунов приводит к возникновению погрешностей формы и взаимного расположения отверстий [16]. Изготовили две партии шатунов из стали 40Х: одну партию по заводской технологии с обработкой отверстия хонингованием, другую — на окончательной операции подвергли ПЦО. Внутренняя поверхность основного отверстия в кривошипной головке под ПЦО получена тонким растачиванием до  $\emptyset 90^{+0,015}_{-0,005}$ . Необходимо получить шероховатость поверхности отверстия Ra = 0,8 мкм. Пневмоцентробежное накатывание проводили на модернизированном вертикально-сверлильном станке 2H135 при минутной подаче накатника  $S_{\text{мин}} = 1$  м/мин, числе проходов i = 2, давлении подаваемого сжатого воздуха p = 0,15 МПа.

Анализ точности формы и взаимного положения отверстий шатуна до и после 45 дней хранения показал, что после ПЦО точность обработки повысилась на 10÷30 % в сравнении с хонингованием. Однако предположение о возникновении брака после длительного хранения шатунов не подтвердилось. Поэтому совершенствование технологии изготовления шатунов должно быть направлено в основном на снятие остаточных напряжений разными способами, например вибрационным старением или другим подобным процессом [15].

Исследовали также ПЦО малой головки шатуна двигателя СМД-72 с биметаллической втулкой (номинальный диаметр 45 мм). Обработку проводили двухрядным шариковым раскатником (p = 0,2 МПа,  $S_{\text{мин}} = 0,3$  м/мин) со встречным направлением вращения рядов относительно друг друга. Такая схема обработки позволяет создать топографию рабочей поверхности в виде ромбической сетки.

После тонкого растачивания втулки шероховатость поверхности составила  $Ra = 1,4 \div 1$  мкм, а после ПЦО получили *Ra* ≤ 0,5 мкм. Остаточные деформации не превысили 5 мкм на диаметр. Погрешности формы в поперечном сечении соответствовали погрешностям, полученным после тонкого растачивания. Оценка качества обработки показала, что профилограмма поверхности отверстий втулок шатунов после ПЦО более предпочтительна, чем после традиционной обработки жестким роликовым раскатником. Таким образом, ПЦО основных отверстий шатунов повышает их долговечность и КПД двигателя, улучшает условия эксплуатации. Также ПЦО можно использовать для шатунов, отверстия которых после алмазного растачивания имели небольшой припуск на хонингование (согласно действующему технологическому процессу), так как такое хонингование приводит к неисправимому браку шатунов. Использование ПЦО вместо хонингования обеспечивает стабильное получение шероховатости поверхности  $Ra = 0.5 \div 0.6$  мкм, при этом не наблюдается образование конусности и седлообразности отверстия [16].

# Финишная ПЦО поверхностей отверстий в корпусных деталях разной жесткости

Работоспособность и ресурс гидрораспределителя прямо зависят от износостойкости золотниковой пары. Поэтому к рабочим поверхностям корпуса гидрораспределителя предъявляются высокие требования по шероховатости поверхности и геометрической форме, для обеспечения которых эффективным способом окончательной обработки будут алмазное хонингование и доводка. Применение ПЦО отверстия на окончательной операции позволяет сохранить точность, полученную на предшествующей операции, а при большой шероховатости ( $Ra = 6,3 \div 3,2$  мкм) способствует уменьшению отклонений их формы. Корпус гидрораспределителя выполнен из чугуна ВЧ-50 твердостью 187÷255 НВ. После чистового хонингования получили обработанное отверстие Ø40<sup>+0,02</sup> мм с шероховатостью поверхности  $Ra = 0.08 \div 0.15$  мкм. ПЦО отверстий в корпусе гидрораспределителя проводили на вертикальном токарном обрабатывающем центре Doosan PUMA V550М при давлении подводимого сжатого воздуха  $p = 0,2 \div 0,5$  МПа, минутной подаче инструмента  $S_{\text{мин}} = 15 \div 500 \text{ мм/мин и числе}$ проходов i = 1. После ПЦО шероховатость поверхности составила  $Ra = 0.05 \div 0.1$  мкм, что удовлетворяет требованиям на изделие ( $Ra \le 0,125$  мкм).

Относительная опорная длина профиля поверхности после ПЦО составила  $tp_{50} = 80 \div 90$  %, что выше, чем после хонингования ( $tp_{50} = 30 \div 50$  %). Хотя в конструкторской документации требования к параметру tp при обработке отверстий в корпусе гидрораспределителя не предъявляются, но после его обкатки в течение 40 ч величина параметра  $tp_{50} = 70 \div 80$  %, что свидетельствует о приработке поверхности и близости к параметру, полученному после ПЦО.

Отклонение от цилиндричности (0,0045 мм), полученное при хонинговании, полностью сохранилось после ПЦО (0,0048 мм) при требуемой его величине 0,005 мм. Это достигается тем, что при ПЦО происходит не объемное деформирование, а только пластическое деформирование микровыступов поверхности детали. Использование сжатого воздуха способствует поддержанию температуры и выводу частиц материала и пыли из зоны обработки.

#### Импульсно-ударная ПВДО плоских поверхностей

На основе импульсно-ударной ПВДО плоских поверхностей разработали технологию ремонта направляющих станин токарно-винторезных станков, позволяющую снизить трудоемкость обработки и повысить износостойкость направляющих. Обработка по новой технологии включает чистовое и тонкое эльборовое фрезерование и последующую импульсно-ударную ПВДО.

Материал заготовок — чугун СЧ20 (ГОСТ 1412—85) твердостью 170÷229 *НВ* (отливка получена методом непрерывного литья под давлением). Обработку проводили на продольно-строгальном или продольно-фрезерном станках пневматическим накатником импульсно-ударного действия с двумя рядами шаров (приводящие и деформирующие) [2].

Режим обработки по новой технологии ремонта направляющих станин токарно-винторезных станков: а) чистовая лезвийная обработка однозубой фрезой со вставкой из эльбора — припуск на обработку  $t = 0,6\div0,7$  мм, подача стола станка S = 1250 мм/мин; б) тонкое эльборовое фрезерование — t = 0,05 мм,  $S_{\rm MИH} = 900$  мм/мин; в) импульсно-ударная ПВДО при давлении подводимого сжатого воздуха  $p = 0,15\div0,3$  МПа и подаче  $S_{\rm MИH} = 80$  мм/мин.

После импульсно-ударной ПВДО на поверхности заготовок образуется сетка лунок с плотностью их расположения до 100 %. Шероховатость упрочненной поверхности  $Ra = 1,05 \div 1,38$  мкм соответствует нормативам для ремонтируемых направляющих станин токарно-винторезных станков нормальной точности. За счет создания на поверхности сетки микролунок ее маслоемкость увеличивается на 30 %, что препятствует схватыванию, приводящему к потере работоспособности пар трения.

Применение ПВДО для поверхностей направляющих станин токарно-винторезных станков позволило повысить их износостойкость в 1,5—2 раза по сравнению со шлифованием с СОЖ в результате образования деформационно-упрочненного слоя глубиной до 0,2 мм с твердостью до 42 *HRC*. Внедрение новой технологии ремонта направляющих станин и исключение операции шабрения позволило снизить трудоемкость обработки направляющих в 3 раза [17]. Отметим также, что при ПВДО создаются такие гидроплотные соединения плоских стыков, как стык блока и головки блока двигателя [2].

#### Импульсно-ударная ПВДО наружных поверхностей нежестких штоков гидроцилиндров

Основная проблема изготовления нежестких штоков гидроцилиндров — высокая трудоемкость, обусловленная их искривлением после термообработки, например закалки поверхности ТВЧ, требующим последующей правки. Правка и последующая стабилизирующая термообработка по трудозатратам во много раз превосходят любую из операций механической обработки. Применение новой технологии изготовления штоков решает эту проблему. Суть предложенного способа состоит в том, что сначала наружная поверхность штока проходит лезвийную обработку (чистовое точение), затем импульсно-ударную ПВДО с последующим полированием, хромированием и окончательным полированием [2].

Для обработки использовали промышленную партию заготовок длинномерных штоков, входящих в состав гидроцилиндра перемещения стола шлифовального станка 3Д725. Заготовка — труба из стали 45 с номинальными наружным 50 мм и внутренним 33 мм диаметрами, длиной 2940 мм. Оборудование: токарно-винторезный станок с удлиненной станиной 1М63 и пневматический шариковый накатник центробежного действия. Необходимую шероховатость наружной поверхности длинномерных штоков получали на режимах: а) чистовое точение (частота вращения заготовки  $n = 80 \text{ мин}^{-1}$ , подача  $S_{\text{мин}} = 16$  мм/мин) до  $Ra = 5,64 \div 6,44$  мкм; б) импульсно-ударная ПВДО ( $n = 200 \text{ мин}^{-1}$ ;  $S_{\text{мин}} = 40 \text{ мм/мин})$  до  $Ra = 1,43 \div 2,06 \text{ мкм}; \text{ в})$  полирование до  $Ra = 0,32 \div 0,5$  мкм; г) хромирование и полирование до *Ra* = 0,32 мкм. После обработки промышленная партия заготовок длинномерных штоков была признана годной и передана на сборку. В результате импульсно-ударной ПВДО на поверхности штока образуется упрочненный слой, а твердость материала увеличивается до 50 % от исходной.

Лунки, образовавшиеся на поверхности штока после ПВДО, являются микрорезервуарами для смазочного материала, что при работе пары трения обеспечивает высокую износостойкость поверхностей. При использовании штоков с сетью лунок на поверхности трение в узлах уменьшается на  $20\div25$  %, а герметичность повышается на  $10\div18$  %. Повышение гидроплотности уплотнения достигается за счет дискретного расположения лунок, что создает лабиринтное уплотнение, уменьшающее канал сквозных утечек [8].

Таким образом, все рассмотренные процессы ПВДО, применяемые для разных деталей, подтверждают гипотезу эффективного воздействия твердых тел в вихревом потоке сжатого воздуха на тонкий поверхностный слой. Сложная кинематика движения шаров интенсифицирует обработку и уменьшает силу, необходимую для поверхностного пластического деформирования. Варьирование режимами ПВДО и конструктивными параметрами инструментов позволяет управлять качественными характеристиками процесса обработки.

Реализация предлагаемых технологий не требует создания дорогих и громоздких станков и устройств, а энергозатраты ничтожно малы и доступны для обработки внутренних и наружных поверхностей вращения и плоских поверхностей на любом производстве. Разработанные процессы ПВДО относятся к высоким технологиям, легко поддаются автоматизации с применением роторных машин и линий, не требуя точного центрирования инструмента относительно заготовки.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Феликсон Е. И.** Пневматические шариковые вибродвигатели // Вестник машиностроения. 1962. № 5. С. 31.

2. **Технология** финишной упрочняющей пневмовибродинамической обработки нежестких деталей / А. П. Минаков, И. Д. Камчицкая, Е. В. Ильюшина и др. Могилев: Белорусско-Российский университет, 2016. 294 с.

3. Элементы и устройства струйной техники / Под ред. Ф. А. Короткова. М.: Энергия, 1972. 96 с.

4. **Технология** поверхностного пластического деформирования автомобильных деталей: РТМ 37.002.0024—71 / Под ред. В. А. Карпова. М.: Типография НИИТавтопрома, 1971. 100 с.

5. Ильюшина Е. В. Суперфинишная пневмоцентробежная обработка гильз гидроцилиндров: Дис. ... канд. техн. наук. Могилев, 2009. 157 с.

6. Шпеньков Г. П. Физикохимия трения. Минск: Университетское, 1991. 397 с.

7. Гасанов Ю. Н. Износ поверхностей деталей, обработанных при различных сочетаниях технологических операций // Вестник машиностроения. 2001. № 4. С. 50—52.

8. Шнейдер Ю. Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. Л.: Машиностроение, 1982. 248 с.

9. Минаков А. П., Лустенков М. Е., Ильюшина Е. В. Упрочняющая пневмоцентробежная обработка гильз ДВС, альтернативная финишному хонингованию // Вестник машиностроения. 2016. № 2. С. 63—68.

10. ГОСТ 20000—88. Дизели тракторные и комбайновые. Общие технические условия. М.: Изд-во стандартов, 1997. 15 с.

11. **Трение**, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. М.: Машиностроение, 1978. Кн. 1. 400 с.

12. **Трение**, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. М.: Машиностроение, 1979. Кн. 2. 358 с.

13. Гаркунов Д. Н. Триботехника (износ и безызносность): Учебник. М.: Изд-во МСХА, 2001. 616 с.

14. Минаков А. П., Соколов В. Н., Гарлачов Н. С. Пневмовибродинамическая обработка — предпочтительный метод изготовления поверхностей пар трения и сопрягаемых поверхностей в неподвижных соединениях // Вестник машиностроения. 2002. № 8. С. 39—44.

15. Бунос А. А. Исследование качества и производительности отделочной обработки нежестких деталей высокой твердости: Дис. ... канд. техн. наук. Могилев, 1996. 134 с.

16. **Минаков А. П., Бунос А. А.** Технологические основы пневмовибродинамической обработки нежестких деталей / Под ред. П. И. Ящерицына. Минск: Навука і тэхніка, 1995. 304 с.

17. Ресурсосберегающая технология упрочняющей пневмовибродинамической обработки плоских поверхностей для ремонтного и основного производств / А. П. Минаков, И. Д. Камчицкая, Д. Л. Зайцев, А. В. Тюков // Вестник машиностроения. 2009. № 7. С. 47—54.

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mt13@bmstu.ru

## Получение пластической деформацией крупных дисков из цилиндрических заготовок. Часть 2. Исследование внедрения центрального пуансона на стадии образования вогнутости

Получено математическое описание этапа образования вогнутости при исходном внедрении центрального пуансона в ходе пластической деформации крупных дисков или дисков из труднодеформируемых материалов.

**Ключевые слова:** пластическая деформация, диск, секционная штамповка, скорость деформации.

A mathematical description of the stage of concavity formation at the initial indentation of the central punch during plastic deformation of large disks or disks of hard materials is obtained.

**Keywords:** plastic deformation, disk, sectional stamping, strain rate.

Данная статья посвящена решению задачи, поставленной в работе [1], т. е. теоретическому определению основных деформационно-силовых параметров секционной штамповки, результатом чего станет обоснованный метод проектирования данного технологического процесса.

Исследование проводим, используя общие методы, разработанные и подробно обоснованные в работах [2—5].

Сначала на основе расчетной схемы (рис. 8) рассмотрим этап образования вогнутости при исходном внедрении центрального пуансона. Напомним, что во всем теоретическом исследовании, кроме отдельных случаев, используем относительные величины — геометрические параметры, отнесенные к радиусу *r* центрального пуансона. Очаг

Рис. 8. Расчетная схема образования вогнутости в начале внедрения центрального пуансона

пластической деформации представим в виде зон **1** и **2**, ниже которых расположена жесткая зона, в которой пластические деформации отсутствуют. В исследовании используем цилиндрическую систему координат ( $\rho$ ,  $\theta$ , z).

Для упрощения математического анализа считаем материал жесткопластическим, что соответствует используемой при производстве дисков горячей деформации, а в случае применения холодной деформации упрочнения учитываем средней по очагу пластической деформации величиной напряжения  $\sigma_s$  текучести, для определения которой целесообразно использовать методику, изложенную в работах [6, 7].

Далее будем использовать относительные напряжения (отнесенные к напряжению  $\sigma_s$ ). Силы контактного трения определяем по закону Зибеля:  $\tau_{\rm K} = \mu\beta\sigma_s$ , где  $\mu$  — коэффициент трения по напряжению текучести;  $\beta$  — коэффициент Лоде.

В зоне 2 кинематически возможные скорости зададим следующими выражениями.

Кинематически возможная осевая скорость

$$v_z = -f(z) \tag{1}$$

удовлетворяет имеющимся граничным условиям:  $v_z = -v_0$  при z = 0 и  $v_z = 0$  при  $z = -h_1$ .

Из условия несжимаемости [4]

$$\xi_{z} + \xi_{\rho} + \xi_{\theta} = 0, \qquad (2)$$

которое для осесимметричной задачи [6, 7] имеет вид:

$$\frac{\partial v_z}{\partial z} + \frac{\partial v_\rho}{\partial \rho} + \frac{v_\rho}{\rho} = 0, \qquad (3)$$

или

$$\frac{1}{2} \left[ \frac{\partial}{\partial \rho} (v_{\rho} \rho) \right] = -\frac{\partial v_z}{\partial z}, \qquad (4)$$

находим радиальную скорость:

$$v_{\rho} = \frac{\partial f(z)}{\partial z} \frac{\rho}{2} + \frac{f_1(z)}{\rho}.$$
 (5)

Из граничного условия  $v_{\rho} = 0$  при  $\rho = 0$  вытекает, что  $f_1(z) = 0$ , а следовательно, можно записать:

$$v_{\rho} = \frac{\partial f(z)}{\partial z} \frac{\rho}{2}.$$
 (6)



Из выражения (6) видно, что полученная функция для радиальной скорости в общем случае зависит от координаты z, т. е. позволяет учесть бочкообразность деформируемой заготовки.

Конкретизируя осевую скорость [формула (1)], получим:

$$v_{z2} = -f(z) = -\frac{v_0}{h_1}(z+h_1), \tag{7}$$

что удовлетворяет указанным выше граничным условиям.

