ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

8

2013

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 Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Адрес редакции:

107076, Москва,
Стромынский пер., 4.
Телефон: 8-(499)-748-02-91.
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации по печати
Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: **70120** ("Роспечать"),
27841 ("Пресса России"),
60264 ("Почта России")
Цена свободная

Отпечатано в ООО "Белый ветер",
115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Афонин С. М. — Импульсное регулирование пьезоактюаторами нано- и микроперемещений . . . 3

Медведев Ю. А. — Исследование процесса кавитации в электрогидравлических исполнительных механизмах . . . 8

Лобанов И. Е. — Теория теплообмена в шероховатых трубах . . . 11

Каргин П. А. — Исследование динамических свойств привода с самоторможением для грузоподъёмных машин . . . 16

Липанов А. М., Жиров Д. К. — Исследование многоступенчатых центробежно-ударных измельчителей . . . 22

Султангалеев Р. Н., Пашали Д. Ю., Бойкова О. А. — Автоматизированный стенд для испытаний вентильных двигателей постоянного тока . . . 25

Гроховский Д. В. — Пути совершенствования судовых энергетических установок . . . 28

Цикл статей "Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Коченов В. А., Гоева В. В., Гришин Н. Е., Казаков С. С. — Зависимость долговечности и износостойкости трибосопряжений от формы поверхностей пары трения. Совершенствование измерений компрессии ДВС . . . 34

Ларионов С. А., Власов Ю. А., Саркисов Ю. С., Антипов В. Б., Цыганок Ю. И., Медведев Ю. В. — Получение, идентификация и применение наноуглеродных материалов в триботехнических системах транспортных машин . . . 37

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Садыхов А. И., Ширзадов Ф. М. — Нанесение износостойких покрытий и модификация поверхностей методом TIG . . . 41

Каржавин В. В., Ухлов И. В., Шибеко С. Г. — Получение паяных соединений из коррозионно-стойких сталей с использованием специальных покрытий . . . 44

Баракаев Н. Р., Бахадиров Г. А., Ризаев А. А., Шин И. Г. — Комбинированный сепаратор для фракционного разделения сыпучих материалов . . . 46

Димов Ю. В., Подашев Д. Б. — Скругление острых кромок деталей эластичным абразивным инструментом . . . 50

Пасько Н. И., Картавцев И. С. — Моделирование процесса текущего контроля и подналадки станка с ЧПУ с применением контрольных карт . . . 55

Цикл статей "Проблемы теории механической обработки"

Воронцов А. Л. — Теоретическое обеспечение технологической механики. 6. Сопоставление теории пластичности с теорией обработки металлов давлением. Часть 2 . . . 61

Серия статей "Проблемы теории и практики резания материалов"

Щегольков Н. Н. — Алгоритм профилирования стружечных канавок конических концевых фрез с винтовыми зубьями . . . 66

Обработка материалов без снятия стружки

Хорев А. И. — Основы обработки давлением титановых сплавов . . . 74

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Речкалов А. В., Дунаев Д. Н., Даутова О. Р. — Применение функционала системы Infor ERP Ln для объемно-календарного планирования . . . 80

Кокодеева Н. Е., Кадыров Ж. Н., Кочетков А. В. — Пути совершенствования системы технического регулирования в машиностроении . . . 82

Соболев С. П. — Проблемы автоматизации крупных машиностроительных предприятий . . . 86

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Хинчук Д. Г. — Лесная сеялка на базе средств малой механизации . . . 87

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Afonin S. M. — Pulse control of nano- and microdisplacements by piezoactuators 3

Medvedev Yu. A. — Research of cavitation process in electrohydraulic actuating mechanisms 8

Lobanov I. E. — Heat exchange theory for rough tubes 11

Kargin P. A. — Investigation of dynamic properties of self-braking drive for hoisting machines 16

Lipanov A. M., Zhirov D. K. — Research of multistage centrifugal-impacting grinders 22

Sultangaleev R. N., Pashali D. Yu., Boikova O. A. — Automatized rig for testing of direct current ac electronic motors 25

Grokhovskyi D. V. — Ways of ship power plant improvement 28

A series of articles "Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication"

Kochenov V. A., Goeva V. V., Grishin N. E., Kazakov S. S. — Dependencies of durability and wear resistance of tribocouplings on surface shapes of friction parts. Improvement of ICE compression measurement 34

Larionov S. A., Vlasov Yu. A., Sarkisov Yu. S., Antipov V. B., Tsyiganok Yu. I., Medvedev Yu. V. — Production, identification and usage of nanocarbon materials in triboengineering systems of transport machines 37

MANUFACTURING ENGINEERING

Sadyikhov A. I., Shirzadov F. M. — Applying of corrosion resistant coatings and modification of surfaces by TIG method 41

Karzhavin V. V., Ukhlov I. V., Shibeko S. G. — Production of brazed joints from corrosion resistant steels using special coatings 44

Barakaev N. R., Bakhadirov G. A., Rizaev A. A., Shin I. G. — Combination separator for fractionating separation of grain materials 46

Dimov Yu. V., Podashev D. B. — Fillet of part sharp edges using elastic abrasive tool 50

Pa'sko N. I., Kartavtsev I. S. — Modeling of process of current control and corrective adjustment of NC machine tool using control charts 55

A series of articles "Problems of theory of machining work"

Vorontsov A. L. — Theoretical support of technological mechanics. 6. Comparison of theory of plasticity with metal forming theory. Part 2 61

A series of articles "Problems of theory and practice of materials cutting"

Shchegol'kov N. N. — The profiling algorithm of chip grooves of taper flute cutters with helical teeth 66

Chipless processing of materials

Khorev A. I. — Bases of structural titanium alloys forming 74

ORGANIZATION AND ECONOMICS OF PRODUCTION

Rechkalov A. V., Dunaev D. N., Dautova O. R. — Usage of Infor ERP Ln System functions for master production scheduling 80

Kokodeeva N. E., Kadyirov Zh. N., Kochetkov A. V. — Ways of improvement of technical regulatory system in mechanical engineering 82

Sobolev S. P. — Problem of automation of large machino-luilding enterprises 86

TECHNICAL INFORMATION

Khinchuk D. G. — Tree-seed drill based on means of small-scale mechanization 87

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 30.05.2013. Подписано в печать 16.07.2013.
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 Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2013

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.3.082.73

С. М. АФОНИН, канд. техн. наук [МГИЭТ (ТУ)], тел.: (499) 710-66-74

Импульсное регулирование пьезоактюаторами нано- и микроперемещений

Рассмотрена структурная схема пьезопривода с импульсным регулированием пьезоактюатором. Исследованы корректирующие обратные связи по напряжению, току и перемещению в системах управления пьезоактюатором нано- и микроперемещений.

Ключевые слова: пьезоактюатор, импульсный регулятор, нано- и микроперемещения, обратная связь, напряжение, ток, перемещение.

The structural scheme of piezodrive with pulse control by piezoactuator is considered. Correcting feedbacks by voltage, current and displacement in piezoactuator control systems of nano- and microdisplacements are investigated.

Keywords: piezoactuator, pulse controller, nano- and microdisplacements, feedback, voltage, current, displacement.

Пьезоактюаторы наноперемещений применяются в нанотехнологическом, нанобиологическом, микроэлектронном и астрономическом оборудовании. Пьезоактюатор (пьезодвигатель, пьезопреобразователь) работает на основе обратного пьезоэффекта, при котором перемещение происходит в результате деформации пьезоэлемента при приложении внешнего электрического напряжения. Пьезоактюатор (ПА) из пьезоэлектрической керамики ЦТС на основе цирконата и титаната свинца обеспечивает диапазон перемещения от единиц нанометров до единиц микрометров с точностью до десятых долей нанометров [1, 2]. Увеличение перемещения до десятков микрометров достигается применением составного ПА.

При эксплуатации пьезопривода в нанотехнологическом и микроэлектронном оборудовании необходимо учитывать емкостный характер нагрузки при подключении ПА к схеме управления [3—5].

Для коррекции динамических характеристик пьезопривода целесообразно использовать пьезодатчик, чувствительный элемент которого соединен с выходным валом ПА. Например, для улучшения качества работы системы автоматического управления сканирующего устройства с пьезоприводом при инерционной нагрузке можно применить корректирующую обратную связь по второй производной перемещения ПА, аналогичную обратной связи по второй производной угла поворота выходного вала электропривода.

В качестве корректирующего звена обратной связи используем пьезодатчик, чувствительным элементом которого является выходная пьезопластина или пьезопакет, набранный из электрически параллельно соединенных пьезопластин.

Введением отрицательной обратной связи по току, эквивалентной отрицательной обратной связи по скорости, получаем демпфирование ПА в результате увеличения его коэффициента затухания:

$$\xi_{m_c} = \xi_m + \frac{kk_c}{2T_m},$$

где ξ_m и ξ_{m_c} — коэффициенты затухания недемпфированного и демпфированного по скорости пьезоактюаторов; k — коэффициент передачи ПА; k_c — коэффициент передачи по току; T_m — постоянная времени.

При замыкании локальной отрицательной обратной связи при упругой нагрузке на ПА появляется возможность повышения его быстродействия путем уменьшения эквивалентной постоянной времени:

$$T_{m_e} = T_m\sqrt{\frac{1}{1+kk_e}},$$

где T_{m_e} и k_e — постоянная времени и коэффициент передачи при упругой нагрузке.

В результате использования пьезодатчика при инерционной нагрузке на ПА получаем сигнал отрицательной обратной связи, пропорциональный ускорению. Следовательно, увеличивается постоянная времени ПА:

$$T_{m_i} = T_m\sqrt{1+\frac{kk_i}{T_m^2}},$$

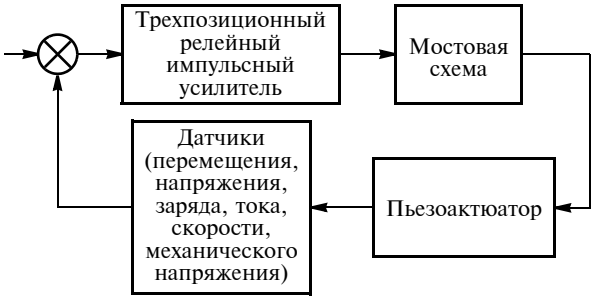


Рис. 1. Структурная схема системы импульсного управления пьезоактюатором

где T_{m_i} и k_i — постоянная времени и коэффициент передачи при инерционной нагрузке.

При упругоинерционной нагрузке при использовании пьезодатчика получаем сигнал, равный сумме составляющих, одна из которых пропорциональна перемещению, другая — ускорению. В этом случае появляется возможность регулирования постоянной времени ПА:

$$T_{m_{ei}} = T_m \sqrt{\frac{1 + kk_i / T_m^2}{1 + kk_e}},$$

где $T_{m_{ei}}$ — постоянная времени при упругоинерционной нагрузке.

Таким образом, применение пьезодатчика в системе автоматического управления пьезоприводом наноперемещений позволяет эффективно корректировать динамические характеристики ПА.

Рассмотрим обобщенную структуру (рис. 1) систем импульсного регулирования ПА с использованием импульсных регуляторов перемещения разных исполнений (рис. 2—6), обеспечивающих обратную связь по напряжению, току, перемещению, скорости, ускорению.

В рассматриваемых системах и регуляторах задающий сигнал через устройство сравнения поступает на вход трехпозиционного релейного усилителя; в зависимости от полярности задающего сигнала при превышении зоны нечувствительности релейного элемента включаются реле [6]. При этом на вторые входы реле поступают тактирующие импульсы от генератора (см. рис. 2). Одно реле обеспечивает в соответствии с тактирующими импульсами от генератора включение высоковольтного ключа, который питает высоким напряжением от источника напряжения одну из диагоналей мостовой схемы, в другую диагональ включен ПА.