Тогда из формулы (6) получим выражение для радиальной скорости:

$$v_{\rho 2} = \frac{v_0}{2h_1}\rho.$$
 (8)

По кинематическим выражениям осесимметричной задачи [8, 9]

$$\begin{cases} \xi_{\rho} = \frac{\partial v_{\rho}}{\partial \rho}; \\ \xi_{\theta} = \frac{v_{\rho}}{\rho}; \\ \xi_{z} = \frac{\partial v_{z}}{\partial z}; \\ \eta_{\rho z} = \frac{\partial v_{\rho}}{\partial z} + \frac{\partial v_{z}}{\partial \rho}, \end{cases}$$
(9)

используя формулы (7) и (8), получим:

$$\begin{cases} \xi_{\rho} = \frac{v_0}{2h_1}; \\ \xi_{\theta} = \frac{v_0}{2h_1}; \\ \xi_z = -\frac{v_0}{h_1}; \\ \eta_{\rho z} = 0. \end{cases}$$
(10)

С учетом выражений (10) интенсивность скоростей деформаций [8] имеет вид:

$$\xi_{i2} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{\left(\xi_{\rho} - \xi_{\theta}\right)^{2} + \left(\xi_{\theta} - \xi_{z}\right)^{2} + \left(\xi_{z} - \xi_{\rho}\right)^{2} + \frac{3}{2}\eta_{\rho z}^{2}} = \frac{v_{0}}{h_{1}}.$$
(11)

Далее для получения энергетического уравнения процесса пластической деформации [10] целесообразно использовать уравнение баланса мощностей [3, 4]:

$$W_q = W_{\sigma} + W_{\Delta} + W_{\tau}, \qquad (12)$$

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

где  $W_q$  — мощность пластической деформации;  $W_{\sigma}$  — мощность внутренних сил с интенсивностью напряжений  $\sigma_i$  в пластически деформируемом объеме *V*:

$$W_{\sigma} = \iiint_{V} \sigma_{i} \xi_{i} \mathrm{d}V; \tag{13}$$

 $W_{\Delta}$  — мощность, развиваемая максимальными касательными напряжениями на всех поверхностях  $S_{\Delta}$  разрывов скоростей  $\Delta v$ :

$$W_{\Delta} = \frac{1}{\sqrt{3}} \iint_{S_{\Delta}} |\Delta v| \mathrm{d}S; \tag{14}$$

 $W_{\tau}$  — мощность сил контактного трения  $\tau_{\rm K}$  на скоростях скольжения  $v_{\rm K}$  по поверхности контакта  $S_{\rm K}$ :

$$W_{\tau} = \iint_{S_{\mathrm{K}}} \tau_{\mathrm{K}} v_{\mathrm{K}} \mathrm{d}S. \tag{15}$$

Жесткопластическая модель материала и закон трения Зибеля с учетом условия пластичности  $\sigma_i = \sigma_s$  позволяют использовать относительные выражения мощностей (отнесенные к напряжению текучести), и соответственно с учетом коэффициента Лоде  $\beta$  записать формулы (13)—(15) в следующем виде:

$$W_{\sigma} = \iiint_{V} \xi_{i} \mathrm{d}V; \tag{16}$$

$$W_{\Delta} = \frac{\beta}{2} \iint_{S_{\Delta}} |\Delta v| \mathrm{d}S; \tag{17}$$

$$W_{\tau} = \beta \mu \iint_{S_{\kappa}} v_{\kappa} \mathrm{d}S. \tag{18}$$

Тогда в соответствии с выражением (16) и равенством (11) мощность внутренних сил в зоне **2** имеет вид:

$$W_{\sigma 2} = \int_{0}^{1} \frac{v_0}{h_1} h_1 2\pi \rho d\rho = \pi v_0.$$
(19)

Запишем мощность контактного трения на поверхности пуансона в соответствии с формулой (18) и выражением (8) (поскольку, как из системы равнений (10) видно, что в зоне  $\mathbf{2} \xi_{\rho} = \xi_{\theta}$ , то здесь коэффициент Лоде  $\beta = 1$ ):

$$W_{\tau 2} = \mu_0^1 \frac{v_0}{2h_1} \rho 2\pi \rho d\rho = \frac{\pi v_0 \mu}{3h_1}.$$
 (20)

Так как штамповка крупногабаритных дисков, как правило, выполняется в горячем состоянии, и

даже при наличии смазочного материала эффективность данной операции невысока, то принимаем соответствующий горячей деформации коэффициент трения  $\mu = 0,5$  [11, 12], тогда

$$W_{\tau 2} = \frac{\pi v_0}{6h_1}.$$
 (21)

Заметим, что при холодной штамповке диска завышение, обусловленное принятием  $\mu = 0,5$ , не приведет к значительному отклонению значения силы оборудования от реального, поскольку компенсирует известное снижение данной силы общей проблемой механики деформируемого твердого тела в виде не учитываемой в общепринятых теориях реальной непарности касательных напряжений [13].

Это показано в расчетах сходных процессов, приведенных в работе [4], где при изменении коэффициента трения с  $\mu_1 = 0,1$  на  $\mu_1 = 0,5$  (примеры 4.11 и 4.12) было получено расхождение с экспериментальным значением (причем всегда в сторону запаса расчетной оценки силы деформирования) соответственно  $\delta = 0,4$  и 1,9 %; в примерах 4.14 и 4.15 получено  $\delta = 2,5$  и 5,1 %, в примерах 4.17 и 4.18 —  $\delta = 1,7$  и 5,2 %, в примерах 6.12 и 6.13 —  $\delta = 0,3$  и 6,0 %.

С учетом формул (17) и (8) мощность касательных напряжений на поверхности разрыва между зонами **2** и расположенной ниже жесткой зоной будет соответствовать выражению

$$W_{\Delta 2} = \frac{1}{2} \int_{0}^{1} \frac{v_0}{2h_1} \rho 2\pi \rho d\rho = \frac{\pi v_0}{6h_1}.$$
 (22)

В зоне 1 кинематически возможную осевую скорость зададим как

$$v_{z1} = -\frac{v_0}{h_1} (z + h_1) \left(\frac{R - \rho}{R - 1}\right).$$
(23)

Очевидно, что при  $\rho = R$  имеем  $v_{z1} = 0$ , при  $\rho = 1$  скорость  $v_{z1}$  совпадает со скоростью  $v_{z2}$ , определяемой выражением (7), и при z = 0 составит  $-v_0$ . Таким образом, на поверхности вогнутости скорость  $v_{z1}$  меняется от нуля на границе с боковой поверхностью заготовки до скорости движения пуансона в точке контакта с ним, что и описывает образование вогнутости.

Подставив выражение (23) в условие несжимаемости (3), найдем:

$$v_{\rho 1} = \frac{v_0}{h_1(R-1)} \left(\frac{R\rho}{2} - \frac{\rho^2}{3}\right) + \frac{C}{\rho}.$$
 (24)

Найдя произвольную постоянную *C* из условия, что  $v_{\rho 1} = v_{\rho 2}$  при  $\rho = 1$ , окончательно получим:

$$v_{\rho 1} = \frac{v_0}{h_1(R-1)} \left(\frac{R\rho}{2} - \frac{\rho^2}{3} - \frac{1}{6\rho}\right).$$
(25)

Подставив выражения (23) и (25) в систему уравнений (9), найдем скорости деформаций:

$$\begin{cases} \xi_{z} = -\frac{v_{0}}{h_{1}(R-1)}(R-\rho); \\ \xi_{\rho} = \frac{v_{0}}{6h_{1}(R-1)} \left(3R-4\rho+\frac{1}{\rho^{2}}\right); \\ \xi_{\theta} = \frac{v_{0}}{6h_{1}(R-1)} \left(3R-2\rho-\frac{1}{\rho^{2}}\right); \\ \eta_{\rho z} = \frac{v_{0}}{h_{1}(R-1)}(h_{1}+z). \end{cases}$$
(26)

Подставив равенства (26) в формулу (11), найдем интенсивность скоростей деформации:

$$\xi_{i} = \frac{v_{0}}{3\sqrt{3}h_{1}(R-1)} \times \sqrt{27R^{2} - 54R\rho + 28\rho^{2} - \frac{2}{\rho} + \frac{1}{\rho^{4}} + 9(h_{1}+z)^{2}}.$$
 (27)

При ρ = 1 интенсивность скоростей деформации имеет вид:

$$\xi_i|_{\rho=1} = \frac{v_0}{\sqrt{3}h_1(R-1)} \sqrt{3(R-1)^2 + (h_1+z)^2}.$$
 (28)

При  $\rho = R$  интенсивность скоростей деформации

$$\xi_i \Big|_{\rho = R} = \frac{v_0}{\sqrt{3}h_1(R-1)} \sqrt{\frac{1}{9} \left( R^2 - \frac{2}{R} + \frac{1}{R^4} \right) + (h_1 + z)^2}.$$
 (29)

Нетрудно убедиться, что выражение (29) дает существенно меньшие значения, чем выражение (28). Например, при R = 2 получим:

$$\xi_i|_{\rho=1} = \frac{v_0}{h_1} \sqrt{1 + \frac{1}{3}(h_1 + z)^2}; \qquad (30)$$

$$\xi_i \Big|_{\rho = R} = \frac{v_0}{h_1} \sqrt{0.113 + \frac{1}{3}(h_1 + z)^2}.$$
 (31)

С учетом этого примем для упрощения дальнейшего решения задачи, что интенсивность скоро-

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

Таблица 1

Расчетная высота очага пластической деформации при образовании вогнутости

$R_0$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1
$h_1$	1,075	1,216	1,448	1,687	1,905	2,096	2,257	2,390	2,494	2,568	2,612	2,626

стей деформации постоянна во всей зоне 1 и определяется усредненным выражением (28):

$$\xi_{i1} = \frac{1}{2} \xi_i \Big|_{z = -h_1/2}^{\rho = 1} = \frac{v_0}{\sqrt{3}h_1(R-1)} \sqrt{(R-1)^2 + \frac{h_1^2}{12}}.$$
 (32)

Так как величина вогнутости заранее неизвестна, то пренебрежем впадиной и будем определять мощность внутренних сил в объеме

$$V = \pi (h_{\rm BOF} + h_1)(R^2 - 1), \tag{33}$$

что несколько завысит значение интегрального выражения (16), т. е. не противоречит верхней оценке. С учетом этого получим:

$$W_{\sigma 1} = \xi_{i1} V =$$

$$= \frac{\pi v_0 (R+1)(h_{BOT} + h_1)}{2h_1} \sqrt{(R-1)^2 + \frac{h_1^2}{12}}.$$
 (34)

Так как  $\beta = 1$  при  $\rho = 1$  и  $\beta = 1,155$  при  $\rho = R$ , примем на горизонтальной поверхности разрыва между зоной **1** и нижней жесткой зоной среднее значение, т. е.  $\beta = 1,1$ . Тогда по формуле (17) с учетом равенства (25) находим мощность касательных напряжений:

$$W_{\Delta 1} = \frac{1.1}{2} \int_{1}^{R} \frac{v_0}{h_1(R-1)} \left(\frac{R\rho}{2} - \frac{\rho^2}{3} - \frac{1}{6\rho}\right) 2\pi\rho d\rho =$$
$$= \frac{1.1\pi v_0(R^3 + R^2 + R - 3)}{12h_1}.$$
(35)

В соответствии с уравнением баланса мощностей (12) суммируем выражения (19), (21), (22), (34), (35) и приравниваем полученный результат мощности деформации:

$$W_q = \pi v_0 q_{\rm B},\tag{36}$$

в результате чего находим удельную силу образования вогнутости:

$$q_{\rm B} = 1 + \frac{1}{3h_1} + \frac{1,1(R^3 + R^2 + R - 3)}{12h_1} + \frac{(R+1)(h_{\rm BOF} + h_1)}{2h_1} \sqrt{(R-1)^2 + \frac{h_1^2}{12}}.$$
 (37)

Для определения высоты очага пластической деформации следует использовать условие минимума удельной силы деформирования:

$$\frac{\partial q_{\rm B}}{\partial h_1} = 0. \tag{38}$$

Поскольку с учетом выражения (37) уравнение (38) не решается алгебраически, необходимо использовать известный численный метод последовательных приближений, в котором, выбрав шаг расчета, следует постепенно увеличивать глубину  $h_{BOT}$ вогнутости, начиная с нулевого значения. Тогда при  $R_0 = 1$  можно получить  $h_{BOT} = 0,389$ ;  $h_1 = 1,075$ , а при  $R_0 = 2$  получим  $h_{BOT} = 0,362$ ;  $h_1 = 2,612$ . Заметим, что найденное  $h_{BOT} = 0,362$  при  $R_0 = 2$  совпадает с экспериментальным значением  $h_{BOT} = 0,36$ (расхождение  $\delta = 0,5$  %) [12, рис. 80, e, стр. 98].

Полученные результаты расчетов приведены в табл. 1.

#### БИБЛИОГАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Воронцов А. Л. Получение пластической деформацией крупных дисков из цилиндрических заготовок. Ч. 1. Постановка задачи // Вестник машиностроения. 2018. № 3. С. 61—63.

2. Воронцов А. Л. Анализ кинематического, напряженного и деформированного состояний заготовки при вдавливании цилиндрического пуансона в полупространство // Вестник машиностроения. 1998. № 7. С. 44—47.

3. Воронцов А. Л. Новый метод решения сложных вариационных задач на примере описания формоизменения заготовки при прошивке // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2009. № 10. С. 3—8.

4. Воронцов А. Л. Теория и расчеты процессов обработки металлов давлением: Учебное пособие. Т. 1. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 396 с.

5. Воронцов А. Л. Теория и расчеты процессов обработки металлов давлением. Учебное пособие для вузов. Т. 2. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 441 с.

6. Воронцов А. Л. Методические указания по аппроксимации кривых упрочнения // Производство проката. 2001. № 3. С. 21—25.

7. Дмитриев А. М., Воронцов А. Л. Аппроксимация кривых упрочнения металлов // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2002. № 6. С. 16—22.

8. Воронцов А. Л. Некоторые проблемы механики деформируемого твердого тела и ее технологических при-

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

С. В. СЕРГЕЕВ, Ю. С. СЕРГЕЕВ, кандидаты технических наук (Южно-Уральский ГУ, г. Челябинск), e-mail: sergeev-sv@list.ru

### Имитационное моделирование процесса виброперемешивания при приготовлении и восстановлении технологических жидкостей<sup>1</sup>

Представлено теоретическое обоснование нового способа управляемого виброперемешивания многокомпонентных технологических жидкостей, применяемых в машиностроении. Показаны результаты имитационного моделирования в программе FlowVision традиционного и вибрационного процессов перемешивания жидких технологических сред.

Ключевые слова: имитационное моделирование, метод конечных элементов, программный комплекс FlowVision, управление, смешивание, смазочно-охлаждающая жидкость.

The theoretical substantiation of the new method of controlled vibration mixing of multicomponent technological fluids used in mechanical engineering is presented. The results of simulation modeling in the FlowVision software of traditional and vibration processes of mixing of liquid technological media are shown.

**Keywords:** simulation modeling, finite element method, FlowVision software package, control, mixing, coolant.

В современном машиностроительном производстве весьма высоки требования к точности изготовления высокотехнологичных изделий авиационного и ракетно-космического назначения.

<sup>1</sup> Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ, грант № 9.7960.2017/БЧ.

Поэтому при обработке деталей резанием для снижения в них тепловых деформаций и, соответственно, повышения качества обработанных поверхностей деталей, а также стойкости инструмента применяют смазочно-охлаждающие жидкости (СОЖ). Различные СОЖ представляют собой многокомпонентные технологические среды, которые должны одновременно обладать смазывающим, охлаждающим, моющим и антикоррозионным действиями. Как правило, применяемые в металлообработке СОЖ — это эмульсии, состоящие из масла и воды, в которые добавляют эмульгаторы, бактерициды, биоциды, ингибиторы коррозии, антиизносные и противозадирные присадки. Эффективность данных СОЖ теряется из-за расслаивания и насыщения вредными примесями при эксплуатации.

В машиностроении широко применяют гальванические покрытия, для нанесения которых необходимы цветные металлы и дорогостоящие химикаты. При этом потери химикатов на подготовительных операциях с промывными водами иногда в десятки раз превышают их расход при создании покрытий на деталях. Расход воды при промывке после подготовительных операций в 3—7 раз превышает расход воды для промывки после гальванических покрытий.

Таким образом, при металлообработке и гальваническом производстве расходуется значительное количество воды, а сточные воды после данных технологических операций очень токсичны. Так

#### 

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 54)

ложений. 7. Осесимметричная задача теории пластичности. Напряженное и кинематическое состояния при осадке цилиндрической заготовки с трением на торцах. Метод баланса работ. Ч. 1 // Производство проката. 2010. № 9. С. 2—13.

9. Воронцов А. Л. Некоторые проблемы механики деформируемого твердого тела и ее технологических приложений. 7. Осесимметричная задача теории пластичности. Напряженное и кинематическое состояния при осадке цилиндрической заготовки с трением на торцах. Метод баланса работ. Ч. 2 // Производство проката. 2010. № 10. С. 2—14.

10. Воронцов А. Л. Некоторые проблемы механики деформируемого твердого тела и ее технологических

приложений. 5. Экстремальные принципы и проверка теоретических исследований в обработке металлов давлением // Производство проката. 2010. № 7. С. 3–13.

11. Дмитриев А. М., Воронцов А. Л. Выбор коэффициентов трения для расчета технологических параметров штамповки выдавливанием // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2004. № 1. С. 23—26.

12. Семенов Е. И. Ковка и объемная штамповка. М.: Высшая школа, 1972. 352 с.

13. Воронцов А. Л. Некоторые проблемы механики деформируемого твердого тела и ее технологических приложений. 3. Непарность касательных напряжений // Производство проката. 2010. № 5. С. 2—8. как в последнее время возникают серьезные проблемы, связанные с загрязнением воды, сброс неочищенных или плохо очищенных сточных вод недопустим.

Решение данной проблемы заключается в разработке и внедрении экологически безопасных, безотходных технологических процессов и создании производств с замкнутым циклом, т. е. использование процессов восстановления отработавших технологических жидкостей [1]. Для приготовления и регенерации данных технологических жидкостей используют различные способы диспергирования компонентов — циркуляционное, механическое, ударно-импульсное или акустическое перемешивание, гомогенизацию, а также барботаж паром или сжатым воздухом. К недостаткам существующих способов относятся: вращающийся поток (даже скоростной) имеет малый градиент скорости из-за монолитности движения в вихре [2]; малый КПД из-за больших потерь механической энергии при преобразовании энергии большого вихря в микроскопические, которые оказывают основное рабочее воздействие на среду [3]; интенсивная обработка происходит только в узкой зоне, прилегающей непосредственно к поверхности рабочего органа, наличие застойных зон [4].

Перспективным направлением при перемешивании жидких технологических сред, в частности СОЖ, является использование оборудования нового поколения, которое позволяет увеличивать турбулизацию и циркуляцию потоков при одновременном снижении его энергопотребления и металлоемкости. Это возможно при использовании закрученных потоков и вихревых движений, что обусловливает создание центробежных сил, существенно превосходящих гравитационные, и применении звуковых и акустических, упругих колебаний, которые создают кавитацию, акустическое давление, пульсирующие микропотоки и пр. Наиболее эффективны данные способы в аппаратах, основанных на вибрационном воздействии через рабочие органы смесителя на перемешиваемые материалы. Поэтому главной задачей при устранении перечисленных недостатков является повышение эффективности смешивания путем углубления турбулизации увеличением циркуляции потоков и исключения застойных зон [5, 6] в результате сообщения рабочей среде совместного вращения и радиально-осевых колебаний, что позволит увеличить взаимодействие встречных внутренних затопленных струй жидкости.