Реле трехпозиционного релейного усилителя, которые соединены с управляющими входами ключевых элементов, входящих в противоположные плечи моста, открывают в соответствии с тактирующими импульсами от генератора ключи в этих плечах моста (тиристоры, оптроны, транзисторы), через которые происходит зарядка емкости ПА, который в зависимости от полярности задающего сигнала расширяется или сжимается.

Рассмотрим работу импульсных регуляторов перемещения ПА других исполнений [6], например с отрицательной обратной связью по току (см. рис. 3). Задающий сигнал через первое устройство *1* сравнения поступает на вход трехпозиционного релейного усилителя *2*. В зависимости от полярности задающего сигнала при превышении зоны нечувствительности релейного элемента *3* включаются реле *5* или *6*, а также реле *4*. При этом на вторые входы реле *4—6* поступают тактирующие импульсы от генератора *7*. Реле *4* обеспечивает в соответствии с тактирующими импульсами от генератора включение ключа *8*, который питает высоким на-

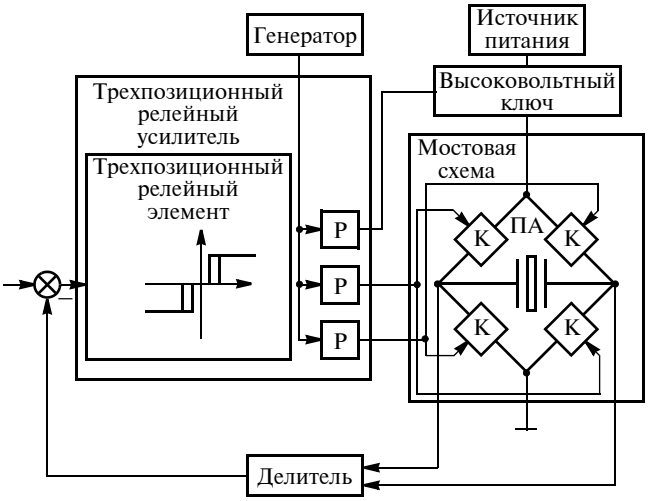


Рис. 2. Функциональная схема импульсного регулятора перемещения ПА с отрицательной обратной связью по напряжению на ПА (Р — реле; К — ключевые элементы)

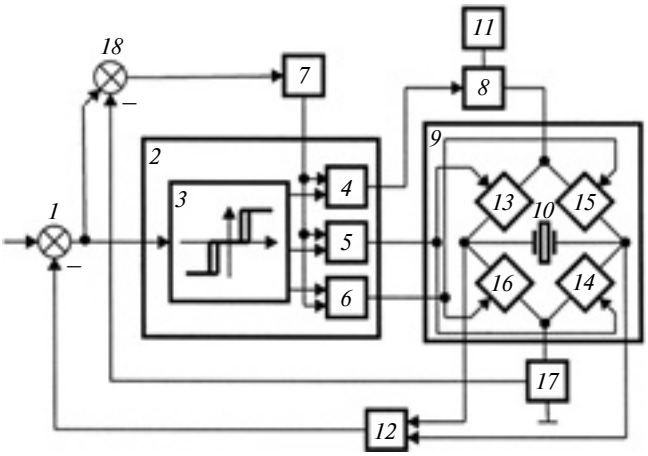


Рис. 3. Схема импульсного регулятора перемещения ПА с двумя устройствами сравнения и отрицательной обратной связью по току ПА

пряжением от источника *11* напряжения одну из диагоналей мостовой схемы *9*; в другую диагональ включен ПА *10*. Реле *5* и *6*, соединенные с управляющими входами ключевых элементов, входящих в противоположные плечи моста, открывают в соответствии с тактирующими импульсами от генератора ключи *13* и *14* или ключи *15* и *16* и осуществляется зарядка емкости ПА *10*. Следовательно, расширение или сжатие ПА происходит в зависимости от полярности задающего сигнала.

Перемещение ПА описывается зависимостью

$$\xi = d_{33} n U,$$

где d_{33} — пьезомодуль; n — число пластин ПА; U — напряжение, подаваемое на пьезодвигатель.

Пьезоактюатор *10* является одновременно датчиком перемещения, так как перемещение пропорционально напряжению на нем. Напряжение с ПА *10* в качестве сигнала обратной связи подается через делитель *12* на первое устройство сравнения.

Когда сигнал рассогласования между задающим сигналом и сигналом обратной связи на выходе первой схемы сравнения становится меньше зоны нечувствительности релейного элемента *3*, реле отключаются и ключи мостовой схемы *9* закрываются, зарядка емкости ПА *10* прекращается, а напряжение на нем запоминается. При стекании заряда с ПА *10* при постоянном задающем сигнале сигнал рассогласования на выходе первой схемы сравнения становится больше зоны нечувствительности релейного элемента *3*. При этом в зависимости от полярности сигнала рассогласования включаются реле *5* или *6*, а также реле *4*. В соответствии с тактирующими импульсами от генератора *7* через ключ 8 подается высокое напряжение на одну диагональ мостовой схемы *9*, в противоположных плечах моста открываются ключи *13* и *14* или ключи *15* и *16* в зависимости от полярности сигнала рассогласования, и происходит подзарядка емкости ПА *10* до тех пор, пока сигнал рассогласования между задающим сигналом и сигналом обратной связи вновь не станет меньше зоны нечувствительности релейного элемента *3*; затем реле отключается, ключи мостовой схемы *9* закрываются и напряжение на емкости ПА запоминается.

В рассматриваемое исполнение регулятора перемещения ПА для повышения его динамической точности введена корректирующая цепь, состоящая из второго устройства *18* сравнения и токочувствительного элемента *17*. Сигнал с элемента *17*, пропорциональный скорости перемещения ПА, поступает на второе устройство *18* сравнения, где сопоставляется с сигналом рассогласования между задающим сигналом и сигналом обратной связи по напряжению.

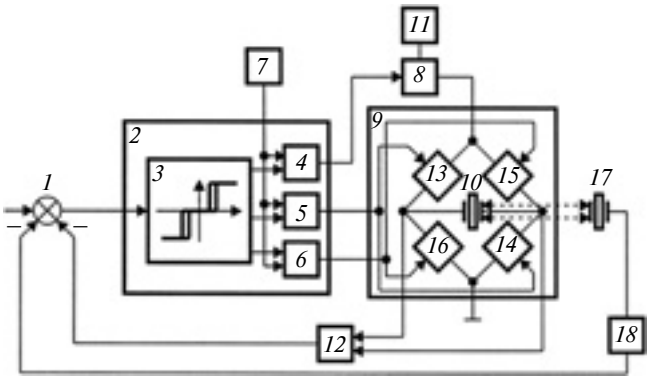


Рис. 4. Схема импульсного регулятора перемещения ПА с корректирующим пьезодатчиком

Сигналом с выхода второго устройства сравнения осуществляется управление широтной модуляцией тактирующих импульсов от генератора *7*. При большой величине сигнала с выхода второго устройства сравнения ширина импульсов генератора при неизменном периоде растет, что приводит к увеличению силы тока зарядки ПА и, следовательно, скорости его движения.

При малой величине сигнала с выхода второго устройства сравнения ширина импульсов генератора остается малой, скорость отработки небольших рассогласований невелика, в переходных характеристиках ПА отсутствует перерегулирование.

Таким образом, введение дополнительной обратной связи по скорости перемещения ПА увеличивает быстродействие регулятора, уменьшает перерегулирование в системе, что в целом повышает динамическую точность регулятора.

В исполнение регулятора перемещения ПА, представленное на рис. 4, для увеличения его динамической точности введены корректирующая выходная пьезопластина *17* и усилитель *18* заряда.

Пьезопластина *17* механически соединена с ПА и электрически изолирована от него. Напряжение на пьезопластине *17*, пропорциональное ускорению ПА, повышается усилителем *18* заряда и поступает вместе с сигналом от делителя *12* на второй вход первого устройства *1* сравнения.

Напряжение на корректирующей пьезопластине пропорционально ускорению ПА.

В регуляторе без корректирующей пьезопластины возможны перерегулирование и колебательность переходных процессов, сопровождающиеся знакопеременным чередованием больших ускорений торца ПА, что приводит к снижению динамической точности регулятора. Подача напряжения с корректирующей пьезопластины *17* к усилителю *18* заряда, подключенному ко второму входу устройства сравнения, позволяет организовать отрицательную обратную связь по ускорению, которая,

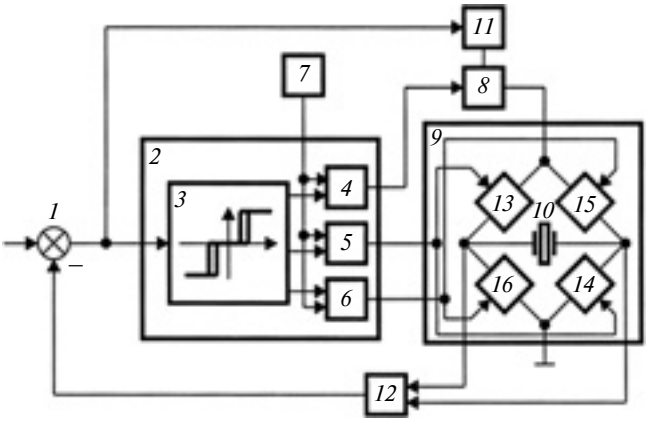


Рис. 5. Схема импульсного регулятора перемещения ПА регулируемым источником напряжения

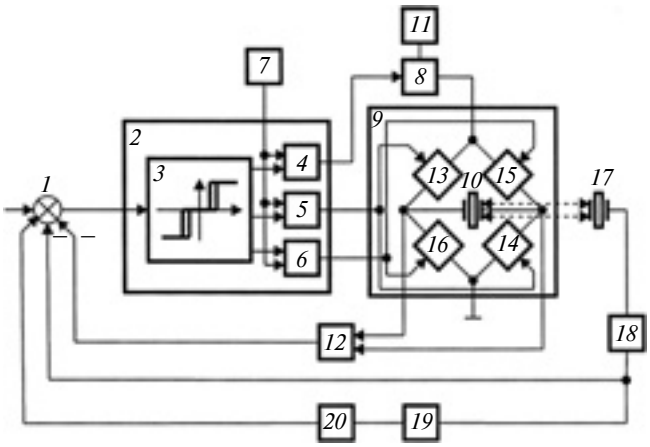


Рис. 6. Схема импульсного регулятора перемещения ПА при упругой нагрузке

обладая демпфирующими свойствами, препятствует возникновению больших перерегулирований и колебательности переходных процессов, вследствие чего динамическая точность регулятора повышается.

В исполнении импульсного регулятора перемещений, представленном на рис. 5, для повышения его динамической точности выход устройства *1* сравнения соединен с управляющим входом источника *11* напряжения. В этом случае при большом сигнале рассогласования с выхода устройства *1* сравнения на ПА от источника *11* напряжения подается большое напряжение, и отработка большого рассогласования идет с высокой скоростью из-за большой силы тока зарядки ПА. При малом сигнале рассогласования с выхода устройства *1* сравнения на ПА от источника *11* напряжения подается малое напряжение, и отработка малого рассогласования идет с невысокой скоростью ввиду малой силы тока зарядки ПА, т. е. приближение ПА к заданному положению происходит медленно, чем устраняются колебательность и перерегулирование в динамических характеристиках регулятора и увеличивается плавность процесса регулирования и управления ПА.