Для решения поставленной задачи предлагается новый способ [7] перемешивания жидких сред, при котором смеси принудительно, посредством ротора с перфорированными дисками задают вращение и радиально-осевые колебания, формируя встречные вращающиеся затопленные струи (рис. 1, *a*, см. обложку). Для повышения турбулизации внутри торообразных потоков смеси ее вращение выполняют пульсациями  $\pm \varepsilon$  скорости, посредством вентильно-индукторного электровибропривода [8], которые в совокупности с радиально-осевыми колебаниями формируют закрученные встречные затопленные струи (рис. 1, *б*, см. обложку), увеличивая их путь перемешивания при объемной циркуляции струй. Движение жидкости при этом подчиняется системе уравнений

$$\begin{cases} a_{1}\omega\frac{\partial(a_{1}\omega)}{\partial r} - \frac{\left(\left(R_{1}+R\right)2\omega a_{1}/D_{\pi}\right)^{2}}{r} + a_{2}\omega\frac{\partial(a_{1}\omega)}{\partial z} = \\ = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} + \nu \left[\frac{\partial^{2}(a_{1}\omega)}{\partial r^{2}} + \frac{\partial}{\partial r}\left(\frac{a_{1}\omega}{r}\right) + \frac{\partial^{2}(a_{1}\omega)}{\partial z^{2}}\right]; \\ a_{1}\omega\frac{\partial(\left(R_{1}+R\right)2\omega a_{1}/D_{\pi}\right)}{\partial r} + \frac{\left(a_{1}\omega\right)\left(\left(R_{1}+R\right)2\omega a_{1}/D_{\pi}\right)}{r} + \\ + a_{2}\omega\frac{\partial\left(\left(R_{1}+R\right)2\omega a_{1}/D_{\pi}\right)}{\partial z^{2}} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial t} + \\ + \nu \left[\frac{\partial^{2}(\left(R_{1}+R\right)2\omega a_{1}/D_{\pi}\right)}{\partial r^{2}} + \frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\left(R_{1}+R\right)2\omega a_{1}/D_{\pi}\right)}{r}\right] + \\ + \frac{\partial^{2}(\left(R_{1}+R\right)2\omega a_{1}/D_{\pi}\right)}{\partial z^{2}}\right]; \end{cases}$$
(1)  
$$= -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\left(a_{2}\omega\right)^{2}}{r} + a_{2}\omega\frac{\partial(a_{2}\omega)}{\partial z} = \\ = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left[\frac{\partial^{2}(a_{2}\omega)}{\partial r^{2}} + \frac{\partial(a_{2}\omega)}{\partial z} + \frac{\partial^{2}(a_{2}\omega)}{\partial z^{2}}\right]; \\ \frac{\partial(a_{1}\omega)}{\partial r} + \frac{\left(a_{1}\omega\right)}{r} + \frac{\partial(a_{2}\omega)}{\partial z} = 0. \end{cases}$$

Здесь *r*, *t*, *z* — цилиндрические координаты; v — коэффициент кинематической вязкости; *p* — давление;  $\rho$  — плотность жидкой среды; *R* — радиус окружности, описываемой приводом колебаний;  $R_1$  — радиус диска ротора;  $D_{\rm d}$  — диаметр диска;  $a_1 = \frac{l-l_1}{l}a$  — амплитуда радиальных колебаний (в зоне диска), где *l* — вылет вращаемого тела;  $l_1$  — расстояние между тарелкой ротора и диском; *a* — амплитуда колебаний ротора с дисками:

$$a=\frac{D\omega_{\rm BP}}{2\omega},$$

здесь D — диаметр вращаемого тела в зоне его сопряжения с контртелом;  $\omega_{\rm Bp}$  — частота вращения ротора с дисками; ω — частота колебаний ротора с дисками:

$$\omega = \frac{P_{\rm oc}}{2 \, l m \omega_{\rm Bp}} + \sqrt{\frac{P_{\rm oc}^2}{4 \, l^2 \, m^2 \, \omega_{\rm Bp}^2} + \frac{j}{m}}, \qquad (2)$$

где  $P_{oc}$  — осевое усилие прижатия ротора к контртелу; j — жесткость ротора (при шарнирном закреплении ротора j = 0); m — приведенная масса вращаемого тела;  $a_2 = R_1 \frac{a}{l}$  — амплитуда осевых колебаний в зоне диска.

Для реализации нового принципа перемешивания [7] предлагается использовать колебания [9]



Рис. 2. Расчетная схема для определения максимальной скорости на периферии диска ротора (точка А)



Рис. 3. Схема образования течений жидкой среды вблизи плоского вращающегося диска

(рис. 2), при которых вращаемое тело 1 с перфорированными дисками 2 с встречными коническими отверстиями на торцевой поверхности сопрягают с контртелом *3* с усилием *P*<sub>ос</sub> прижима и обкатывают по замкнутой траектории, имеющей поворотную симметрию вокруг оси симметрии траектории. При этом создают циркуляцию встречных затопленных закрученных потоков рабочей среды путем сообщения ей совместного вращения с пульсациями скорости и радиально-осевых колебаний, а также увеличивают путь перемешивания. Изменяя параметры данных принудительных движений можно управлять траекториями встречных закрученных потоков рабочей жидкости, что позволяет управлять интенсивностью перемешивания жидкости, усиливая или радиальную составляющую v<sub>r</sub>, или осевую составляющую v<sub>z</sub> скорости движения затопленных струй (см. рис. 1). При изменении угла α наклона (см. рис. 1, б) равнодействующих скоростей в радиальном и осевом направлениях изменяется шаг спиральных траекторий закрученных встречных затопленных струй, а следовательно, и частота взаимодействия последних между собой.

Для пояснения предложенного способа сначала рассмотрим течение жидкой среды вблизи плоского диска (рис. 3), равномерно вращающегося с угловой скоростью  $\omega_{\rm Bp}$  вокруг оси, перпендикулярной к плоскости диска. Положим, что жидкость вдали от диска принимается покоящейся. Вследствие трения слой жидкости, непосредственно прилегающий к диску, увлекается последним и под действием центробежной силы отбрасывается наружу от диска. Вместо отброшенной жидкости к диску поступает в осевом направлении новая порция жидкости, которая также увлекается диском и также отбрасывается. Таким образом создается трехмерное течение. При этом вследствие осевой симметрии течения [10, 11] уравнения Навье— Стокса и уравнение неразрывности в цилиндрических координатах имеют вид:

$$\begin{aligned} v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_r^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} &= \\ &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + v \left[ \frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v_r}{r} \right) + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} \right]; \\ v_r \frac{\partial v_t}{\partial r} - \frac{v_r v_t}{r} + v_z \frac{\partial v_t}{\partial z} &= \\ &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + v \left[ \frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{v_r}{r} \right) + \frac{\partial^2 v_t}{\partial z^2} \right]; \\ v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} &= -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + v \left[ \frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2} + \frac{\partial v_z}{\partial r} \frac{1}{r} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right]; \\ \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_r}{r} + \frac{\partial v_z}{\partial z} &= 0. \end{aligned}$$

Граничные условия, определяемые условием прилипания жидкости к вращающейся плоскости, будут

$$\begin{cases} v_r = 0, v_t = r\omega, v_z = 0 \text{ при } z = 0; \\ v_r = 0, v_t = 0 \text{ при } z = \infty, \end{cases}$$

где  $v_t$ ,  $v_r$ ,  $v_z$  — составляющие скорости соответственно в тангенциальном, радиальном и осевом направлениях.

При наложении на вращение пульсаций и радиально-осевых колебаний согласно нового способа будут доминировать уже такие факторы, как частота и амплитуда колебаний, оказывающие воздействия на составляющие скорости движения жидкой среды. Так как посредством вращающихся дисков 2 с диаметром  $D_{\rm д}$  (см. рис. 2), размещенных на роторе 1, создаются закрученные встречные затопленные струи жидкости, которым кроме вращения с частотой  $\omega_{\rm вр}$  сообщают пульсации  $\pm \varepsilon$  скорости движения и радиально осевые колебания с частотой  $\omega$  и амплитудой *а*, определим максимальные амплитуды составляющих скорости движения точек на периферии диска ротора:

$$\begin{cases} v_t = (R_1 + R)\omega_{\rm BP} \\ v_r = a_1\omega; \\ v_z = a_2\omega, \end{cases}$$

где  $a_2 = R_1 a/l; a_1 = l - l_1/la.$ 

Максимальную скорость жидкости будет иметь в периферийной зоне нижнего диска (точка A) (см. рис. 2). Причем в данный момент времени скорость в точке C равна нулю, так как она является мгновенным центром качения [9]. С учетом составляющих скоростей в окружном, радиальном и осевом направлениях уравнения движения жидкой среды согласно работе [7] будут соответствовать системе уравнений (1).

Однако граничные условия будут уже другими:

$$\begin{cases} v_r = a_1 \omega, v_t = (R_1 + R) \omega_{BP}, v_z = a_2 \omega \\ \pi p \mu \ z = 0; \\ v_r = a_1 \omega, v_t = (R_1 + R) \omega_{BP}, v_z = a_2 \omega \\ \pi p \mu \ z = \infty \end{cases}$$
(3)

Важно отметить, что новый способ перемешивания позволяет обеспечить одновременно ряд эффектов: псевдоожижение рабочей жидкости (турбулизация), активное перемешивание жидкости (виброструйный эффект), эффект вибрационного поддержания вращения [12].

При турбулентном режиме частицы жидкости наряду с основным движением осуществляют поперечные перемещения, создающие перемешивание жидкости. Траектории движения частиц имеют сложную форму и пересекаются между собой. Переход ламинарного режима в турбулентный наступает при определенных условиях, характеризуемых числом Рейнольдса. При рассмотрении течения жидкой среды около дисков ротора, который вращается без колебаний, число Рейнольдса будет зависеть только от тангенциальной скорости дисков.

При этом начиная с некоторого числа Рейнольдса течение перестает быть ламинарным [10], а при числах Рейнольдса  $\text{Re} \ge 3 \cdot 10^5$  оно всегда турбулентное.

Если рассматривать течение жидкой среды около диска, который кроме вращения осуществляет и колебательные движения вокруг оси, перпендикулярной к плоскости диска, то число Рейнольдса Re будет больше критического Re\* (для аналогичных способов Re\* > 1000 [13, 14]). Характер изменения течений жидкости в каждый момент времени зависит от разных составляющих скорости движения, которые оказывают влияние на число Рейнольдса:

$$\operatorname{Re}_{t} = \frac{v_{t}}{v} = \frac{(R_{1} + R)2\omega a_{1}R_{1}/D}{v};$$
$$\operatorname{Re}_{z} = \frac{v_{z}l_{z}}{v}; \quad \operatorname{Re}_{r} = \frac{v_{r}D_{p}}{v},$$

где  $l_z$  — расстояние между дисками;  $D_p$  — диаметр резервуара.

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

Очевидно, что наибольшее значение оказывает тангенциальная составляющая v<sub>t</sub> скорости. Многочисленные направления затопленных струй обеспечивают эффект псевдоожижения жидкости, т. е. создают высокочастотные колебания рабочей жидкости, повышают ее динамическую вязкость, увеличивая внутреннее сопротивление движущихся частиц перемешиваемых компонентов. Радиальноосевые колебания конических перфорированных дисков, закрепленных на роторе вибросмесителя, создают дополнительно виброструйный эффект, т. е. не только скорость потока струй, но и частота взаимодействия многочисленных затопленных струй жидкости на выходе из сужающихся конических отверстий увеличивается, что углубляет турбулизацию жидкости. Причем интенсивность виброструйного эффекта зависит от осевой скорости:

$$v_z = R_1 \frac{a}{l} \omega.$$

Виброструйный эффект заключается в разности гидросопротивлений конических отверстий при смене направления движения жидкости через последние. При увеличении разности отверстий на входе и выходе отношение сопротивлений диффузора и конфузора увеличивается, т. е. большее количество жидкой среды протекает через конфузор и более резкое уменьшение количества протекаемой жидкости через диффузор, что повышает интенсивность виброструйного эффекта при неизменной скорости колебаний диска.

Ротор с дисками, вращающийся с частотой  $\omega_{\rm Bp}$ , будет колебаться с частотой  $\omega$ , которая в 10—100 раз больше частоты вращения  $\omega_{\rm Bp}$  из-за его кинематической неуравновешенности [9]. При этом жидкость, увлекаемая колеблющимся ротором с дисками, будет тоже вибрировать, что способствует поддержанию вращения дисков ротора. Так возни-

Значения скоростей,  $10^{-3}$  м/с, при разных  $P_{\rm oc}$  и  $\omega_{\rm BD}$ 

<i>P</i> <sub>oc</sub> , H	ω, Гц	$v_r$	$v_{\chi}$	$v_t$
25,0	24,06	26,73	13,23	360
37,5	17,50	21,93	11,18	450
50,0	14,60	25,35	16,25	540
62,5	12,54	29,88	14,94	630
75,0	10,96	21,50	12,90	720
87,5	9,74	24,36	15,08	810
100,0	8,80	27,14	14,16	900
112,5	7,98	21,76	10,49	990
125,0	7,30	25,56	11,36	1080
137,5	6,70	21,28	12,92	1170
150,0	6,30	29,70	13,07	1263

кает эффект вибрационного поддержания вращения ротора машины, т. е. эффект Хулахупа, что позволяет затрачивать меньшую мощность на вращение ротора в установившемся режиме. Это повышает энергоэффективность процесса. Момент сил сопротивления вращению дисков ротора не должен превышать предельного значения вибрационного момента:

$$W = ma\omega \frac{\omega_{\rm Bp}D}{2}.$$

Одновременная реализация всех трех эффектов возможна, если затопленным струям задавать вращение с пульсациями скорости и радиально-осевые колебания, что обеспечит максимальную турбулизацию жидкой среды, а следовательно, интенсификацию перемешивания.

Экспериментальные исследования позволили визуализировать данные физические эффекты [15, 16]. Взаимодействие внутренних затопленных струй подтверждает формирование кольцевых волн на поверхности жидкой среды [7]. Число кольцевых волн соответствует числу диаметральных рядов отверстий.

Для оптимизации технологических параметров систему уравнений (1) необходимо проинтегрировать при граничных условиях (3). Численное интегрирование системы уравнений (1) с указанными граничными условиями целесообразно выполнять в программе FlowVision с использованием метода, основанного на консервативных схемах расчета нестационарных уравнений в частных производных, которые по сравнению с неконсервативными схемами дают решения, точно удовлетворяющие законам сохранения (в частности, уравнению неразрывности) [17—19]. Для решения задач в пакете FlowVision сначала надо создать модель устройства с заданными конструктивными параметрами с помощью внешней программы — геометрического препроцессора. В качестве данного препроцессора использовали программный пакет SolidWorks, относящийся к семейству CADob (Computer-Aided Design — автоматизированное проектирование) [20].

Для более полного и наглядного представления процессов виброструйного перемешивания [7] жидких гетерогенных сред посредством суперкомпьютерных ресурсов ЮУрГУ [21, 22] и программного продукта FlowVision были выполнены расчеты скоростей потоков сред, оптимальные временные характеристики при переменных амплитудно-фазочастотных параметрах виброприводов [8, 9]. Некоторые результаты вычислений представлены в таблице.

На рис. 4 (см. обложку) показаны результаты имитационного моделирования процессов перемешивания традиционным способом без колебаний,

с наложением радиально-осевых колебаний и радиально-осевых колебаний и пульсаций скорости вращения. Видно, что процесс виброперемешивания проходит гораздо интенсивнее, т. е. существенно увеличивается число внутренних затопленных струй и соответственно путь их перемешивания. При этом в смесителе практически отсутствуют зоны застоя. Ожидается значительный экономический эффект от внедрения нового способа перемешивания жидкостей, так как в традиционных способах перемешивания существует ряд недостатков, которые не позволяют эффективно управлять процессом смешивания. Поэтому при замене известных конструкций смесителей на новый смеситель, который будет работать по предложенному принципу, повысится эффективность и производительность.

Таким образом, результаты имитационного моделирования показали, что применение нового способа возбуждения колебаний, реализованного в роторном инерционном виброприводе, позволяет получить ряд физических эффектов, одновременная реализация которых повышает эффективность оборудования для перемешивания компонентов СОЖ. При настройке установки с учетом физических свойств технологической среды необходимо выбрать такие частоту и амплитуду колебаний ротора с дисками смесителя, которые будут обеспечивать все три эффекта.

Полученные теоретические зависимости и результаты имитационного моделирования позволяют не только анализировать получаемые физические эффекты при перемешивании компонентов СОЖ и подбирать необходимые режимы для их реализации, но и управлять интенсивностью перемешивания.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Латышев В. Н. Повышение эффективности СОЖ. М.: Машиностроение, 1975. 89 с.

2. **Dodd M. S., Ferrante A.** On the interaction of Taylor length scale size droplets and isotropic turbulence // Journal of Fluid Mechanics, 2016. Vol. 806. P. 356–412. DOI: 10.1017/jfm.2016.550.

3. **Rheology** of a dense suspension of spherical capsules under simple shear flow / D. Matsunaga, Y. Imai, T. Yamaguchi, T. Ishikawa // Journal of Fluid Mechanics, 2016. Vol. 786. P. 110–127. DOI: 10.1017/jfm.2015.666.

4. Худобин Л. В., Бабичев А. П., Булыжев Е. М. Смазочно-охлаждающие технологические средства и их применение при обработке резанием: Справочник / Под общ. ред. Л. В. Худобина. М.: Машиностроение, 2006. 544 с.

5. **Rudman M.** Volume-tracking methods for interfacial flow calculations // International Journal for Numerical Methods in Fluids. 1998. Vol. 24. Is. 7. P. 671– 691.

DOI: 10.1002/(SICI)1097-0363(19970415)24:7<671:AID-FLD508>3.0.CO; 2-9.

6. **Stickel J. J., Powell R. L.** Fluid mechanics and rheology of dense suspensions // Annual Review of Fluid Mechanics. 2005. Vol. 37. P. 129–149. DOI: 10.1146/annurev.fluid.36.050802.122132.

7. Пат. 2543204 Рос. Федерации: МПК 8 В01F 11/00. Способ перемешивания жидкости.

8. Сергеев Ю. С., Сандалов В. М. Динамическая модель вентильно-индукторного вибропривода // Электротехника. М.: ООО «Знак», 2012. № 8. С. 24—27.

9. **А. с. 1664412 СССР:** МПКЗ В06В 1/16. Способ возбуждения круговых колебаний и устройство для его осуществления.

10. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 712 с.

11. **Kim J., Moin P.** Application of a fractional-step method to incompressible Navier-Stokes equations // Journal of Computational Physics. 1985. Vol. 59. Is. 2. P. 308–323. DOI: 10.1016/0021-9991(85)90148-2.

12. Sergeev S. V., Nekrutov V. G. Vibromechanical methods in the preparation and regeneration of lubricant and coolant fluids // Russian Engineering Research. 2012. Vol. 32. N. 11–12. P. 754–757. DOI: 10.3103/S1068798X12110160.

13. Ушаков В. Г., Васильцов Э. А. Аппараты для перемешивания жидких сред. Курск: КГТУ, 2003. 280 с.

14. **Kulkarni P. M., Morris J. F.** Suspension properties at finite Reynolds number from simulated shear flow // Physics of Fluids. 2008. Vol. 20. Is. 4. 040602 (2008). DOI: 10.1063/1.2911017.

15. Сергеев С. В., Некрутов В. Г. Компьютерное моделирование процесса перемешивания компонентов смазочно-охлаждающих жидкостей // Вестник машиностроения. 2012. № 3. С. 19—22.

16. Блехман И. И. Вибрационная механика. М.: Физматлит, 1994. 400 с.

17. Rosti M. E., De Vita F., Brandt L. Numerical simulations of emulsions in shear flows // Acta Mech. 2018. P. 1–16. DOI: 10.1007/s00707-018-2265-5.

18. Large-eddy simulations of the vortex-induced vibration of a low mass ratio two-degree-of-freedom circular cylinder at subcritical Reynolds numbers / D. Pastrana, J. C. Cajas, O. Lehmkuhl et. an. // Computers & Fluids, 2018. Vol. 173. P. 118–132. DOI: 10.1016/j.compfluid.2018.03.016.

19. **Computational** modeling of multiphase elastoviscoplastic flows / D. Izbassarov, M. E. Rosti, M. N. Ardekani et. an. // International Journal for Numerical Methods in Fluids. 2018. P. 1–23. DOI: 10.1002/fld.4678.

20. **Numerical** simulations of elastic capsules with nucleus in shear flow / A. A. Banaei, J. C. Loiseau, I. Lashgari, L. Brandt // European Journal of Computational Mechanics. 2017. Vol. 26. Is. 1, 2: Fluid flows with interactive boundaries. P. 131–153. DOI: 10.1080/17797179.2017.1294828.