Импульсный регулятор перемещения ПА при упругой нагрузке (см. рис. 6) имеет устройство *1* сравнения, к выходу которого подключен трехпозиционный релейный усилитель *2*, состоящий из последовательно соединенных релейного элемента *3* и реле *4—6*, вторые входы которых соединены с выходом генератора *7*. Выход реле *4* соединен с управляющим входом первого ключа *8*, выход которого соединен с диагональю мостовой схемы *9*. Во вторую диагональ мостовой схемы включен ПА *10*. Источник *11* напряжения соединен с сигнальным входом ключа *8*. Электрические входы ПА *10* соединены со входами делителя *12*, выход которого соединен со вторым входом устройства *1* сравнения. Мостовая схема *9* состоит из второго *13*, третьего *14*, четвертого *15* и пятого *16* ключей. Изолированная пьезопластина *17* жестко прикреплена к выходному торцу ПА *10*, а ее электрический выход соединен с входом усилителя *18* заряда, выход которого соединен с третьим входом устройства *1* сравнения и с входом блока *19* двойного дифференцирования, выход которого подключен к входу фильтра *20*. Выход последнего соединен с четвертым входом устройства *1* сравнения.

Деформация ПА *10* вызывает деформацию изолированной пьезопластины *17*, что приводит к появлению электрического напряжения на ее обкладках, которое увеличивается усилителем *18* заряда и подается на третий вход устройства *1* сравнения и на вход блока *19* двойного дифференцирования и через фильтр *20* к четвертому входу устройства *1* сравнения. В качестве фильтра *20* можно использовать высокочастотный фильтр. При этом на выходе устройства *1* сравнения формируется напряжение, пропорциональное отклонению текущего перемещения пьезодвигателя от заданного.

При упругой нагрузке ПА его максимальное перемещение $\xi_m = d_{33}nU_m$, где d_{33} — пьезомодуль; n — число пьезопластин ПА; U_m — амплитуда напряжения, подаваемого на пьезодвигатель.

При этом рабочее перемещение $\xi_н$ пьезоактюатора имеет вид:

$$\xi_н = \frac{d_{33}nU}{1 + C_н/C_к},$$

где $C_к$ и $C_н$ — жесткости соответственно пьезоактюатора и упругой нагрузки.

Следовательно, в базовом импульсном регуляторе, где первоначальное перемещение ПА про-

порционально напряжению, при отработке перемещения возникает ошибка

$$\Delta\xi = \frac{d_{33} n U C_{н}/C_{к}}{1 + C_{н}/C_{к}}.$$

Изолированная пьезопластина *17* (см. рис. 6) составного ПА *10*, являющаяся чувствительным элементом пьезодатчика, находится между ПА *10* и механической нагрузкой. Следовательно, преобразование Лапласа усилия $F(p)$, воспринимаемого изолированной пьезопластиной, имеет вид:

$$F(p) = M_{н} p^2 \xi_{н}(p) + (C_{к} + C_{н})\xi_{н}(p),$$

где p — оператор Лапласа; $M_{н}$ — масса нагрузки; $\xi_{н}(p)$ — преобразование Лапласа перемещения нагрузки.

При $U = U_m$ перемещение $\xi_{н}$ нагрузки меньше, чем соответствующее перемещение ξ_m при равном электрическом напряжении ПА и отсутствии нагрузки, и определяется выражением

$$\xi_{н} = \frac{\xi_m}{1 + C_{н}/C_{к}}.$$

Усилие F, действующее на изолированную пьезопластину *17*, пропорционально перемещению и ускорению нагрузки, следовательно, напряжение $U_{к}$, которое с обкладок пьезопластины через усилитель *18* заряда подается на третий вход устройства *1* сравнения, также пропорционально перемещению и ускорению нагрузки:

$$U_{к}(p) = \frac{d_{33} F(p)}{C} = \frac{d_{33}\xi_{н}(p)(M_{к} p^2 + C_{к} + C_{н})}{C},$$

где d_{33} — пьезомодуль; C — емкость изолированной пьезопластины.

При этом напряжение на выходе усилителя *18* заряда составляет $U_{у.з} = k_{з} U_{к}$, где $k_{з}$ — коэффициент передачи усилителя заряда.

При работе рассматриваемого импульсного регулятора перемещения ПА напряжение с обкладок изолированной пьезопластины *17*, увеличенное усилителем *18* заряда, поступает на вход блока *19* двойного дифференцирования с передаточной функцией $W_{д}(p) = T^2 p^2$, где $T = \sqrt{M_{н}/(C_{к} + C_{н})}$ — постоянная времени дифференциатора.

Выходной сигнал блока *19* поступает на вход фильтра *20* с передаточной функцией $W_{ф}(p) = 1/(T^2 p^2 + 1)$.

Выходной сигнал фильтра *20* подается на четвертый вход устройства *1* сравнения. При этом выходной сигнал устройства *1* сравнения при упругой нагрузке на ПА составит:

$$U_{с}(p) = U_{з}(p) - U_{у.з}(p) + U_{у.з}(p) W_{д}(p) W_{ф}(p) - k_0 U_{д}(p) = U_{з}(p) - \frac{k_{з} d_{33}\xi_{н}(p)(M_{н} p^2 + C_{к} + C_{н})}{C}\left(1 - \frac{T^2 p^2}{T^2 p^2 + 1}\right) - k_0 U_{д}(p) = U_{з}(p) - k_1 \xi_{н}(p) - k_0 U_{д}(p),$$

где $U_{з}$ — задающее напряжение; $k_1 = \frac{k_{з} d_{33}(C_{к} + C_{н})}{C}$ — коэффициент передачи корректирующего канала; k_0 — коэффициент передачи делителя; $U_{д}$ — напряжение, подаваемое на пьезодвигатель с выхода импульсного усилителя.

Таким образом, в рассматриваемом импульсном регуляторе перемещения пьезоактюатора напряжение на выходе устройства *1* сравнения пропорционально перемещению нагрузки. В целом это повышает точность регулятора в следящем режиме при отслеживании требуемого перемещения, так как скомпенсированы возмущающие факторы, возникающие вследствие упругости и инерционности нагрузки. Импульсный регулятор перемещения ПА позволяет улучшить точностные характеристики регулятора при упругой нагрузке, что в итоге повышает точностные характеристики прецизионного пьезопривода.

Полученные зависимости позволяют выбирать с учетом нагрузки необходимые корректирующие обратные связи для получения требуемых характеристик пьезопривода с импульсным регулированием перемещения пьезоактюатора.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Афонин С. М.** Пьезопреобразователи для приводов микроперемещений // Приборы и системы управления. 1998. № 2. С. 41, 42.

2. **Афонин С. М.** Структурно-параметрическая модель пьезодвигателя наноперемещений // Вестник машиностроения. 2001. № 5. С. 29—33.

3. **Афонин С. М.** Статические и динамические характеристики многослойного электромагнитоупругого преобразователя привода нано- и микроперемещений // Вестник машиностроения. 2009. № 10. С. 3—13.

4. **Казаков Л. А.** Электромагнитные устройства РАЭ: Справочник. М.: Радио и связь. 352 с.

5. **Физическая** акустика. Т. 1. Ч. А. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Под ред. У. Мэзона. Пер. с англ.; под ред. Л. Д. Розенберга. М.: Мир, 1966. 592 с.

6. **А. с. 847270 СССР.** МКИ[8] G05B11/16. Импульсный регулятор перемещения пьезодвигателя.

УДК 621.4

Ю. А. МЕДВЕДЕВ, канд. техн. наук (Владимирский ГУ),
e-mail: medvedev@vlsu.ru

Исследование процесса кавитации в электрогидравлических исполнительных механизмах

Приведены методика и результаты экспериментального исследования процесса кавитации в полости силового гидроцилиндра дроссельного исполнительного механизма.

Ключевые слова: электрогидравлический исполнительный механизм, дроссельное управление, силовой гидроцилиндр, кавитация, метод светорассеяния.

The methods and results of experimental research of cavitation process in booster jack cave of throttle actuating mechanism are presented.

Keywords: electrohydraulic actuating mechanism, restrictive control, booster jack, cavitation, light-scattering method.

При анализе динамики систем автоматического управления, включающих в себя электрогидравлический исполнительный механизм (ЭГИМ) с дроссельным управлением, следует учитывать возможность появления кавитационных режимов, сопровождающихся неблагоприятными явлениями: увеличением сжимаемости рабочей жидкости и ограничением быстродействия механизма из-за выделения при кавитации паров и растворенных газов, нарушением устойчивой работы системы. Результаты исследований кавитационных явлений как источника существенной нелинейности характеристик системы приведены в работах [1÷3]. Условия же возникновения, фазы развития и исчезновения кавитации при работе механизма исследованы мало. Приведенные в настоящей работе результаты экспериментального исследования процесса кавитации непосредственно в рабочих условиях ЭГИМа в какой-то мере восполняют этот пробел.

Экспериментальное исследование кавитационных режимов в силовом гидроцилиндре можно осуществлять несколькими методами, в частности осциллографированием закона изменения давления в полостях силового цилиндра при различных динамических режимах ЭГИМа. Уменьшение давления ниже давления насыщенных паров будет свидетельствовать об образовании кавитационных очагов в рабочем объеме цилиндра. Для проведения подобного эксперимента необходим специальный датчик давления высокой чувствительности в области давлений, близких к атмосферному, способный без повреждения выдерживать давления в десятки атмосфер.

Другой метод исследования кавитации — акустический [4], основан на использовании законов распространения, поглощения и рассеивания ультразвуковых колебаний в неоднородных средах. Рассматривая кавитацию как образование неоднородностей в жидкой среде или как образование двухфазной системы с различными акустическими сопротивлениями фаз, можно применить направленные ультразвуковые колебания для исследования явления кавитации. Образовавшиеся кавитационные области в зависимости от характера и степени их развития и от выбора частоты колебаний будут интенсивно поглощать или рассеивать ультразвуковые колебания. При акустическом контакте между излучателем и исследуемой жидкостью упругие колебания передаются в жидкость. Достигнув приемника, колебания преобразуются в электрические. При кавитации рассеивание ультразвуковых колебаний тем больше, чем больше кавитационных пузырьков на участке между излучателем и приемником. При работе без кавитации рассеивание будет минимальным. Данным методом можно исследовать влияние кавитации на энергетические характеристики электрогидравлических механизмов.

Значительный интерес представляет метод визуальных наблюдений. Согласно работе [5] непосредственные визуальные наблюдения процессов, проводимые при работающем механизме, дают наиболее достоверную картину возникновения и развития кавитации. Это объясняется тем, что начальная стадия кавитации появляется намного раньше, чем стадия развития, при которой происходит заметное ухудшение гидравлических и механических характеристик в системе. Метод визуального наблюдения кавитации по точности не уступает [6] акустическому. При этом происходящие процессы фиксируют на фотопленку (наблюдение картины кавитации при стробоскопическом освещении) или кинопленку.

В данной работе кавитацию исследовали методом визуального наблюдения гидродинамических процессов в полостях силового гидроцилиндра при работе ЭГИМа. Развитие изучаемых процессов во времени фиксировали на кинопленку.

На рисунке представлена схема системы визуального наблюдения за кавитационными процессами в силовом гидроцилиндре.

Для изучения процесса кавитации ЭГИМ нагружали позиционными силами. В качестве источника команд использовали стандартный низкочастотный генератор периодических колебаний НГПК-3М с дополнительным внешним усилителем мощности на выходе.