21. **Kostenetskiy P. S., Safonov A. Y.** SUSU Supercomputer Resources // Proceedings of the 10<sup>th</sup> Annual International Scientific Conference on Parallel Computing Technologies (PCT 2016). Russia. Arkhangelsk. 2016. CEUR Workshop Proceedings. Vol. 1576. P. 561–563.

22. **Rekachinsky A. I., Chulkevich R. A., Kostenetskiy P. S.** Modeling Parallel Processing of Databases on the Central Processor Intel Xeon Phi KNL // MIPRO-2018. Electronics and Microelectronics. Croatia. Opatija 2018. IEEE. P. 1851—1856. В. Е. АРХИПОВ, А. Ф. ЛОНДАРСКИЙ, кандидаты технических наук, Г. В. МОСКВИТИН, д-р техн. наук, М. С. ПУГАЧЕВ (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН), e-mail: vearkhipov@mail.ru

## Оценка когезионной прочности газодинамических покрытий<sup>1</sup>

Исследована когезионная прочность покрытий из меди, алюминия, цинка, никеля, нанесенных газодинамическим напылением. Проанализированы клеевой и штифтовой методы испытаний механических свойств покрытий и предложенный метод кольцевого отрыва. Установлены зависимости показателей механических свойств покрытий от условий напыления.

**Ключевые слова:** газодинамическое напыление, покрытие, адгезия, когезия.

The cohesive strength of coatings made of copper, aluminum, zinc, and nickel applied by gas-dynamic spraying was studied. The glue and pin test methods for the mechanical properties of coatings and the proposed method of ring separation are analyzed. The dependences of the indicators of the mechanical properties of coatings on the deposition conditions are determined.

**Keywords:** gas-dynamic spraying, coating, adhesion, cohesion.

Модификация поверхности железоуглеродистых сплавов нанесением покрытий разного назначения является эффективным направлением повышения ресурса конструкций и изделий, работающих в агрессивных средах и при высоких нагрузках [1, 2]. Газодинамическое напыление применяют для восстановления исходных размеров деталей; заделки трещин и раковин при эксплуатации или изготовлении детали; герметизации работающих при низких и высоких температурах соединений и пр. [2, 3]. При эксплуатации детали испытывают значительные нагрузки, направленные по касательной или нормали к рабочим поверхностям, что может привести к отрыву и разрушению нанесенного покрытия. Поэтому исследование способности покрытий, нанесенных газодинамическим напылением, сопротивляться разрушению при разных нагрузках является весьма актуальной задачей.

Качество покрытий оценивают по прочности сцепления нанесенного металла с основой (адгезионная прочность) и когезионной прочности металла покрытия. Метод испытания на прочность сцепления напыленного покрытия с подложкой и возможность его использования для оценки зависимости силы адгезии от технологических параметров напыления исследованы в работах [4—7]. Цель настоящей работы — исследование методов испытаний газотермических покрытий с оценкой возможности их применения для определения когезионной прочности покрытий, нанесенных газодинамическим напылением.

#### Оборудование, методики и материалы

Напыление покрытий никеля, меди, алюминия и цинка осуществляется на газодинамической установке ДИМЕТ-404. Механическую смесь из мелкодисперсных порошков пластичных металлов (Ni, Cu, Al, Zn) и твердых хрупких частиц корунда (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) для нанесения покрытия применяют в состоянии поставки [3].

Рекомендовано и установлено исследованиями, что покрытие на образце из стали 40Х следует наносить на расстоянии 10 мм от сменного (разгонного) сопла при скорости перемещения сопла 10 мм/с. Температуры напыления зависят от физико-механических свойств металла и находятся в интервале  $t_{\rm H} = 180 \div 540$  °C. После напыления покрытия поверхность обрабатывают режущим инструментом до получения требуемого слоя.

Образцы с покрытиями испытывали на растяжение на универсальной сервогидравлической испытательной машине фирмы SHIMADZU с максимальной нагрузкой 50 кН. Нагружение осуществляли при постоянной скорости движения актюатора 5 · 10<sup>-6</sup> м/с. В ходе испытаний регистрировали зависимость «нагрузка — перемещение подвижного захвата».

Диаграмма испытания на растяжение образцов с покрытием из алюминия штифтовым методом приведена на рис. 1.



Рис. 1. Экспериментальная (1) и расчетная (2) зависимости нормального напряжения  $\sigma_{\rm III}$  отрыва покрытия из алюминия, нанесенного на подложку из стали 40X от перемещения *l* подвижного захвата при испытании штифтовым методом

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 14-08-00634 А.

Когезионную прочность покрытия при растяжении рассчитывали по формуле [7]

$$\sigma_{\rm K} = \frac{P_{\rm max}}{F},\tag{1}$$

где  $P_{\text{max}}$  — максимальная нагрузка, вызывающая разрушение; F — площадь напыленного покрытия, вычисляется как разность площадей исходного образца и образца с покрытием.

Жесткость q нагружения образца определяли как отношение предельного значения упругого участка на расчетной зависимости диаграммы напряжение—перемещение (см. рис. 1, отрезок *BC*) к соответствующему ему перемещению (см. рис. 1, отрезок *AC*).

При выборе метода испытаний покрытий на когезионную прочность руководствуются ГОСТами и рекомендациями [8, 9]. При подготовке испытаний были рассмотрены и проанализированы три метода, один из которых используется в японском промышленном стандарте [10].

#### Испытания

По ГОСТу покрытие, нанесенное на поверхность образца площадью 615,44 мм<sup>2</sup>, приклеивают к поверхности второго образца с помощью эпоксидной смолы [8]. После затвердевания и удаления избытка клея образец испытывают на растяжение. Стандарт запрещает использовать эпоксидную смолу при наличии в покрытии сквозных пор. Пористость покрытий, нанесенных методом газодинамического напыления, зависит от технологических параметров процесса и механических свойств исходного металла и может достигать 3÷8 % [2, 3].

В работах [8, 9] для исследования когезии рекомендован штифтовой метод испытания. Образец с рабочей частью поверхности 3,14 мм<sup>2</sup> вставляют в корпус оснастки и на собранную конструкцию наносят покрытие, которое покрывает поверхность, включая торец образца и шайбу (рис. 2, поз. 2). Образец с помощью оснастки, позволяющей избежать нагрузок, которые могут привести к деформации и разрушению покрытия, закрепляют в захватах испытательной машины и испытывают на растяжение. Результат оценивают визуально по состоянию рабочей части поверхности образца после испытания. Если на поверхности образца покрытие занимает более 50 % площади, то это указывает на когезионную прочность покрытия.

#### Предлагаемый метод испытания

При испытаниях на когезию газодинамических покрытий использовали метод, применяемый в Японии при оценке механических свойств покрытий, нанесенных газотермическим напылением



Рис. 2. Схема испытания покрытия штифтовым методом: 1 — серьга; 2 — слой металла; 3 — шайба; 4 — корпус; 5 — образец

(японский промышленный стандарт H8663—1961) [10]. Образец состоит из двух частей, которые центрируются совмещением цилиндрической выборки металла на одной части с выступом на другой и фиксируются шпилькой и гайками. На поверхность наносят покрытие, которое обрабатывают до заданной толщины, после чего шпильку выкручивают, а в корпус образца вворачивают стержни для захватов испытательной машины.

Получить качественные слои из меди и алюминия газодинамическим напылением на образцах для испытаний на когезионную прочность [10] невозможно. При совмещении двух частей образца между ними формируется зазор 0,06÷0,07 мм. Такой зазор не имеет значения при нанесении покрытий газотермическим напылением, при котором используют частицы ≥0,06 нм. При газодинамическом напылении применяются частицы размером ≤0,045 нм. Они попадают в зазор и мешают формированию покрытия по краям частей образца. Когда покрытие достигает значительной толщины (например,  $\geq 0.5 \cdot 10^{-3}$  м) наносимый слой металла закрывает всю поверхность образца, включая зазор и при механической обработке выявляются поры и полости, расположение которых соответствует зазору. В этом случае результаты испытания отдельных образцов не соответствуют истинной когезионной прочности из-за невозможности оценить и



Рис. 3. Образец для испытания на растяжение покрытия методом кольцевого отрыва:

1 — часть образца; 2 — центрирующая втулка; 3 — уплотнительная шайба; 4 — гайка; 5 — шпилька; 6 — покрытие

учесть в расчетах площадь покрытия, которая приходится на поры и полости.

Для испытаний был предложен образец, в котором две симметричные части фиксируются с помощью центрирующей втулки и жестко соединяются с помощью шпильки и гаек (рис. 3).

На поверхность образца наносят покрытие и обрабатывают лезвийным инструментом до получения необходимой толщины. Далее образец освобождают от шпильки и в технологические отверстия закручивали элементы для его закрепления в захватах испытательной машины. Предложенный образец отличается от японского отсутствием на торцевых поверхностях выступов и впадин, что исключает при нанесении покрытия образование в месте стыка внутренних дефектов (см. рис. 3, поз. 1). Для обеспечения соосности двух частей образца используют центрирующую втулку (см. рис. 3, поз. 2). Предлагаемый метод испытания покрытий позволяет определить когезионную прочность  $\sigma_{\rm K}$  нанесенного покрытия.

Исходя из формы покрытия на образце, предложенный метод назвали методом кольцевого отрыва.

#### Результаты испытаний

#### Штифтовой метод

Исследование поверхностей образцов при увеличении (×180) после испытания штифтовым методом показало наличие на всей площади напыления слоя металла. Анализ поверхности разрыва металла и диаграммы деформирования (нагрузка перемещение) показал, что имеет место хрупкое разрушение материала покрытия (см. рис. 1).

Результаты испытаний покрытий из меди, алюминия, никеля и цинка штифтовым методом представлены в табл. 1.

Когезионная прочность покрытий из меди и никеля не зависит от температуры  $t_{\rm H}$  напыления и

составляет соответственно  $\sigma_{\rm K} = 14,85 \div 17,80$  и  $\sigma_{\rm K} = 15,5 \div 17,4$  МПа. При напылении покрытия из алюминия ( $\sigma_{\rm K} = 8,70 \div 44,92$  МПа) и цинка ( $\sigma_{\rm K} = 32,33 \div 7,82$  МПа) наблюдается изменение этого показателя при изменении температуры  $t_{\rm H}$  напыления: прочность покрытий из алюминия при повышении  $t_{\rm H}$  возрастает, а прочность покрытий из цинка снижается.

#### Метод кольцевого отрыва

Исследование поверхности нанесенного покрытия после испытания показало, что разрыв слоев меди, алюминия и цинка происходит строго по границе соединения частей образца. Только у покрытия никеля выявлено некоторое смещение линии отрыва от края.

Испытаниями покрытий из меди, алюминия, никеля и цинка на когезионную прочность получены показатели механических свойств, а также установлена зависимость от температуры  $t_{\rm H}$  напыления (табл. 2).

Когезионная прочность покрытия из алюминия при  $t_{\rm H} = 180$  °C достигает  $\sigma_{\rm K} = 190$  МПа, что в 2 раза превышает объемную прочность технически чистого алюминия. Повышение температуры напыления сопровождается резким снижением когезионной прочности и жесткости *q* металла покрытия, а также ростом удлинения.

Для покрытия меди прослеживается аналогичная зависимость когезионной прочности от температуры напыления. При минимальной температуре напыления ( $t_{\rm H} = 180$  °C) когезионная прочность составляет  $\sigma_{\rm K} = 175$  МПа, что ниже прочности технически чистой меди ( $\sigma_{\rm K} = 220 \div 240$  МПа). При повышении температуры напыления когезионная прочность покрытия меди и жесткость *q* покрытия меди снижаются, а его деформируемость возрастает (перемещение *l*).

Таблица 1

Результаты испытаний штифтовым методом

Материал покрытия	t <sub>H</sub> , °C	σ <sub>к</sub> , МПа
Медь	180 360 540	14,9 17,8 14,1
Алюминий	180 360 540	8,7 44,9 23,9
Цинк	270 450	32,3 7,8
Никель	360 540	15,5 17,1

Таблица 2 Результаты испытаний методом кольцевого отрыва

Материал покрытия	t <sub>H</sub> , °C	σ <sub>к</sub> , МПа	<i>l</i> , мм	q, МПа/мм
	180	191	0,10	1894
1 1000000	270	108	0,145	746
Алюминии	360	82	0,144	573
	540	53	0,146	362
Цини	270	91	0,135	681
цинк	450	95	0,160	594
Циколи	360	64	0,044	1695
пикель	540	72	0,152	473
	180	175	0,091	2375
Медь	270	100	0,134	751
	360	90	0,158	576
	540	86	0,148	585

Полученная зависимость  $\sigma_{\rm K} = f(t_{\rm H})$  для покрытий из меди и алюминия хорошо согласуется с результатами металлофизических исследований [12].

Испытания покрытий из цинка и никеля показали повышение когезионной прочности при повышении температуры напыления.

Когезионная прочность покрытия из цинка при повышении температуры  $t_{\rm H}$  с 270 до 450 °С меняется незначительно, повышается с 91 до 95 МПа. Для покрытия из никеля повышение температуры напыления более существенно, его прочность повышается с 64 до 74 МПа.

Результаты испытаний покрытий из алюминия и меди при  $t_{\rm H} = 360$  °C представлены в табл. 2 (при толщине покрытия 1 мм).

Для исследования влияния толщины покрытия на когезионную прочность испытывали покрытия из алюминия и меди толщиной 0,5 мм. Испытания показали, что когезионная прочность покрытия из меди и алюминия толщиной 0,5 мм больше на 6 МПа прочности покрытия толщиной 1 мм. Это можно объяснить следующим. Нанесение покрытия связано с деформацией пластичных частиц металлов твердыми частицами корунда и повышением микродеформаций. Если температура рекристаллизации используемого для напыления металла ниже температуры потока воздуха, то в деформированном металле происходят процессы возврата (отдыха), что снижает микродеформации и твердость [12]. Для напыления слоя металла толщиной 0,5 мм требуется в 2 раза меньше времени, поэтому микродеформации в нанесенном покрытии выше, что приводит к более высокой когезионной прочности покрытия.

При испытании образцов, изготовленных по японскому стандарту [10] с покрытием из алюминия, нанесенного при  $t_{\rm H} = 360$  °C, на трех образцах получены близкие результаты ( $\sigma_{\rm K} = 72 \div 76$  МПа). Однако на двух других образцах значения в 2,5 раза ниже предыдущей величины, что объясняется наличием пор (несплошностей) по толщине покрытия. Исследование разрушенных образцов, изготовленных данным методом, показало хрупкое разрушение.

Испытания газодинамических покрытий показали наличие хрупкого разрушения, что, как правило, сопровождается значительным разбросом результатов.

При использовании метода кольцевого отрыва средние отклонения результатов по серии из пяти образцов на температуру составили от 0,5 до 5 %, несмотря на хрупкое разрушение. Таким образом, метод кольцевого отрыва позволяет получить более достоверные результаты при испытании хрупких покрытий.

#### Анализ методов испытаний

Когезионные прочности покрытий, определенные штифтовым методом и методом кольцевого отрыва, значительно отличаются (см. табл. 1 и 2), что может быть обусловлено методом испытаний, а также отличием свойств металлов покрытий.

Для обоснования полученных результатов проведено численное исследование методом конечных элементов напряженно-деформированных состояний образцов и покрытий, возникающее при испытаниях штифтовым методом и методом кольцевого отрыва с использованием программного комплекса ANSYS [11], что позволило оценить особенности деформирования и наиболее нагруженные зоны образцов и покрытий.

При выполнении линейных расчетов принято допущение: однородность (изотропность) материалов образцов, т. е. шайбы (сталь 40Х, без учета пористости) и покрытия (медь). Внешние нагрузки приняты равными нагрузкам, вызвавшими разрушение при испытаниях на когезионную прочность рассматриваемыми методами и приложенными в соответствии со схемами испытаний, которые представленны на рис. 2 и 3.

Было определено, что при испытании методом кольцевого отрыва наиболее нагруженной является зона соединения образца и покрытия, где возникают преимущественно осевые напряжения растяжения, достигающие в покрытии 26,3 МПа. Значения остальных компонентов тензора напряжений на два порядка ниже указанного. Из представленного на рис. 4 поля распределения эквивалентных напряжений  $\sigma_3$  по четвертой теории прочности следует, что наибольшие эквивалентные напряжения



Рис. 4. Эпюры эквивалентных напряжений  $\sigma_3$  в образце (2) с покрытием (1)



Рис. 5. Схема перемещения материалов образца (1) и шайбы (2) до (черная сетка) и после приложения нагрузки (покрытие не показано)

возникают в локальной зоне соединения двух частей образца с покрытием. Максимальное расчетное эквивалентное напряжение  $\sigma_3$  в покрытии достигает 37,5 МПа, что и определяет поверхность разрыва металла покрытия при растяжении и совпадает с результатом испытаний.

При создании конечно-элементной модели испытаний штифтовым методом между образцом и шайбой учитывался зазор в 25 мкм, который закрывался наносимым металлом покрытия (см. рис. 2). Нагружение осуществляли вдоль оси образца перпендикулярно плоскости контакта поверхности образца и шайбы с покрытием. Данный процесс можно представить следующим образом. При приложении нагрузки штифт (образец) двигался вертикально вниз, увлекая за собой исследуемое покрытие. Шайба, соединенная с нанесенным на нее покрытием и жестко закрепленная болтами к корпусу, препятствовала этому, деформировалась и острым углом по кругу врезалась в материал исследуемого покрытия.

На рис. 5 представлены исходное положение материалов образца и шайбы (черная сетка) и их деформация после приложения нагрузки (поз. 1, 2); покрытие не показано.

На (рис. 6, *a*,  $\delta$ ) представлено поле распределения эквивалентных напряжений  $\sigma_3$  по четвертой теории прочности в образце, шайбе и покрытии в локальной зоне зазора. Расчет показал, что в покрытии сложное напряженно-деформированное состояние, при этом максимальные напряжения и соответствующие деформации возникли в узком месте в зоне края образца и шайбы. С учетом распределения и знака данных напряжений в углу зазора создается опасность среза или скола покрытия.

Максимальное расчетное эквивалентное напряжение  $\sigma_9$  в покрытии в локальной зоне зазора достигает 55,8 МПа (см. рис. 6, *a*). Также в покрытии присутствуют значительные сдвиговые (касатель-



Рис. 6. Эквивалентные напряжения  $\sigma_3$  в образце (1), шайбе (2) и покрытии (3) в зоне зазора (*a*) и сдвиговые (касательные) напряжения  $\tau_{xy}$  в покрытии ( $\delta$ )

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

ные) напряжения, которые достигают 19,6 МПа (см. рис. 6, б). В таком случае столь значительная разница полученных результатов испытаний штифтовым и кольцевым методами обусловлена схемой испытания и свойствами (структурой) испытуемого покрытия.

Схожесть результатов испытаний сдвиговым методом (срезом) и штифтовым методом покрытий из цинка, алюминия и меди позволяет сделать предположение, что основным компонентом тензора напряжений, влияющим на прочность покрытия при испытании штифтовым методом, является сдвиговое (касательное) напряжение, действующее в плоскости, перпендикулярной к плоскости соединения образца с покрытием.