Для наблюдения процессов, происходящих в полости силового гидроцилиндра, его крышку заменили специально сконструированным иллюминатором, представляющим собой оптически чистое стекло, заключенное в оправу. Стекло толщиной 18 мм обеспечивает безопасную работу при давлении до 5 МПа. Оправа стекла сконструирована так, что полностью сохранены объем и форма рабочего пространства гидроцилиндра. Гидравлические процессы в полости гидроцилиндра фиксировали на 16-миллиметровой кинопленке с помощью высокоскоростной киносъемочной камеры СКС-1М-16, которая позволяет фотографировать со скоростью до 4000 кадров в секунду. Для оценки длительности процессов в камере одновременно со съемкой на перфорированный край пленки через специальную оптическую систему наносятся отметки времени. В качестве мощного источника направленного света использовали зеркальную лампу К-500. При фотовизуализации кинокамеру устанавливали на расстоянии 30 см от иллюминатора таким образом, чтобы ось объектива совпадала с осью гидроцилиндра. Исследования проводили на ЭГИМе с дроссельным управлением У-30.

Визуальное наблюдение кавитационных процессов основано на принципе изменения оптических свойств жидкости при появлении в ней включений с большой отражающей поверхностью. При визуальных исследованиях, как правило, используется метод светорассеяния. При этом к исследуемой системе предъявляются два основных требования: отсутствие загрязнений типа коллоидных частиц и пыли; наличие достаточной разницы между показателями преломления жидкости и возникающих в ней пузырьков (она определяет нижний предел геометрических размеров видимых пузырьков).

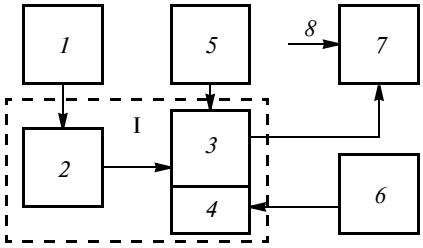


Схема системы визуального наблюдения кавитационными процессами в силовом гидроцилиндре:
I — ЭГИМ; *1* — источник команд; *2* — гидроусилитель; *3* — силовой гидроцилиндр; *4* — иллюминатор; *5* — нагрузка; *6* — источник света; *7* — кинокамера; *8* — система фиксирования времени

Наблюдение мельчайших парогазовых пузырьков методом светорассеяния основано на том, что часть света, проходящего через систему, рассеивается, так как пузырьки, возникающие в результате кавитации, имеют иной показатель преломления, чем рабочая жидкость, а следовательно, свет, преломляясь на границах между участками с разной плотностью, отклоняется от первоначального направления, т. е. рассеивается. Визуальное наблюдение воздушных пузырьков возможно лишь при достаточной для глаза или для регистрации фотоаппаратурой площади сферической поверхности пузырька, рассеивающей и отражающей падающий свет. Чем мощнее источник света и больше разница показателей преломления жидкости и пузырьков, тем меньших размеров пузырьки можно обнаружить. Поэтому для фиксации изменения оптических свойств среды использовали мощный источник света.

При отсутствии кавитации световой поток полностью поглощается жидкостью. При этом зеркало иллюминатора на кинокадрах выглядит темным. Когда в жидкости вследствие уменьшения давления образуются мельчайшие пузырьки (которые увеличиваются), наполненные насыщенными парами рабочей жидкости и растворенными в ней газами, световой поток в значительной мере рассеивается и отражается образовавшейся гидровоздушной смесью. При кавитации вследствие развития в наблюдаемом участке полости интенсивной деаэрации рабочая жидкость теряет прозрачность, приобретая молочную окраску. Часть полости, охваченная кавитацией, на кинокадрах выглядит как светящееся облако, размеры и форма которого непрерывно изменяются.

Описанная методика позволила проанализировать поведение рабочей жидкости в полости силового гидроцилиндра при различных амплитудах, частотах, формах колебаний тока управления и различных типах нагрузки механизма.

Получена кинограмма возникновения, развития и исчезновения кавитации в полости гидроцилиндра, снятая при позиционной нагрузке для случая прямоугольных колебаний управляющего тока с амплитудой $I_у$ = 12,5 мА при частоте колебаний 0,5 Гц.

Кинограмма является доказательством того, что в полостях силового гидроцилиндра ЭГИМа с постоянной производительностью возможно возникновение кавитации.

При изучении потока рабочей жидкости, подаваемого в гидроцилиндр трехшестеренным насосом, установлено наличие двух разных режимов движения жидкости в гидроцилиндре (в видимой зоне столба жидкости), для которых характерны:

1) поток, устремляющийся во всех точках гидроцилиндра вслед за удаляющимся поршнем;

2) поток, восходящий к поршню в периферийной кольцевой зоне, примыкающей к стенке гидроцилиндра, и нисходящий в центральной зоне, расположенной по оси гидроцилиндра.

Плоские изображения на кинограмме не передают характер перемещения потоков, но просмотр киноленты подтвердил наличие указанных режимов движения жидкости в гидроцилиндре. О взаимодействии двух потоков жидкости можно судить по образующимся завихрениям, характеризующим передвижение лентообразного скопления пузырьков и всей аэроэмульсии в целом. Результатом совместного действия этих потоков (при условии, что жидкость поступает тангенциально сечению) является интенсивный турбулентный характер перемешивания рабочей жидкости. Ввод масла в гидроцилиндр через один патрубок нарушает симметрию потока и приводит к образованию спирального ядра, которое хорошо просматривается через иллюминатор при освещении полости мощным источником света.

Как следует из теоретических предпосылок [2], наиболее благоприятные условия для возникновения кавитации имеются в пограничном слое в месте стыка вводной магистрали с силовым гидроцилиндром. Экспериментальное изучение кавитации подтвердило, что этот участок действительно является наиболее слабым местом в столбе жидкости, и поэтому развитие очага кавитации начинается в месте входа магистрали питания в полость гидроцилиндра (при переходе жидкости из канала малого сечения в полость большого объема).