При газодинамическом напылении соединение частиц металлов происходит в результате кинетической энергии соударения их друг с другом с последующим уплотнением структуры твердыми частицами корунда. Резкое различие в результатах испытаний покрытий на когезионную прочность может быть обусловлено особенностями физических свойств спрессованных пористых материалов. Механизмы разрушения материалов могут быть разными — с наличием или отсутствием пластической деформации. Поэтому влияние структуры, свойств исследуемых материалов и распределений полей напряжений и деформаций в покрытии в процессе разрушения многопланово. Решение этой проблемы может быть найдено только с учетом и механизмов разрушения, и особенностей трансформации структуры материала. Основные механизмы деформации и разрушения в данных структурах: скол; хрупкое межзеренное разрушение; пластичное, посредством слияния пор.

Структура покрытия состоит из плотно соединенных «спрессованных» друг с другом частиц порошка и мелкодисперсных включений корунда размером до 10 мкм, большая часть из них имеет размер 2÷4 мкм [13]. Так как частицы корунда не имеют когерентной границы с металлом покрытия, их следует рассматривать как включения разных размеров. При действии локальных напряжений неоднородная структура материала приводит к разрушению покрытия при меньшей нагрузке.

Можно предположить, что при испытании покрытия на когезионную прочность штифтовым методом происходит скол в зоне пика локальных напряжений и деформаций с последующим хрупким межзеренным разрушением.

Таким образом, штифтовой метод нельзя применять для исследования когезии газодинамических покрытий, так как рекомендуемые испытания сопровождаются формированием в покрытиях напряжений и деформаций, при которых возникают значительные сдвиговые (касательные) напряжения. Поэтому при испытаниях на когезионную прочность газодинамических покрытий получены заниженные результаты ввиду особенностей структуры и физических свойств спрессованных пористых материалов.

Метод кольцевого отрыва не только позволяет определить зависимость когезионной прочности покрытия от технологических параметров напыления, но и оценить его деформируемость.

Метод кольцевого отрыва можно рекомендовать для исследования когезионной прочности газодинамических покрытий, так как он позволяет получить стабильные результаты при хрупком характере разрушения, что повышает достоверность исследования механических свойств материала.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Матвиенко Ю.** Г. Тенденции нелинейной механики разрушения в проблемах машиностроения. М., Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2015. 56 с.

2. **Холодное** газодинамическое напыление / А. П. Алхимов, С. В. Клинков, В. Ф. Косарев, В. М. Фомин. Теория и практика. М.: Физматлит, 2010. 536 с.

3. **Димет.** Применение технологии и оборудования. http:// www.dimet-r.narod.ru/.

4. **Оценка** адгезии покрытий, нанесенных газодинамическим напылением / В. Е. Архипов, А. Ф. Лондарский, Г. В. Москвитин и др. // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. Т. 79. 2013. № 11. С. 45–49.

5. **Сравнительная** оценка адгезии покрытий / В. Е. Архипов, А. В. Балашова, А. Ф. Лондарский и др. // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2014. № 12. С. 47—52.

6. Адгезия и когезия газодинамических покрытий / В. Е. Архипов, А. В. Балашова, А. Ф. Лондарский и др. // Тр. конф. «Живучесть и конструкционное материаловедение». 2016. 26—28 октября. С. 196—199.

7. Пат. 2571308 Рос. Федерации: МПК G 01 N 19/04. Способ оценки адгезионной прочности порошковых металлических покрытий со стальной поверхностью.

8. ГОСТ 28844—90. Покрытия газотермические упрочняющие и восстанавливающие. Общие требования. М.: Изд-во стандартов, 2004. 11 с.

9. Определение прочности сцепления газотермических покрытий с основным: МР 250—87. М.: ВНИИНМАШ, 1987. 17 с.

10. **Хасуи А., Моригаки О.** Наплавка и напыление. М.: Машиностроение, 1985. 239 с.

11. ANSYS. Версия 13.

12. Структура и свойства покрытий, нанесенных газодинамическим напылением / В. Е. Архипов, А. А. Дубравина, Л. И. Куксенова и др. // Упрочняющие технологии и покрытия. 2015. № 4. С. 18—24.

13. **Свойства** алюминий-цинкового покрытия, нанесенного газодинамическим напылением / В. Е. Архипов, А. Ф. Лондарский, Г. В. Москвитин // Упрочняющие технологии и покрытия. 2016. № 6. С. 28—34. А. И. ГОРУНОВ, А. В. КАЛЯШИНА, кандидаты технических наук, А. А. ГАБИТОВ (КНИТУ-КАИ, г. Казань), e-mail: anna\_vik@mail.ru

# Математическое обоснование экспериментально подобранной технологии лазерного упрочнения с применением роботизированного комплекса<sup>1</sup>

Разработана математическая модель для прогнозирования технических показателей рабочих поверхностей штампов, прошедших лазерное упрочнение с использованием роботизированного комплекса Гексапод. Расчетная оптимизация параметров лазерного упрочнения подтверждена экспериментально.

**Ключевые слова:** лазерный луч, лазерное термоупрочнение, робототехнический комплекс, технология, математическая модель, оптимизация.

A mathematical model is developed for predicting technical parameters of working surfaces of dies that have undergone laser strengthening using the Gexapod robotic complex. The calculated optimization of the laser strengthening parameters was confirmed experimentally.

**Keywords:** laser beam, laser heat strengthening, robotic complex, technology, mathematical model, optimization.

Термическое упрочнение материалов и сплавов лазерным излучением основано на локальном нагревании участка поверхности лазером и быстрым его охлаждении в результате отвода теплоты во внутренние слои металла, т. е. при малом времени нагревания и охлаждения. В результате тепловых процессов на поверхности обрабатываемой стали образуется закаленная зона с высокодисперсным кристаллическим строением и пониженной травимостью. Глубина этой зоны зависит от мощности лазерного луча, его радиуса, времени воздействия, теплофизических свойств обрабатываемого материала.

Лазерное поверхностное термоупрочнение направлено на повышение износостойкости деталей и увеличения сроков их службы. Обработку осуществляют высококонцентрированным излучением, сфокусированным на малой площади (от долей миллиметра до нескольких миллиметров).

Глубина обработки при поверхностной закалке составляет 0,1÷1,5 мм, для некоторых материалов она достигает 2,5 мм. Упрочнение осуществляют при относительно низкой мощности луча, прида-

вая ему форму, которая позволяет обработать максимальную площадь поверхности заготовки. Как правило, оптимальная форма пятна облучения прямоугольная.

Преимущества лазерного упрочнения: сокращение объемов дополнительных обработок, возможность обработки неоднородных и тонких заготовок, заготовок сложной формы, а также возможность обработки при затрудненном подводе теплоты к обрабатываемой зоне традиционными методами и, если размеры обрабатываемых поверхностей намного меньше размеров детали. При этом ввиду незначительного теплового воздействия на заготовку имеют место лишь небольшие деформации, что уменьшает объем дополнительной обработки или вовсе ее исключает.

Цель данной работы — математическое обоснование экспериментально подобранной технологии лазерного упрочнения с применением роботизированного комплекса. Впервые был использован манипулятор Гексапод с интеллектуальной системой управления, позволяющей оптимизировать параметры обработки (скорость, перемещение лазерного луча относительно детали, глубину, температуру), а также сохранять скорость прохождения лазерного луча на криволинейных участках штампа, обеспечивая постоянство технологических параметров благодаря обратной связи. Для оптимизации лазерного упрочнения использовали роботизированный комплекс с целью обеспечения стабильности параметров обработки.

Лазерное термоупрочнение особенно эффективно при серийном производстве машиностроительных изделий и широко применяется, например, на ОАО КамАЗ, так как значительно сокращает время технологических операций. Так, на традиционное упрочнение штампов — азотирование, затрачивается 72 ч. А на данном производстве упрочнению подвергают около 900 штампов разных форм. Для каждого штампа требуется переналадка. Лазерное термоупрочнение исключает подготовительные операции и обеспечивает требуемое качество.

Отрабатывали новую технологию на экспериментальной площадке КамАЗа с применением роботизированного комплекса (РК) с манипулятором Гексапод российского производства.

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Работа выполнена в рамках Государственного задания Министерства образования и науки РФ (задание № 9.3236.2017/4.6) и Молодежного гранта АН РТ 03-64-ц-Г-2018.

#### Теоретическая часть

Выбор режимов лазерного термоупрочнения заключался в определении диапазонов основных технологических параметров: диаметра луча, скорости обработки, мощности излучения. Расчеты проводили по методике, предложенной в работах [1, 2], с учетом технологических параметров процесса и способа его реализации.

При воздействии лазерного излучения на поверхности обрабатываемого металла происходит лишь частичное поглощение излучения, характеризуемое эффективным коэффициентом поглощения

$$A_{\ni \oplus} = 1 - R$$

где  $A_{\ni \phi}$  — поглощающая способность; R — коэффициент отражения.

Плотность мощности лазера при равномерном распределении по пятну нагревания определяет выражение

$$q = \frac{A_{\Im \Phi} P}{\pi r^2},$$

здесь *P* — мощность лазерного излучения; *r* — радиус пятна нагревания.

Будем считать, что на обрабатываемую поверхность действует лазер с постоянной интенсивностью  $W_p$ , равной плотности q мощности при ее равномерном распределении по пятну нагревания и постоянной скорости v лазерного луча. Время t воздействия теплового источника определяем как отношение диаметра луча к скорости относительного движения (время, за которое луч проходит путь, равный его диаметру):

$$t = \frac{2r_0}{v},\tag{1}$$

где *r*<sub>0</sub> — радиус лазерного луча.

Если глубина прогревания удовлетворяет условию  $z \ll 2\sqrt{at}$ , то можно использовать упрощенное выражение для расчета температуры, учитывающее время действия теплового источника и глубину прогревания:

$$T = \frac{W_p}{k} \left[ \sqrt{\frac{4at}{\pi}} - z \right], \tag{2}$$

где  $W_p$  — интенсивность теплового источника; k — коэффициент сосредоточенности; a — коэффициент температуропроводности; t — время воздействия теплового потока; z — глубина прогревания.

Данное упрощение позволяет рассчитать температуру с ошибкой не более 10 %.

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

Чтобы учесть влияние данного упрощения используем формулу обобщенной скорости:

$$\xi = \frac{vr_0}{2a}.$$
(3)

Если выполняется условие  $r_0 \gg \sqrt{at} \rightarrow \xi > 1$ , то температуру можно рассчитать по упрощенному выражению (2).

Максимально достижимая глубина *z*<sub>3</sub> закалки на оси пучка при нагревании без оплавления поверхности определяет выражение

$$z_{3} = \sqrt{\frac{4at}{\pi}} - \frac{kT_{3}}{W_{p\, 3\Phi}} = \sqrt{\frac{4at}{\pi}} \frac{T_{\Pi\Pi} - T_{3}}{T_{\Pi\Pi}}, \qquad (4)$$

где  $W_{p \to \phi}$  — эффективная интенсивность теплового источника;  $T_3$  — температура закалки;  $T_{\Pi\Pi}$  — температура плавления.

Если известна требуемая глубина закалки, которая, как правило, задается на чертеже, то преобразовав последнее выражение, можно найти время воздействия лазерного луча:

$$t_3 = \frac{\pi z_3^2}{4a} \left( \frac{T_{\Pi\Pi}}{T_{\Pi\Pi} - T_3} \right)^2.$$
(5)

Эффективную интенсивность теплового источника находим по формуле

$$W_{p \ \Im \Phi} = \frac{k(T_{\Pi \Pi} - T_3)}{z_3}$$

С учетом полученных формул запишем выражение радиуса пятна фокусирования, который требуется для обработки на глубину *z*<sub>3</sub>:

$$r_0 = \sqrt{\frac{\gamma a P_0 z_3}{\pi k (T_{\Pi \Pi} - T_3)}}, \qquad (6)$$

где  $\gamma$  — поправочный коэффициент, т. е. отношение безразмерных температур, подсчитанных с учетом  $T_1$  и  $T_2$  соответственно по упрощенной и полной зависимостям.

Если известно время воздействия и радиус пучка, можно определить скорость относительного движения лазерного луча и заготовки:

$$v = \frac{2r_0}{t_3} = \frac{8a(T_{\Pi\Pi} - T_3)^{3/2}}{\pi T_{\Pi\Pi}^2 z_3^{3/2}} \sqrt{\frac{\gamma A P_0}{\pi k}}.$$
 (7)

Ширина *b*<sub>3</sub> закаленной зоны не всегда соответствует диаметру пятна фокусирования. В зависимости от теплофизических свойств материала, времени облучения и распределения интенсивности параметр  $b_3$  может быть больше или меньше пятна фокусирования, его можно определить по формуле

$$b_3 = 2r_0 \sqrt{1 - \left(\frac{T_3}{T_{\text{max}}}\right)^4},$$
 (8)

где  $T_{\max}$  — максимальная температура.

Как правило, ширина  $b_3$  задается на чертеже, поэтому последнюю зависимость удобно применять для нахождения  $r_0$ .

Результаты расчетов по формулам (1)—(8): t = 0.5 c; T = 1025 °C;  $\xi = 2.5$  м/c;  $z_3 = 0.78$  мм;  $t_3 = 0.49$  c;  $r_0 = 2.2$  мм; v = 9 мм/c;  $b_3 = 4$  мм.

#### Экспериментальная часть

Цели исследования — получение твердого покрытия методом лазерного упрочнения и обоснование теоретически рассчитанных параметров процесса.

Объект исследования — образцы из стали 4X5МФС, химический состав представлен в таблице.

Используемое оборудование: лазер с диодной накачкой с длиной волны 1064 нм мощностью до 1000 Вт при скорости движения 9 мм/с. Технические возможности лазерной установки позволяли изменять мощность лазерного излучения от 800 до 2200 Вт; роботизированный комплекс на основании манипулятора Гексапод с интеллектуальной системой; твердомер HX-1000TM; универсальный микроскоп.

# *Этап 1. Подготовка поверхности образца:* шлифование;

грубое и тонкое полирование;

химическое травление микрошлифов в подготовленном реактиве:  $HF - 15 \text{ см}^3$ ,  $HNO_3 - 35 \text{ см}^3$ ,  $H_2O - 200 \text{ см}^3$ , глицерин - 100 см<sup>3</sup>;

измерение микротвердости с помощью твердомера HX-1000TM;

анализ структуры поверхности металлографических образцов с использованием инвертированного микроскопа Axiovert-200M.

Этап 2. Лазерное термоупрочнение по рассчитанным параметрам [4, 5]

В состав РК входят: многофункциональный промышленный манипулятор Гексапод, система технического зрения, интеллектуальная подсистема.

Гексапод — манипулятор параллельного типа с шестью степенями свободы обеспечивает высокую точность обработки и необходимую повторяемость параметров (рис. 1).



Рис. 1. Манипулятор Гексапод

Система технического зрения — лазерный 3D-сканер с точностью до 50 мкм.

Интеллектуальная подсистема — вычислительный блок с программным обеспечением и электроникой, работающий в автоматическом режиме.

В качестве технологической головки использовали волоконный лазер с диодной накачкой.

Дополнительное программное обеспечение позволяет настраивать и обучать робот, симулировать его работу для оценки безопасности траектории, подстраивать и отрабатывать технологические режимы, визуализировать состояние комплекса и карту отклонений, работать с отсканированными моделями и получать 3D-модели образцов.

Уникальность РК заключается в простой и быстрой наладке процесса обработки. Наладку осуществляет технолог на 3D-модели заготовки. При этом нет необходимости точного позиционирования. Комплекс осуществляет сканирование, находит соответствующую 3D-модель и, сопоставив ее с объектом, определяет участок обработки и режим, что значительно сокращает время перенастройки на новую деталь и простой оборудования. Таким образом, в базу данных можно занести ты-

Химический состав 4Х5МФС

С	Si	Mn	Ni	S	Р	Cr	Мо	V
0,32÷0,4	0,9÷1,2	0,2÷0,5	0,2÷0,5	До 0,03	До 0,03	4,5÷5,5	1,2÷1,5	0,3÷0,5
сячу разных деталей, каждую из которых РК будет распознавать. При этом в зависимости от формы детали оснастка может отсутствовать или быть простой и универсальной [4].

Преимущества манипулятора Гексапод [5]:

сокращение времени подготовки производства и повышение его рентабельности путем объединения обрабатывающих, разметочных и измерительных функций в единой мехатронной системе;

высокие точности измерений и обработки, обусловленные повышенной жесткостью стержневых механизмов (в 5 раз), применением прецизионных датчиков обратной связи и лазерных измерительных систем, использованием компьютерной коррекции (например, тепловых воздействий);

высокая скорость (скорость перемещений достигает 10 м/с, рабочих движений — до 2,5 м/с);

отсутствие направляющих (в качестве несущих элементов конструкции используются приводные механизмы), что улучшает массогабаритные показатели и снижает материалоемкость;

высокая унификация мехатронных узлов, обеспечивающая технологичность изготовления и сборки машины, а также конструктивную гибкость;

высокая управляемость движениями ввиду малой инерционности механизмов, применения линейных мехатронных модулей движения как объектов управления, использования методов автоматизированной подготовки и исполнения в реальном времени.

## Этап 3. Исследование образцов после обработки [6, 7]

После лазерного упрочнения из штампа были вырезаны образцы для металлографических исследований, поверхности которых шлифовали и подвергали грубому и тонкому полированию.

Химическое травление микрошлифов осуществляли в азотной кислоте. Твердость по Роквеллу измеряли твердомером HR150A, микротвердость твердомером HX-1000TM. Структуры поверхностей образцов определяли с помощью инвертированного микроскопа Axiovert 200M.

#### Этап 4. Оценка полученных результатов

После упрочнения на поверхности микрошлифа были выделены три участка:

 ультрадисперсная структура — нетравящийся белый слой, представляющий собой мелкоигольчатый мартенсит (гарденит). Высокая скорость нагревания лазерным лучом и последующее скоростное охлаждение в результате быстрого отвода теплоты с поверхности во внутренние слои металла создают благоприятные условия для создания большого числа центров кристаллизации и фиксации образовавшейся структуры;

2) переходная область — фрагменты исходной структуры, карбиды и частично мартенсит;

3) исходная структура — перлит и карбиды.



Рис. 2. Микроструктура закаленного слоя

На рис. 2 показан общий вид упрочненной поверхности стали в поперечном сечении. После упрочнения проанализировано распределение твердости по глубине [8]. Расстояние между маркерами, которые отображают данное распределение, составляет 200 мкм. Твердость варьируется от 59 до 61 *HRC*. Видно, что на поверхности глубиной 1 мм образовался твердый нетравящийся слой с высокодисперсной структурой.

#### Параметры лазерного упрочнения

Мощность лазерного излучения, кВт	0,4
Скорость перемещения лазера относительно упрочняе- мой поверхности, мм/с	2
Частота сканирования, Гц	220
Расход защитного газа, г/мин	3
Диаметр лазерного пятна в зоне контакта с упрочняе- мой поверхностью, мм	2

По результатам расчетов и экспериментов лазерного термоупрочнения непрерывным излучением для стали 40Х5МФС определены оптимальные технологические параметры, которые обеспечили увеличение средней глубины лазерного упрочнения при ширине закаляемой зоны, равной диаметру лазерного пятна.

Экспериментально определили время обработки партии штампов из 10 образцов. Применение РК позволило сократить время обрабоки на 18 %. Кроме того, используемый РК обеспечивает равномерное упрочнение штампов любой формы и повышение твердости рабочих поверхностей до 60 *HRC*.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Андрияхин В. М., Майоров В. С., Якунин В. П. Расчет поверхностной закалки железо-углеродистых сплавов с помощью технологических СО<sub>2</sub>-лазеров непрерывного действия // Поверхность. Физика, химия, механика. 1983. № 6. С. 140—147.

2. Гуляев А. П. Металловедение. М.: Металлургия, 1986. 544 с.

В. Н. ВАСИЛЕНКО, Л. Н. ФРОЛОВА, доктора технических наук, Н. А. МИХАЙЛОВА, И. В. ДРАГАН, Д. А. ТАРКАЕВА (Воронежский государственный университет инженерных технологий), e-mail: fln-84@mail.ru

## Ресурсосберегающее оборудование нового поколения для переработки масличного сырья

Разработан высокоэффективный экструдер-маслопресс для отжима масла из высоко- и низкокачественных культур.

**Ключевые слова:** экструдер-масло-пресс, зеерная камера, масличное сырье, прессование.

A highly effective extruder-oil-press was developed for pressing oil from high- and low-quality crops.

**Keywords:** extruder-oil-press, zeer chamber, oily raw material, pressing.

Реализация программ наукоемкого технико-технологического развития пищевой промышленности опирается на эндогенные и экзогенные факторы развития научно-технического потенциала страны. Поэтому актуальной проблемой является научная и инновационная деятельность по созданию энергоэффективных процессов получения функциональных растительных масел. При многостадийности современных технологических процессов получения растительных масел должны выполняться строгие требования, предъявляемые к качеству продукта и четкому согласованию производительности разного технологического оборудования при комплексной переработке семян масличных культур.

Большое внимание уделяется совершенствованию процессов переработки масличных культур ввиду их достаточной энергоемкости и трудоемкости, что в значительной степени определяет стоимость и качество готового продукта. Несмотря на научные достижения в области переработки масличных культур необходимы новые методы в решении задач энерго- и ресурсосбережения, учитывающие специфику каждой масличной культуры. В настоящее время специалистами отрасли предпринимаются попытки экструзионной обработки масличных культур, которые требуют своего научного обоснования. Однако недостаточная изученность этих процессов, неоправданное опасение за сохранность пищевой ценности и вкусовых качеств готовой продукции затрудняют выбор оптимальных режимов обработки и сдерживают внедрение этого процесса в производство.

Большое внимание следует уделить разработке экструдеров и масло-прессов нового поколения. Высокоэффективное оборудование для полной автоматизации и механизации технологических процессов позволит создать поточно-механизированные линии, обеспечивающие значительное повышение производительности труда, безотходное производство переработки масличных культур и улучшение качества готового продукта.

Авторы разработали конструкцию экструдерамаслоотделителя (рисунок), в который входят: загрузочная воронка 1; наборный шнек, состоящий из вала 2 и втулок 3 с винтовыми навивками, фиксирующимися на валу винтами 12; экструзионная камера 4; камера 13 вакуумирования; зеерная камера 11. В камере 4 установлены форсунки 5, через которые подается пар для термовлажностной обработки масличного сырья. В камере 4 установлены также четыре винта 6, расположенные в одной плоскости под углом 90° друг к другу. Винты 6 регулируют степень уплотнения сырья, а также интенсифицируют механическое воздействие на него. В месте установки винтов 6 на втулке 3 имеется проточка для беспрепятственного вращения витков шнека. В камере 13 установлен патрубок для созда-

#### 

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 70)

3. Андряшин В. А., Каляшина А. В., Сатдаров Т. Р. Роботизированный комплекс третьего поколения по обработке металлов // Вестник КНИГУ им. А. Н. Туполева. 2015. № 4. С. 34–39.

4. Каляшина А. В., Сатдаров Т. Р. Комплексное решение интеграции волоконного лазера и роботизированного комплекса третьего поколения // Фундаментальные исследования. 2016. № 22 (4). С. 730–735.

5. **Горунов А. И.** Упрочнение штамповой стали 4X5МФС мощным волоконным лазером // Вестник машиностроения. 2015. № 12. С. 65—67.

6. Майоров В. С. Расчет параметров лазерной закалки со сканированием // Физика и химия обработки материалов. 1989. № 1. С. 38—43. 7. **Технологические** лазеры. Справочник / Г. А. Абильсиитов, В. С. Голубев, В. С. Майоров и др. // Под общ. ред. Г. А. Абильсиитова. Т. 1. М.: Машиностроение, 1991. 432 с.

Распределение остаточных напряжений на поверхности сталей, упрочненных непрерывным CO<sub>2</sub>-лазером / А. Г. Григорьянц, А. Н. Сафонов, В. С. Майоров и др. // Металловедение и термическая обработка металлов. 1987. № 9. С. 45—49.

Scanner for Industrial Laser Machines / V. I. Babitsky,
 M. E. Gerts, J. A. Ivanov at. en. // United States Patent.
 1989. N. 4. P. 795–878.



#### Экструдер-маслоотделитель:

1 — загрузочная воронка; 2 — вал; 3 — втулка с винтовыми навивками; 4 — экструзионная камера; 5 — форсунки; 6 и 12 — винты; 7 — патрубок; 8 — корпус; 9 — болт; 10 — зеерные пластины; 11 — зеерная камера; 13 — камера вакуумирования

ния в ней вакуума. В корпусе 8 зеерной камеры 11 установлены зеерные пластины 10. Зазор между пластинами регулируется болтами 9.

Экструдер-маслоотделитель работает следующим образом. Включением электродвигателя с частотным преобразователем приводится во вращение вал 2, на котором установлены втулки 3 с винтовыми навивками. Масличное сырье (рапс, расторопша, горчица) загружается через воронку 1 в экструзионную камеру 4, в которой интенсивно измельчается и подвергается термовлажностной обработке паром, подаваемым через форсунки 5. Затем при постепенном повышении давления масса продукта уплотняется вследствие резкого уменьшения межвиткового пространства винтового канала шнека. В результате повышения давления масса превращается в однородный по структуре и температуре расплав. Установленные в камере 4 винты, оказывающие интенсивное механическое воздействие на сырье, также способствуют дополнительному разогреву гомогенного расплава.

Далее расплавленный продукт поступает в камеру 13 вакуумирования, в которой из него через патрубок 7 отсасывается воздух. В результате в прессуемом сырье снижается содержание кислорода, что способствует большему уплотнению сырья.

Из камеры 13 вакуумирования сырье поступает в зеерную камеру 11, где осуществляется непосредственный отжим масла. Конструкция шнека позволяет уменьшать свободный объем материала по ходу движения на протяжении всей зеерной камеры, подвергая сырье сжатию, что влечет за собой повышение давления, при котором масло отжимается. Отжатое растительное масло выходит из зеерной камеры через щели между зеерными пластинами, а отжатый материал (жмых) — через кольцевой зазор на выходе из зеерной камеры.

Выход масла из масличного сырья регулируется винтами 9 в корпусе 8. При завинчивании винтов происходит расклинивание зеерных пластин, что приводит к уменьшению зазора между ними. Уменьшение зазора позволяет уменьшить количество попадаемой в масло мезги, а также оптимизировать работу экструдера-маслоотделителя при извлечении масла из мелкозернистых культур.

Таким образом, предложенная конструкция позволяет увеличить выход растительного масла, подобрать наиболее рациональный режим обработки исходного сырья и повысить качество готового продукта.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Василенко В. Н., Копылов М. В., Накрайникова А. В. Создание САПР "МАСЛОПРЕСС" // Вестник машиностроения. 2012. № 2. С. 35—36.

2. Василенко В. Н., Татаренков Е. А., Фролова Л. Н. Создание энергосберегающих смесителей для различных компонентов // Вестник машиностроения. 2010. № 7. С. 66–68.

3. **Разработка** теоретических и технологических основ комплексной переработки масличного сырья: Монография / В. Н. Василенко, Л. Н. Фролова, И. В. Драган. Воронеж: ВГУИТ, 2014. 148 с.

4. **Новое** в технологии купажирования растительных масел: Монография / А. Н. Остриков, В. Н. Василенко, Л. Н. Фролова и др. Воронеж: ВГУИТ, 2013. 225 с.

5. Улучшение системы менеджмента качества масложирового предприятия на основе совершенствования технологических процессов / В. Н. Василенко, В. М. Баутин, Л. Н. Фролова, И. В. Драган // Вестник ВГУИТ. 2012. № 1. С. 183–187. Г. В. ПАЧУРИН, Н. А. КУЗЬМИН, доктора технических наук, А. А. ФИЛИППОВ,

Т. В. НУЖДИНА, кандидаты технических наук, Д. А. ГОНЧАРОВА (Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева), e-mail: pachuringv@mail.ru

### Механические свойства сталей с газофазным никелевым покрытием

Разработан новый метод защиты стальных изделий от коррозии — нанесение газофазного покрытия, обеспечивающий высокую плотность и химическую устойчивость к агрессивным средам и хорошую адгезию к поверхности. Метод применим для изделий сложной формы. Получены показатели статического и усталостного разрушений сталей БСт.3сп, 40 и Э10 с никелевым покрытием разной толщины, нанесенным при разных температурах.

Ключевые слова: сталь, коррозия, газофазное никелевое покрытие, механические свойства, прочность, пластичность, долговечность.

A new method of protecting of steel products from corrosion has been developed — the application of a gasphase coating that provides high density and chemical resistance to aggressive media and good adhesion to the surface. The method is applicable to products of complex shape. Indicators of static and fatigue failure of "БСт.3сп", "40" and "Э10" steels with nickel coating of different thickness, deposited at different temperatures were obtained.

**Keywords:** steel, corrosion, gas-phase nickel coating, mechanical properties, strength, plasticity, durability.

Свойства металлических материалов в значительной степени зависят от структуры материала, полученной при предварительной технологической обработке [1—4], состояния его поверхности [5—7] и условий эксплуатации [8—10].

В химическом машиностроении повышенные требования предъявляются к механическим свойствам конструкционных материалов с учетом воздействия на них агрессивных сред. Эксплуатационная надежность и долговечность деталей конструкций определяются сопротивлением материала статическому, циклическому и коррозионному разрушению. Для обеспечения коррозионной стойкости используют разные виды покрытий, многие из которых имеют такие недостатки, как высокая пористость, низкие механические свойства и сложность технологического процесса, что ограничивает их применение.

Наиболее распространенные способы нанесения металлических покрытий — диффузионный и электролитический. В качестве жаростойких покрытий используют никелевые и хромовые покрытия. Пористость гальванического слоя никеля составляет 312  $\pm$  74 поры на 1 см<sup>2</sup> поверхности при диаметре пор 2,5 мкм. Поэтому для защиты от коррозии стальной подложки применяют карбонильный метод нанесения никелевого покрытия путем газофазного термического разложения тетракарбонила никеля и его диссоциации на подложке, нагретой до температуры разложения карбонила. В покрытии толщиной более 20 мкм поры отсутствуют [11]. Технология достаточно простая и позволяет при низких температурах подложки (~100÷200 °C) получать металлические покрытия высокой плотности с удовлетворительными адгезией к подложке и электрическими свойствами, равномерно распределенными по всей площади покрытия, что важно для работы в агрессивных средах.

В данной работе осаждение хромового покрытия из газовой фазы при термодиссоциации металлоорганического соединения (МОС) осуществляли на экспериментальной установке ЭВЧП-1. Подложками служили шлифованные и обезжиренные образцы. Технологический процесс проводили при температуре подложки 425 °C, давлении в камере  $5 \cdot 10^{-1} \div 10^{-2}$  мм рт. ст. и скорости подачи МОС 1 мл/мин. Фиксировали время осаждения и момент отслаивания покрытия на образцах. Толщину покрытия определяли весовым и профилометрическим методами.

Влияние технологической температуры подложки и толщины газофазного никелевого покрытия (5, 10, 20, 50 и 100 мкм) на свойства сталей БСт.3сп, 40 и Э10 исследовали при статическом и циклическом нагружении образцов сечением 5×10 мм. Покрытие наносили путем термической диссоциации паров карбонила никеля на подложке, нагретой до температуры разложения карбонила (130, 160, 180 и 200 °C). Статические испытания образцов сечением 3×10 мм проводили на универсальной разрывной машине ZD 10/90 со скоростью деформации  $2 \cdot 10^{-3} \text{ c}^{-1}$ . Усталостные испытания образцов диаметром 16 мм из стали 40 осуществляли на специально сконструированной установке при нормальной температуре по схеме консольного изгиба с частотами 3 и 50 Гц. Фрактографические особенности изломов образцов исследовали на оптическом компараторе типа МИР-12.

Установлено, что при одной и той же толщине газофазного никелевого покрытия изменение технологической температуры подложки в исследованном диапазоне не влияет на механические свойства стали БСт.3сп при статическом растяжении (рис. 1). С увеличением толщины покрытия предел прочности  $\sigma_{\rm B}$  и относительное сужение  $\psi$  также практически не изменяются. Так, при толщине покрытия 30 мкм по сравнению с образцами без покрытия параметр  $\sigma_{\rm B}$  уменьшается на 0,4; 0,8 и 1,2 %, а параметр  $\psi$  уменьшается на 2,7; 2,5 и 1,4 % соответственно для сталей БСт.3сп, Э10 и 40.

Для газофазного никелевого покрытия при толщине до 30 мкм характерно хорошее сцепление с подложкой (рис. 2, область I), кроме того, оно не имеет пор и устойчиво к воздействию коррозионной среды. Дальнейшее увеличение толщины покрытия (>50 мкм) при растяжении образцов приводит к его отслоению от основного металла (рис. 2, область III).

Циклическая долговечность (амплитуда 280 МПа) образцов из стали 40 при частотах нагружения 3 и 50 Гц уменьшается с увеличением толщины покрытия от 0 до 100 мкм (рис. 3). Уменьшение ограниченного предела выносливости и циклической долговечности стали 40 с увеличением толщины газофазного никелевого покрытия обусловлено появлением па границе "металл — покрытие" высоких остаточных напряжений растяжения и усталостных повреждений, возникающих в металлах с высокой энергией дефекта упаковки (э.д.у.) на ранней стадии нагружения [12].

В общем случае наличие твердого покрытия Ni, имеющего высокую э.д.у. [12] (~0,15 Дж/м<sup>2</sup>), способствует более интенсивному упрочнению (за счет множественного скольжения) и быстрому появлению усталостных трещин в результате развития механизмов экструзии/интрузии [13]. Однако этот эффект часто полностью нивелируется остаточными растягивающими напряжениями, наблюдающимися на границе "металл — покрытие" [14]. Максимальные остаточные микронапряжения в газофазных пленках никеля, нанесенных на армкожелезо при температурах 240, 350 и 400 °C, составляют соответственно 200, 100 и 70 МПа. Растягивающие остаточные напряжения, повышая уровень действующей амплитуды, снижают циклическую долговечность стальных образцов с газофазным никелевым покрытием.

Эффект влияния толщины покрытия на снижение циклической долговечности стали 40 больше при низких частотах нагружения, что приводит к уменьшению зоны чисто усталостного разрушения (ls/d) с увеличением толщины покрытия и частоты циклического нагружения (рис. 4).



Рис. 1. Зависимости параметров  $\sigma_{\rm B}$ ,  $\psi$  и  $\delta$  образцов из стали БСт.Зсп от температуры  $T_{\rm под}$  подложки при нанесении покрытия толщиной 20 (1), 50 (2) и 100 мкм (3)



Рис. 2. Зависимости параметров  $\sigma_{\rm B}$  ( $\odot$ ),  $\sigma_{0,2}$  ( $\bullet$ ) и  $\sigma_{\rm pac}$  ( $\Delta$ ) от толщины  $\Delta$  покрытия стали Э10 при статическом растяжении: I — зона, в которой покрытие растрескивается вместе с подложкой; II — переходная зона; III — зона, в которой покрытие отслаивается от подложки



Рис. 3. Зависимости циклической долговечности lgN стали 40 от толщины  $\Delta$  покрытия при испытании на консольный изгиб с вращением частотой 50 (1) и 3 Гц (2);  $\sigma_a = 280$  МПа

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4



Рис. 4. Зависимости относительной величины ls/d усталостной зоны от толщины  $\Delta$  покрытия при испытании стали 40 на консольный изгиб с вращением частотой 50 (1) и 3 Гц (2);  $\sigma_a = 380$  МПа

Результаты экспериментов, полученные при консольном изгибе с частотами 3 и 50 Гц, показали, что циклическая долговечность и ограниченный предел выносливости стали 40 уменьшаются с увеличением толщины покрытия с 20 до 100 мкм. Например, при амплитуде приложенного напряжения 280 МПа долговечность стали 40 уменьшается в 6,7 раза при частоте 3 Гц и лишь в 1,4 раза при частоте 50 Гц. При этом нагружение с частотой 50 Гц обусловливает выход усталостной трещины на поверхность покрытия образца. При амплитуде напряжения выше предела выносливости и толщинах 50 и 100 мкм газофазного никелевого покрытия при частоте 3 Гц трещина зарождается на поверхности основного металла под покрытием и развивается в глубь образца. Кроме того, в зоне усталостного излома наблюдается меньшее отслоение покрытия от подложки при частоте 50 Гц, чем при частоте 3 Гц.

#### Выводы

Изменение технологической температуры подложки в исследованном диапазоне при одной и той же толщине газофазного никелевого покрытия не влияет на механические свойства стали БСт.3сп при статическом растяжении. При этом с увеличением толщины покрытия прочностные и пластические свойства также практически не изменяются.

В покрытии толщиной до 30 мкм нет пор, оно имеет хорошее сцепление с подложкой и устойчиво к воздействию коррозионной среды. Последующее увеличение толщины покрытия приводит при растяжении образцов к его отслоению от основного металла.

Установлено, что в результате появления на границе металл—покрытие остаточных напряжений растяжения циклическая долговечность образцов из стали 40 при частотах нагружения 3 и 50 Гц с увеличением толщины покрытия снижается. Установлена также целесообразность нанесения газофазного никелевого покрытия толщиной до 30 мкм на стальные изделия, несмотря на незначительное снижение их механических характеристик.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пачурин Г. В., Пачурин К. Г.** Усталостное разрушение металлов и сплавов // Технология металлов. 2005. № 5. С. 7—11.

2. Пачурин Г. В. Эксплуатационная долговечность пластически обработанных сталей и сварных соединений // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2004. № 12. С. 3–8.

3. Пачурин Г. В., Пачурин К. Г., Власов В. А. К вопросу о выборе штамповочного оборудования // Тяжелое машиностроение. 2005. № 10. С. 38—40.

4. Low-Cost Treatment of Rolled Products Used to Make Long High-Strength Bolts / A. A. Filippov, G. V. Pachurin, V. I. Naumov, N. A. Kuzmin // Metallurgist. 2016. V. 59. N. 9–10. January. S. 810–815.

5. Сравнение технологических методов подготовки структурно-механических свойств поверхности проката для высадки метизов с целью снижения воздействия на работников опасных и вредных факторов / А. А. Филиппов, Г. В. Пачурин, Ю. И. Матвеев и др. // Фундаментальные исследования. 2016. № 10-1. С. 88—96.

6. Филиппов А. А., Пачурин Г. В., Кузьмин Н. А. Снижение опасных и вредных факторов при очистке поверхности сортового проката // Современные наукоемкие технологии. 2016. № 2-1. С. 38—43.

7. **Pachurin G. V., Vlasov V. A.** Mechanical properties of sheet structural steels at operating temperatures // Metal Science and Heat Treatment. 2014. V. 56. N. 3-4. P. 219–223.

8. **Пачурин Г. В.** Долговечность штампованных конструкционных материалов на воздухе и в коррозионной среде // Заготовительные производства в машиностроении. 2003. № 10. С. 21–27.

9. Пачурин Г. В. Долговечность на воздухе и в коррозионной среде деформированных сталей // Технология металлов. 2004. № 12. С. 29—35.

10. **Pachurin G. V.** Ruggedness of structural material and working life of metal components // Steel in Translation. 2008. V. 38. N. 3. P. 217–220.

11. Пачурин Г. В., Гуслякова Г. П. Оптимизация режимов технологической обработки с целью повышения сопротивления коррозионно-усталостному разрушению металлических материалов. Н. Новгород: ВСНТО Машпром, 1991. 72 с.

12. Новиков И. И. Дефекты кристаллического строения металлов. М.: Металлургия, 1983. 208 с.

13. Соколов Л. Д., Гуслякова Г. П. Об идентификации термически активируемых механизмов, контролирующих явление усталости // Изв. АН СССР. Металлы. 1979. № 4. С. 141—145.

14. Влияние диффузионных покрытий на прочность стальных изделий / Г. В. Карпенко, В. И. Похмурский, В. Б. Далисов, В. С. Замиховский. Киев: Наукова думка, 1971. 168 с.

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

Ю. Н. ЦВЕТКОВ, д-р техн. наук, Е. О. ГОРБАЧЕНКО, В. А. ГОЛИЦЫН, канд. техн. наук (Государственный университет морского и речного флота им. адмирала С. О. Макарова, г. Санкт-Петербург), e-mail: yuritsvet@mail.ru

## Прогнозирование кавитационной износостойкости хромовых электролитических покрытий по профилю изношенной поверхности

Приведены результаты испытаний на кавитационное изнашивание хромового электролитического покрытия и сплавов, применяемых при изготовлении блоков и втулок цилиндров дизелей. Предложен метод прогнозирования износостойкости путем измерения профиля изношенной поверхности.

**Ключевые слова:** дизель, втулка цилиндра, кавитационное изнашивание, хромовое покрытие, шероховатость поверхности.

The results of tests on cavitation wear of chrome electrolytic coating and alloys used in the manufacture of blocks and bushings of cylinders of diesel engines are given. A method for predicting wear resistance by measuring of the profile of a worn surface is proposed.

**Keywords:** diesel, cylinder bushing, cavitation wear, chrome coating, surface roughness.

Кавитационное изнашивание — разрушение поверхности под воздействием ударных волн и струй жидкости, образующихся при схлопывании кавитационных каверн вблизи поверхности, характерно для насосов, гидротурбин, гребных винтов и подобных машин и механизмов, эксплуатирующихся в различных рабочих средах. В высокооборотных дизелях кавитационный износ часто возникает на водоохлаждаемых поверхностях блоков цилиндров (рис. 1) вследствие высокочастотной вибрации втулки при ударах поршня о ее стенку в момент перекладки поршня [1—6]. Поэтому очаги кавитационного износа появляются на поверхности, перпендикулярной плоскости качания шатуна [1, 2, 5].

Широко применяемые для изготовления блоков цилиндров и втулок сплавы не обладают удовлетворительной кавитационной износостойкостью [1, 6]. Один из эффективных способов защиты водоохлаждаемой поверхности втулок от кавитационного воздействия — нанесение различных покрытий, в частности хромовых [1, 2, 5, 6]. Разработка технологии нанесения электролитических покрытий предполагает трудоемкие лабораторные испытания материала покрытий на кавитационную износостойкость, которую, как правило, определяют по потерям массы материала после определенного времени кавитационного воздействия. Однако такой подход не дает достоверной оценки, особенно при испытаниях на ультразвуковых магнитострикционных вибраторах (МСВ) — традиционного и самого распространенного в настоящее время оборудования для испытания материалов на кавитационное изнашивание.

Особенностью кавитационного изнашивания является наличие начального (инкубационного) периода, в течение которого потери массы практически отсутствуют. Традиционный метод определения инкубационного периода требует построения зависимости износ — время, как показано на рис. 2, а, и проведения касательной к участку наибольшей скорости изнашивания. По точке пересечения касательной с осью времени определяют инкубационный период [7], в течение которого идет упрочнение (наклеп) металла до полного исчерпания его пластичности, после чего с поверхности начинается отделение частиц износа. Износостойкость хромовых электролитических покрытий на порядок выше износостойкости сталей и чугунов, из которых изготовляют втулки цилиндров. Тем не менее в научной литературе часто приводятся данные по кавитационной износостойкости, основанные на результатах трех- или четырехчасовых сравнительных испытаний [1, 6, 8], что совершенно недостаточно, так как время инкубационного периода таких покрытий при испытании на МСВ в несколько раз больше указанного. Регистрируемые за это время потери массы могут не иметь никакого отношения к износу самого хро-



Рис. 1. Кавитационный износ стальной втулки цилиндра (a) и блока цилиндров из силумина (б) дизеля 7Д6-150АФ-101



Рис. 2. Кинетические кривые изнашивания чугуна СЧ24 (а) и хромового электролитического покрытия (б) на чугуне: I — продолжительность инкубационного периода; 1 и 2 — соответственно первоначальная и скорректированные кривые

мового покрытия, что часто наблюдается при испытании покрытий, нанесенных на подложку из серого чугуна. Например, на рис. 2, б приведена типичная кривая (линия 1) потерь массы при испытании на МСВ хромового покрытия, нанесенного на серый чугун, которая показывает, что сразу после начала кавитационного воздействия регистрируются небольшие потери  $\Delta_1$  массы, которые стабилизируются с ее последующим небольшим приращением Δ<sub>2</sub>. Это связано с тем, что блестящие хромовые покрытия всегда имеют сетку трещин. Наблюдения поверхности хромовых покрытий с помощью оптического микроскопа показали, что на исходной полированной или шлифованной поверхности покрытия сетка трещин не заметна, но уже после первого часа испытаний на ультразвуковом МСВ трещины начинают четко проявляться. Особенностью испытаний на ультразвуковых виб-

раторах является то, что размеры кавитационных пузырьков очень малы, и диаметры струй и капель жидкости, образующихся при их схлопывании, составляют в среднем несколько микрометров, что способствует отделению "рыхлого" материала из трещин: на кривой на рис. 2, б этим потерям соответствует износ  $\Delta_1$ . После этого масса образца некоторое время не изменяется, но воздействие ультразвукового поля интенсифицирует капиллярный эффект. В результате вода легко проникает в трещины и вызывает коррозию чугуна, имеющего очень низкую коррозионную стойкость в пресной воде, через которую пропускают ультразвук. Образование продуктов коррозии (гидрооксида железа) приводит к небольшому приращению  $\Delta_2$  массы (см. рис. 2, б, линия 2). Такие кривые необходимо корректировать.

По мнению авторов, наиболее практичным является определение инкубационного периода кавитационного изнашивания, так как при появлении очагов износа на втулках цилиндров нет смысла прогнозировать его развитие во времени. Как правило, очаги износа на втулках представляют собой скопления отдельных язв разной глубины. При очень глубоких язвах может нарушиться герметичность рабочего объема цилиндра, поэтому при появлении очагов износа втулки выбраковывают или ремонтируют. Следовательно, износостойкость материалов при кавитации нужно сравнивать по продолжительности их инкубационного периода. Однако традиционная методика определения инкубационного периода требует трудоемких испытаний, продолжительность которых в зависимости от режима испытаний на МСВ может достигать 100 ч и более.

Поэтому целью данной работы стала разработка экспресс-методики определения продолжительности инкубационного периода кавитационного изнашивания хромовых электролитических покрытий. Эксперименты проводили на МСВ в мягкой пресной воде при температуре  $20 \pm 3$  °С и частоте колебаний концентратора  $\approx 22$  кГц, амплитуду колебаний торца концентратора МСВ варьировали от 10 до 28 мкм.

Хромовые покрытия получали способом проточного анодно-струйного хромирования в стандартном универсальном электролите следующего состава, кг/м<sup>3</sup>: хромовый ангидрид — 250; серная кислота — 2,5; трехвалентный хром — не более 5; ионы трехвалентного железа — не более 10. Электролит готовили на дистиллированной воде однократной перегонки. Покрытия наносили на образцы размером  $88 \times 30 \times 7$  мм, изготовленные из чугунных втулок цилиндров дизеля, бывших в эксплуатации, путем электроосаждения при температуре электролита 50 °С и плотности тока 60 А/дм<sup>2</sup>. Средняя толщина покрытий составила 90 мкм. Для опытов из указанных пластин вырезали две пары квадратных образцов размерами  $\approx 16 \times 16 \times 7$  мм. На одной паре образцов поверхность хромового покрытия шлифовали на абразивной шкурке до шероховатости  $Ra \approx 0,705$  мкм. Вторую пару образцов сначала шлифовали на шкурках разной зернистости, а затем полировали на сукне с добавлением пасты ГОИ до шероховатости  $Ra \approx 0,012$  мкм.

Учитывая, что блоки цилиндров изготовляют в основном из силумина и серых чугунов, а втулки цилиндров — из серых чугунов и азотируемых низколегированных сталей, для сравнительных испытаний выбрали серый чугун СЧ24, сталь 38ХМ (близкую по составу и свойствам стали 38Х2МЮА, широко применяемую для изготовления втулок дизелей) и силумин АК12пч. Образцы из стали и силумина имели цилиндрическую форму диаметром и высотой примерно 16 и 10 мм соответственно, а из чугуна — прямоугольных параллелепипедов размером 16×16×8 мм. Поверхность образцов, подвергающуюся кавитационному воздействию, перед испытаниями шлифовали на шкурках разной зернистости, а затем полировали.

Испытуемые образцы в специальной оправке помещали в емкости с водой так, чтобы между плоской поверхностью образца и торцом концентратора расстояние составляло 0,5 мм. В ходе испытаний образцы периодически вынимали из оправки, промывали, сушили и взвешивали на аналитических весах ВЛР-200 с дискретностью показаний 0,05 мг. После определения износа измеряли шероховатость изнашиваемой поверхности, а у полированных хромовых покрытий — также и микротвердость.

Шероховатость определяли с помощью профилометра MarSurf PS1, который регистрировал среднее арифметическое отклонение профиля *Ra* (ИСО 4287—1997). Шероховатость измеряли на одинаковой базовой длине 0,8 мм, которую выбрали из условия, чтобы траектория движения щупа прибора (длина оценки равнялась пяти базовым длинам) не выходила за площадь очага износа, но при этом пересекала как можно больший его участок.

Микротвердость измеряли с помощью микротвердомера ПМТ-3 и величину определяли по Виккерсу при нагрузках на индентор 0,49; 0,98 и 1,96 H, чтобы избежать влияния на результат измерения нарушения подобия отпечатков, нанесенных на поверхность после разной продолжительности кавитационного воздействия, что может иметь место при изменении распределения деформации по толщине поверхностных слоев. При каждой нагрузке наносили шесть отпечатков — по три на каждый из двух испытанных образцов (всего 18 отпечат-



Рис. 3. Зависимости потери  $\Delta M$  массы, микротвердости  $H_{\mu}$  и среднего арифметического отклонения профиля *Ra* поверхности от продолжительности *t* испытаний образца 1 ( $\circ$ ,  $\Delta$ ) и образца 2 ( $\bullet$ ,  $\checkmark$ )

ков), за результат брали среднее арифметическое значение.

Эксперименты проводили в два этапа. На первом этапе исследовали кавитационную износостойкость хромового покрытия. На втором этапе проводили испытания сплавов СЧ24, 38XM и AK12пч при разных амплитудах колебаний торца концентратора для исследования общих закономерностей изменения профиля поверхности при кавитационном изнашивании, чтобы использовать эти закономерности применительно к хромовым покрытиям.

На рис. 3 приведены результаты испытаний хромового покрытия при амплитуде колебаний 25 мкм торца концентратора. Зависимости изменения потерь  $\Delta M$  массы, микротвердости  $H_{\mu}$  и среднего арифметического отклонения профиля *Ra* от продолжительности испытаний *t* для наглядности размещены одна над другой.

Зависимость Ra(t) имеет три участка, обозначенных римскими цифрами I, II и III. Точки перелома соответствуют смене механизмов, определяющих изменение высоты неровностей. На участке I высота неровностей увеличивается в результате пластического деформирования металла при образовании на поверхности вмятин и их перекрытии до полного исчерпания металлом пластичности. На участке II высота неровностей увеличивается главным образом в результате отделения частиц износа: на поверхности чередуются участки предельно наклепанного металла и участки, с которых материал отделился. К началу участка III слой, предельно деформированный на участке I, полностью удален



Рис. 4. Зависимости потери массы  $\Delta M$  образца из стали 38XM и среднего арифметического отклонения профиля *Ra* поверхности от продолжительности *t* испытаний на МСВ при амплитуде колебаний торца концентратора 10 (*a*) и 28 мкм ( $\delta$ )

с поверхности, и на нем наступает стабилизация: верхний слой исходной поверхности, получивший предельный наклеп за инкубационный период, полностью удален с поверхности, и частицы износа начали отделяться уже с изношенной поверхности, при этом скорость увеличения высоты неровностей замедлилась.

Сопоставление зависимостей  $H_{\mu}(t)$  и Ra(t) позволяет утверждать, что первая точка перелома (граница между участками I и II) соответствует окончанию инкубационного периода. Известно, что инкубационный период делится на стадии упрочнения и разупрочнения [8], и, как видно по графику  $H_{\mu}(t)$ , в течение инкубационного периода металл сначала упрочняется, а по истечении времени  $t_{ynp}$  наступает период разупрочнения продолжительностью  $t_{pазупp}$ , окончание которого должно сопровождаться началом отделения частиц металла с

поверхности. Для сравнения на рис. 3 приведены продолжительности  $t_{\rm инк1}$  и  $t_{\rm инк2}$  инкубационного периода, определенные:

1) традиционным способом — по точке пересечения с осью абсцисс прямой l, проведенной касательно к кривой  $\Delta M(t)$  через точку ее перегиба;

2) по точке пересечения с осью абсцисс перпендикуляра 2, проведенного из первой точки перелома на линии Ra(t). Разность значений  $t_{\rm инк1}$  и  $t_{\rm инк2}$ в рассматриваемом случае составила  $\approx 15$  %.

Последующие эксперименты с другими сплавами полностью подтвердили обнаруженные при испытании хромового покрытия закономерности. Например, на рис. 4 приведены результаты испытаний стали 38XM при амплитудах 10 и 28 мкм колебаний торца концентратора, а на рис. 5 — силумина АК12пч при амплитудах 15, 20 и 25 мкм колебаний. Характер зависимостей Ra(t) такой же, как и для хромового покрытия. При этом переломы на зависимостях Ra(t) могут сопровождаться и разрывами (рис. 5,  $\delta$ ).

При испытаниях всех материалов отмечалось, что если разброс экспериментальных точек на участке I практически отсутствует, то при переходе от участка I к участку II и далее разброс точек увеличивается и достигает максимума на участке III (см. рис. 3—5). Это объясняется тем, что на участках II и III формирование неровностей определяется отделением частиц износа, т. е. процессом разрушения, на который влияет множество случайных факторов.

Сопоставление значений *t*<sub>инк1</sub> и *t*<sub>инк2</sub> для материалов, испытанных в настоящей работе, и для сплавов, испытанных ранее, показало, что разность между ними возрастает при увеличении интенсивности кавитационного воздействия. Однако для большинства железоуглеродистых и медных сплавов даже на режимах самой высокой интенсивности эта разность не превышает 15 %. Исключение составляют сплавы, сильно упрочняющиеся при кавитационном воздействии, например, силумин. Из рис. 5 видно, что, если при амплитуде 15 мкм значения t<sub>инк1</sub> и t<sub>инк2</sub> почти равны, то при амплитуде 25 мкм значение  $t_{инк2}$  примерно в 2 раза больше значения *t*<sub>инк1</sub>. Однако использование величины  $t_{\rm инк2}$  является более обоснованным, так как она соответствует переходу от одного механизма, контролирующего процесс увеличения шероховатости, к другому: от пластического деформирования поверхности к отделению частиц износа, т. е. величина *t*<sub>инк2</sub> имеет конкретный физический смысл, тогда как оценка продолжительности инкубационного периода по значению t<sub>инк1</sub>, по сути, является условной.

Отметим, что использование таких высотных параметров, как *Rz* и *R*max (ИСО 4287—1997) со-

провождается бо́льшим разбросом экспериментальных точек по сравнению с параметром Ra, так как последний в отличие от Rz и Rmax определяется по нескольким тысячам точек.



Рис. 5. Зависимости потери массы  $\Delta M$  образца из силумина и среднего арифметического отклонения профиля *Ra* поверхности от продолжительности *t* испытаний на МСВ при амплитуде колебаний торца концентратора 15 (*a*), 20 (*б*) и 25 мкм (*в*)

ISSN 0042-4633. ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ. 2019. № 4

Анализ зависимостей Ra(t), полученных при испытании одного и того же сплава на разных режимах, позволил установить еще одну важную особенность: значение параметра *Ra*инк, соответствующее окончанию инкубационного периода, для конкретного сплава есть величина постоянная, т. е. она не зависит от интенсивности кавитационного воздействия, определяемого амплитудой колебания торца концентратора МСВ. Так, при испытании стали 38XM (см. рис. 4) получили *Ra*<sub>инк</sub> = 5,87 и 5,62 мкм при амплитуде колебаний соответственно 10 мкм и 28 мкм, а при испытании силумина АК12пч (см. рис. 5) получили Ra<sub>инк</sub> = 3,82, 3,72 и 3,47 мкм при амплитуде колебаний соответственно 15, 20 и 25 мкм. Это объясняется тем, что высотный параметр шероховатости может служить показателем деформации поверхностных слоев. Приведем следующие рассуждения.

Предположим, что длина профиля исходной поверхности, подвергаемой кавитационному воздействию, равна L<sub>0</sub>. При ударах струй при схлопывании кавитационных каверн тонкий поверхностный слой получает деформацию  $e_z$  в направлении, перпендикулярном поверхности. При этом если бы деформируемый поверхностный слой не был связан с недеформируемым нижележащим материалом, то его размеры в плане, характеризуемые окружной  $(e_t)$  и радиальной  $(e_r)$  деформациями, увеличились. Так как нижележащие слои препятствуют увеличению размеров поверхностного слоя, то на исходно гладкой поверхности формируется рельеф: длина профиля увеличивается до значения L<sub>i</sub>, а к концу инкубационного периода — до значения  $L_{\rm инк}$ .

Известно, что в результате пластической деформации объем не изменяется и тогда  $e_t = e_r$  и, выражая эти деформации через длины профиля поверхности, для интенсивности деформаций поверхностного слоя можно записать:

$$e_i = 2e_r = 2e_t = 2\ln\frac{L_i}{L_0}.$$
 (1)

Эксперименты показали, что между приращением  $\Delta L$  длины профиля и средним арифметическим отклонением профиля *Ra* существует однозначное соответствие, определяемое степенной функцией

$$\Delta L = kRa^n,\tag{2}$$

где  $\Delta L = L_i - L_0$ ; *k* и *n* — значения коэффициента и показателя степени, зависящие от материала и режима кавитационного воздействия.



Рис. 6. Зависимости при прогнозировании инкубационного периода кавитационного изнашивания хромового электролитического покрытия при амплитуде 15 мкм колебаний торца концентратора MCB

Принимая во внимание, что  $\Delta L \ll L_0$ , выражение (1) с учетом равенства (2) можно преобразовать к виду:

$$e_i = 2 \ln \frac{L_i}{L_0} = 2 \frac{\Delta L}{L_0} = 2 \frac{k R a^n}{L_0}.$$
 (3)

Для момента окончания инкубационного периода выражение (3) можно записать в виде:

$$e_{\rm инк} = 2\frac{k}{L_0} Ra_{\rm инк}^n.$$

Откуда можно определить

$$Ra_{\rm MHK} = 4\sqrt{Ae_{\rm MHK}}, \qquad (4)$$

где  $e_{инк}$  — интенсивность деформации поверхностного слоя, соответствующая концу инкубационного периода;  $A = 0.5L_0/k$  — постоянная величина.

Испытания [9] на кавитационное изнашивание разных сплавов, прошедших предварительно разной степени пластическую деформацию, показали, что разрушение при кавитационном воздействии имеет квазистатический характер, когда пластические деформации накапливаются от цикла к циклу.

Таким образом, интенсивность деформации, соответствующая концу инкубационного периода, есть величина постоянная, и тогда согласно уравнению (4) можно записать:

$$Ra_{\rm MHK} = {\rm const.}$$

Таким образом, эксперименты позволили установить несколько важных особенностей кинетики изменения шероховатости поверхности при кавитационном воздействии: во-первых, в пределах инкубационного периода зависимость Ra(t) можно аппроксимировать прямой линией; во-вторых, переход от инкубационного периода к следующей стадии кавитационного изнашивания на зависимости Ra(t) характеризуется переломом; в-третьих, параметр шероховатости, соответствующий концу инкубационного периода, для конкретного сплава есть величина постоянная, т. е. не зависит от интенсивности кавитационного воздействия.

Отмеченные особенности позволили предложить экспресс-методику прогнозирования продолжительности инкубационного периода хромовых электролитических покрытий, основанную на измерении шероховатости изнашиваемой поверхности. Например, необходимо определить продолжительность инкубационного периода для хромового покрытия при амплитуде колебаний 15 мкм. Процедура прогнозирования (рис. 6) сводится к следующему.

1. Испытания покрытия проводят с максимальной или близкой к ней интенсивностью кавитационного воздействия (в нашем случае с амплитудой 25 мкм колебаний торца концентратора МСВ) для максимального сокращения времени опыта и определяют параметр  $Ra_{инк}$  шероховатости, соответствующий концу инкубационного периода. Получили  $Ra_{инк} = 0,088$  мкм. Зная  $Ra_{инк}$ , можно проводить ускоренные испытания для определения продолжительности инкубационного периода на других режимах.

2. Испытания покрытия проводят на требуемом режиме (в данном случае при амплитуде колебаний 15 мкм) в течение времени, заведомо меньшем, чем  $t_{\rm инк}$ , например в течение 20 ч, и определяют параметр *Ra* поверхности покрытия. Получили Ra = 0,027 мкм.

3. В координатах Ra - t на оси ординат отмечают известное значение  $Ra_{инк}$  и проводят через это значение линию *1*, параллельную оси абсцисс (см. рис. 6).

4. Откладывают на графике две точки, первая из которых соответствует параметру шероховатости покрытия в исходном состоянии, т. е. до кавитационного воздействия, вторая — параметру шероховатости после 20 ч кавитационного воздействия. Через отмеченные точки проводят линию 2 до пересечения с линией 1.

5. Из точки пересечения линий *1* и *2* опускают перпендикуляр на ось абсцисс и получают значение продолжительности инкубационного периода при испытании с амплитудой колебаний 15 мкм. В нашем случае это ≈100 ч.

Если определять значение Ra как среднее по четырем значениям длин, то погрешность определения инкубационного периода составит  $\pm 5$  ч с доверительной вероятностью 80 %. Продолжитель-



Рис. 7. Зависимости параметров *Ra* и *Rz* шероховатости шлифованного хромового покрытия от продолжительности испытаний на МСВ при амплитуде 25 мкм колебаний торца концентратора

ность определения инкубационного периода по предложенной методике сокращается в несколько раз, тогда как при традиционном методе продолжительность опыта превысила бы 100 ч.

Изложенная выше методика удобна при необходимости проведения испытаний покрытий на разных режимах и позволяет значительно сократить продолжительность экспериментов. При использовании предложенной методики очень важно обеспечить значительно меньшую исходную шероховатость поверхности, чем получаемую после кавитационного воздействия в течение инкубационного периода, в противном случае не удастся спрогнозировать оценку по измерениям шероховатости.

Как видно из рис. 3, при испытании полированного покрытия исходная шероховатость  $Ra \approx 0,012$  мкм, а к концу инкубационного периода увеличилась до 0,088 мкм. Исходная шероховатость шлифованного покрытия составила Ra = 0,705 мкм, что на порядок больше значения 0,088 мкм, полученного на полированном покрытии после кавитационного воздействия.

На рис. 7 показана кинетика изменения шероховатости шлифованного покрытия, при испытании которого оказалось, что параметр Ra нечувствителен к кавитационному воздействию в пределах инкубационного периода: зависимость Ra(t)параллельна оси абсцисс, и только после окончания инкубационного периода, когда началось отделение частиц износа, обозначилось ее изменение относительно оси времени.

Использование параметра *Rz* для оценки шлифованных покрытий также не дает удовлетворительной точности. Испытания полированных покрытий показали увеличение параметра *Rz* с 0,098 мкм в исходном состоянии до 2,30 мкм к концу инкубационного периода. Для шлифованного покрытия исходный параметр  $R_z = 4,88$  мкм сопоставим с параметром  $R_z = 2,30$  мкм, получаемым для полированного покрытия после кавитационного воздействия. Поэтому при испытании шлифованного покрытия параметр  $R_z$  в отличие от параметра Raоказался более чувствительным к кавитационному воздействию в пределах инкубационного периода: зависимость  $R_z(t)$  располагается под углом к оси абсцисс (см. рис. 7). Однако очень большой разброс точек не позволяет дать надежную прогнозируемую оценку шероховатости.

Таким образом, разработанная экспресс-методика определения продолжительности инкубационного периода, основанная на измерении профиля шероховатости поверхности, позволяет в несколько раз сократить продолжительность испытаний образцов с одинаковым покрытием, но на разных режимах. Перед испытанием необходимо обеспечить шероховатость поверхности образцов существенно ниже шероховатости, достигаемой к концу инкубационного периода кавитационного изнашивания. Чтобы предложенную методику реализовать на ультразвуковом МСВ, исходные покрытия необходимо полировать, иначе ее нельзя применить.

Современные профилометры с опорными датчиками позволяют измерять профиль шероховатости поверхности с регистрацией основных параметров в течение нескольких десятков секунд, что не сказывается на общей продолжительности эксперимента. Предложенная методика существенно экономит время только при необходимости испытания материала на разных режимах, так как в этом случае полный цикл испытаний проводится лишь на одном режиме для определения значения *Ra*инк; на остальных режимах проводятся ускоренные испытания уже с его использованием. Если необходимы испытания на одном режиме, например для сравнения двух новых материалов или двух покрытий, осажденных на разных режимах, то предложенную методику применять бесполезно ввиду неизвестности значения *Ra*инк для этих материалов. Поэтому дальнейшие исследования следует направить на разработку метода оперативной оценки величины *Ra*инк новых материалов, не требующего трудоемких испытаний для построения кинетической кривой изнашивания с регистрацией профиля поверхности.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Иванченко Н. Н., Скуридин А. А., Никитин М. Д.** Кавитационные разрушения в дизелях. Л.: Машиностроение, 1970. 152 с. И. З. МУСТАЕВ, д-р экон. наук (Уфимский ГАТУ), В. Ю. ИВАНОВ, канд. техн. наук (ООО "ДБА-Инжиниринг", г. Уфа), И. В. КАНДАРОВ, канд. техн. наук (НПА "Технопарк авиационных технологий, г. Уфа), Н. А. МУФТАХОВА, Т. И. МУСТАЕВ (Уфимский ГАТУ), e-mail: natefimenko@inbox.ru

# Оценка эффективности производства литейной оснастки для деталей авиационных двигателей

Предлагаются критерии оценки эффективности производства литейной оснастки для деталей авиационных двигателей с использованием методологии накопленных потенциалов.

**Ключевые слова:** накопленный потенциал, авиационный двигатель, литейная оснастка, эффективность.

Criteria for evaluating the production effectiveness of casting equipment for parts of aircraft engines using the accumulated potential methodology are proposed.

**Keywords:** accumulated potential, aircraft engine, casting equipment, effectiveness.

Цель данной работы — определение показателя эффективности производства литейной оснастки (ЛО) для деталей авиационных двигателей (АД) на основе введенного показателя накопленного потенциала [1], позволяющего оценить эффективность структуры полного производственного цикла, например центра компетенции, или эффективность работ по проектированию литейной оснастки. Накопленный потенциал интерпретируется здесь двояким образом. С одной стороны — это действие, связанное с фактическими, а с другой стороны — с нормативными затратами на изготовление ЛО.

Использование критериев эффективности основано на их сравнении с аналогичными показателями и принятием в дальнейшем решений о совершенствовании технологического процесса [2]. Величину критерия можно определять по нормативной трудоемкости затрат [3]. Но при этом возникает проблема несоответствия фактических и нормативных затрат, степень неопределенности которых может превышать 100 %. На рис. 1 на примере этапа проектирования показано соотношение фактических затрат (линия 1) на производство деталей сборочных единиц (ДСЕ) и нормативной трудоемкости (линия 2). Наличие существенной неопределенности в соотношении фактических и нормативных затрат — фактор, препятствующий совершенствованию системы управления качеством.

Рассмотрим последовательность изготовления ЛО для ДСЕ АД [4]:

1) проектирование ЛО с использованием CAD— САЕ средств, включая моделирование процессов заливки и корректировки CAD-моделей ЛО;



Рис. 1. Соотношение фактических затрат на производство и нормативной трудоемкости проектирования по данным 59 ДСЕ

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 79)

2. Пимошенко А. П. Защита судовых дизелей от кавитационных разрушений. Л.: Судостроение, 1983. 120 с.

3. Yu-Kang Zhou, Jiu-Gen He, F. G. Hammit. Cavitation erosion of diesel engine wet cylinder liners // Wear. 1982. V. 76. N. 3. P. 321–328.

4. Yu-Kang Zhou, Jiu-Gen He, F. G. Hammit. Cavitation erosion of cast iron diesel engine liners // Wear. 1982. V. 76. N. 3. P. 329–335.

5. Gravalos I., Kateris D., Dimitriadis C. Cavitation erosion of wet-sleeve liners: Case study. KOKA 2006 // XXXVII. International conference of Czech and Slovak Universities' Departments and Institutions Dealing with the Research of Combustion Engines, 19–20 September 2006. Prague. Czech Republic.

6. **Фомин В. В.** Гидроэрозия металлов. М.: Машиностроение, 1977. 287 с.

7. **ASTM G32-10.** Standard test method for cavitation erosion using vibratory device. ASTM International, 2010. 19 p.

8. Погодаев Л. И., Шевченко П. А. Гидроабразивный и кавитационный износ судового оборудования. Л.: Судостроение, 1984. 264 с.

9. Цветков Ю. Н. Кавитационное изнашивание металлов и оборудования. СПб.: СПбГПУ, 2003. 155 с.

2) изготовление литейной формы с использованием технологии 3D-печати;

3) изготовление ДСЕ, проведение испытаний и передача на следующие этапы производства АД при условии их успешного прохождения.

В соответствии со структурой работ итоговая оценка эффективности складывается из оценок трех разнотипных процессов, что с учетом влияния многочисленных производственных факторов подчеркивает сложность адекватного определения критерия эффективности.

Решить поставленную проблему можно с использованием методологии накопленного потенциала [1], который оценивается величиной возможностей, средств, запасов и т. д., сформированных к моменту оценки. В конкретном случае потенциалы отражают рыночную оценку возможностей, характеризуемых соответствующими переменными, так что их соотношение дает искомую оценку эффективности. Накопленный потенциал X(t) для оцениваемой переменной x(t) состояния рассчитывается по формуле

$$X(t) = \int_{\tau=0}^{t} x(t-\tau)\phi(\tau)dt$$

Здесь  $\phi(\tau)$  — весовая функция, которая определяется по формулам:

$$\phi(\tau) \approx \frac{1}{1 + \alpha(t)}$$
 при  $t \ge 0;$   
 $\phi(\tau) = 0$  при  $t < 0,$ 

где  $\alpha(t)$  — ставка рефинансирования ЦБ, определяемая на промежутке времени *t*.

Результаты расчетов на рис. 2 показывают соотношение накопленных потенциалов фактических (линия *I*) и нормированных (линия *2*) затрат. Приведенные зависимости с высокой точностью аппроксимируются линейным уравнением. Коэффициенты регрессионного уравнения отражают оценку эффективности. В частности, анализ потенциалов показал, что общие затраты на рассматриваемую технологию изготовления ДСЕ составляют 1043,0 усл. ден. ед./нормо-ч. Реальные затраты на проектные рабо-

ты в 2889,8/1632,1 <u>усл. ден. ед./нормо-ч</u> = 1,8 раза

выше затрат на изготовление и испытания ДСЕ. Дополнительные работы с нормативной трудоемкостью *x*, нормо-ч, потребуют дополнительных финансовых средств в размере  $\Delta s = 1043x$  усл. ден. ед. Дополнительные затраты на производство и испытания

составят  $\Delta s_{\text{ис}} = \frac{1043 \cdot 1632,1}{288,8 + 1632,1} x = 376,5x$  усл. ден. ед.

Соответственно, дополнительные затраты на про-



Рис. 2. Соотношение между накопленным фактическим потенциалом производства ЛО и нормативным потенциалом на ее проектирование

ектные работы составят  $\Delta s_{\Pi p} = \frac{1043 \cdot 2889,8}{2889,8 + 1632,1} x =$ 

= 666,6x усл. ден. ед. С другой стороны, за это время изменение финансирования проектных работ на сумму *s* усл. ден. ед. приведет к изменению общего объема выполненных работ на сумму 1043.0

 $s\frac{1043,0}{2889,8} = 0,36$  руб. Организация управления про-

изводством должна совершенствоваться с учетом полученных соотношений потенциалов.

В общем случае показатель  $k_{3\phi}$  эффективности производства литейной оснастки определяется отношением приращения результирующего накопленного потенциала  $\Delta X_{pe3}(t)$ , оцениваемого переменной  $x_{pe3}(t)$ , к приращению накопленного потенциала  $\Delta X_{pec}(t)$  ресурса, оцениваемого переменной  $x_{pec}(t)$ , т. е.  $k_{3\phi} = \Delta X_{pe3}/\Delta X_{pac}$ .

Таким образом, предложен показатель оценки эффективности производства литейной оснастки, полученный на основании накопленных потенциалов, который можно использовать при совершенствовании системы управления литейным производства как самостоятельной организационной структуры.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мустаев И. З.** Экономические модели инноватики. Уфа: РИК УГАТУ, 2012. 202 с.

2. Основы проектирования заготовок в автоматизированном машиностроении: Учебник / С. И. Богодухов, А. М. Схиртладзе, Р. М. Сулейманов, Е. С. Козик. М.: Машиностроение, 2009. 432 с.

3. **Положение** "Нормирование труда при изготовлении литейной оснастки на предприятии" / НПА "Технопарк АТ". Уфа, 2016. 49 с.

4. **Модель** эффективного управления литейным производством авиастроительного предприятия // О. Ю. Левкина, Ю. В. Полянсков, А. М. Топорков, А. И. Пирогов. Самара: Изд-во Самарского НЦ РАН, 2012. Т. 14. № 4-2. С. 454—462.

## ПРАВИЛА ПОДГОТОВКИ СТАТЬИ

#### 1. На первой странице:

УДК (Индекс статьи по Универсальной десятичной классификации, http://teacode.com/online/udc/); авторы (инициалы, фамилия, ученая степень, место работы, страна, город);

e-mail или телефон для контактов (обязательное требование BAK); название статьи:

название статьи

гранты (указываются ссылкой внизу страницы).

#### 2. Содержание статьи должно быть структурированным:

начало — реферативное изложение постановки задачи и возможное применение полученных результатов;

основная часть — формализованная постановка задачи, предлагаемый метод ее решения, отличие и преимущество от уже известных, примеры, подтверждающие работоспособность и эффективность предложенного решения;

завершение — обсуждение полученных результатов.

#### 3. Обозначения и формулы.

Размерность всех характеристик приводится в системе СИ. Все аббревиатуры, сокращения и обозначения расшифровываются в тексте при первом упоминании.

Латинские буквы набираются курсивом, исключение составляют стандартные математические обозначения, набираемые прямо (обозначения дифференциалов, матриц, тригонометрических функций, max, min, log, sin и т. п.), русские и греческие — прямым шрифтом. Формулы (только те, на которые есть ссылки в тексте) нумеруются (порядковый номер в круглых скобках). Надстрочные и подстрочные индексы следует поднимать вверх или опускать вниз (не набирать в строку). Простые формулы и символы с надстрочными и подстрочными индексами выполняются в редакторе Word. Сложные формулы выполняются в программе MathType. Следует избегать многострочных и «многоэтажных» формул, исключать промежуточные расчеты, заменять сложные формулы более простыми, используя условные обозначения.

4. Библиографические ссылки.

Список библиографических ссылок набирается в конце статьи в порядке их размещения в тексте, где они указываются в квадратных скобках. При ссылках на книги и сборники указывают фамилию и инициалы авторов, полное название книги (сборника), город, издательство, год, общее число страниц; при ссылке на журнал — фамилию и инициалы авторов, полное название статьи, название журнала, год, номер журнала, страницы статьи (по ГОСТ Р 7.0.5—2008 и ГОСТ 7.1—2003). Если число авторов более четырех, то указывают первых трех со словами «и др.» (после названия за косой чертой). Ссылки на иностранную литературу следует писать на языке оригинала без сокращений. Электронные ресурсы оформляются по ГОСТ 7.0.5—2008.

5. Таблицы оформляются на отдельных страницах.

6. Подрисуночные подписи оформляются на отдельной странице, они должны быть краткими и соответствовать содержанию рисунков.

#### 7. Иллюстрации.

Рисунки оформляются отдельно от текста. Принимаются только качественные, хорошо скомпонованные и окончательно выполненные рисунки (редакция не переделывает иллюстрации). Рисунки представляются отдельными файлами в форматах TIFF или JPEG (без сжатия) с разрешением 1200 dpi размером не больше 186 мм. Размер шрифтов надписей в рисунках должен быть соизмерим с размерами шрифта текста (так как рисунок при верстке будет, как правило, уменьшаться по площади, слишком мелкий текст на рисунке не будет читаться).

Чертежи, схемы, графики, алгоритмы должны выполняться с учетом требований ЕСКД. Обязательно соблюдение соотношений толщин линий по ГОСТ 2.303—68. Толщина тонких линий должна учитывать предполагаемое уменьшение рисунка в журнале.

Материалы, не соответствующие данным требованиям, к публикации не принимаются, рукописи не рецензируются и авторам не возвращаются.