Для оценки количества газовых включений по объему, характеризующих двухфазную систему в полостях гидроцилиндра, был проведен следующий эксперимент. После длительного (в течение суток) пребывания в нерабочем состоянии ЭГИМ включали, и он функционировал под нагрузкой в течение нескольких секунд (предварительно убеждались, что в полости отсутствуют газовые пузырьки). При этом выбирали режим работы с кавитацией. Затем исполнительный механизм выключали. Спустя несколько часов в полости гидроцилиндра через иллюминатор наблюдался газовый пузырь, который подтверждает наличие в рабочей жидкости значительного количества газовых включений, оказывающих существенное влияние на гидродинамические процессы (например, на начало развития кавитации) в силовом гидроцилиндре, увеличивающих сжимаемость жидкости и др.

При экспериментальных исследованиях установлено, что процесс кавитации в полостях сопровождается характерным шумом. Возникновению, развитию и исчезновению кавитирования жидкости соответствовало усиление и ослабление кавитационного шума. В спектре данного шума есть составляющая, характерная для насосных режимов в ЭГИМе [7]. Это является следствием того, что при кавитации режим гидравлического механизма из двигательного превращается в насосный. Заметим, что при двигательном режиме жидкость заполняет объем полости гидроцилиндра и одновременно истекает через дросселирующие отверстия. При насосном режиме рабочая жидкость от выхода насоса полностью поступает в гидроцилиндр и, кроме того, вследствие уменьшения давления в полости гидроцилиндра до давления насыщенных паров происходит приток жидкости в полость через дросселирующие отверстия из камеры низкого давления.

Анализ результатов исследования [8] показал, что в диапазоне рабочих частот и амплитуд управляющего тока в полостях силового гидроцилиндра ЭГИМа при функционировании системы могут иметь место кавитационные процессы, которые необходимо учитывать при оценке динамических свойств системы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Жуков В. Н., Печорина И. Н., Широков В. П.** Влияние кавитационных режимов на динамические характеристики гидравлических исполнительных механизмов // Изв. АН СССР. Энергетика и автоматика. 1959. № 2. С. 73—77.

2. **Карелин В. Я.** Влияние гидродинамических условий и температуры жидкости на начало и развитие кавитации // Тр. МИСИ. 1962. № 40. С. 80—85.

3. **Хохлов В. А.** Некоторые вопросы динамики гидравлических исполнительных механизмов дроссельного управления с инерционной нагрузкой // Докл. II конгресса ИФАК. М.: ИФАК, 1963. С. 135—139.

4. **Потапенко А. Е.** Ультразвуковые методы исследования кавитации. М.: МИСИ, 1986. 135 с.

5. **Маккормик мл.** Кавитация, обусловленная свободным вихрем, сходящим с несущей плоскости // Тр. американского общества инженеров-механиков (русский перевод). Техническая механика. Т. 84. 1962. № 3. С. 62—67.

6. **Холл Дж., Вислисенус Г. Ф.** Масштабные эффекты в кавитации // Тр. американского общества инженеров-механиков (русский перевод). Техническая механика. Т. 83. 1961. № 3. С. 81—86.

7. **Хохлов В. А.** Электрогидравлический следящий привод. М.: Наука, 1966. 325 с.

8. **Медведев Ю. А.** Исследование процесса кавитации в электрогидравлических исполнительных механизмах // Аннотированный библиографический указатель ВИНИТИ РАН "Депонированные научные работы". № 164 — В2012. № 6. Б/о 36. 13 с.

УДК [532.517.4:536.24]001.24

И. Е. ЛОБАНОВ, д-р техн. наук (Национальный исследовательский университет МАИ), lloobbaannooff@live.ru

Теория теплообмена в шероховатых трубах[1]

Разработана методика расчетного детерминирования теплообмена в круглых трубах с шероховатыми стенками на основе суперпозиции полной вязкости в турбулентном слое.

Ключевые слова: четырехслойная модель, турбулизатор, моделирование, турбулентный теплообмен, интенсификация.

The method of calculation of heat exchange for circular tubes with rough walls basing on superposition of entire viscosity in turbulent layer is developed.

Keywords: four-layer model, turbulator, simulation, turbulent heat exchange, intensification.

Одним из методов интенсификации теплообмена является использование шероховатых поверхностей. В настоящее время актуально исследование закономерностей теплообмена в трубах с шероховатыми стенками.

Согласно как экспериментальным [1], так и теоретическим [2—4] исследованиям закономерности теплообмена в шероховатых трубах существенно отличаются от закономерностей теплообмена в трубах с турбулизаторами. Теоретические исследования теплообмена в шероховатых трубах основаны на применении понятия "логарифмический профиль скорости", что упрощает математическую модель, особенно при большой относительной (относительно диаметра трубы) шероховатости.

По аналогии с условиями теплообмена в трубах малых диаметров с турбулизаторами [5] закономерности теплообмена, характерные для труб с большой шероховатостью, могут иметь место в трубах малых диаметров.

Анализ немногочисленных опубликованных теоретических исследований интенсифицированного теплообмена в трубах с шероховатыми стенками [6—8] показал, что теории теплообмена не выходят за рамки применения логарифмического профиля скорости.

Разработанная автором статьи теория позволила получить более сложные, чем уже существующие, закономерности для числа Нуссельта для шероховатых труб, поэтому они более обоснованы, более точны и могут использоваться для большего диапазона определяющих параметров.

[1] Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 12-08-00372-а.

Математическое моделирование теплообмена в трубах с шероховатыми стенками

При расчете теплообмена в прямых круглых шероховатых трубах можно использовать полученные автором результаты расчета гидравлического сопротивления [9], поскольку стратификация потока зависит от гидросопротивления.

Теплообмен при течении в каналах теплоносителей с постоянными теплофизическими свойствами для условий интенсифицированного теплообмена в прямых круглых шероховатых трубах моделируется многослойной схемой турбулентного пограничного слоя на основании того, что величина турбулентной вязкости и профили скоростей турбулентного пограничного слоя уже детерминированы.

Подобная схема расчета интенсифицированного теплообмена была использована в работах [2—4] для расчета теплообмена в трубах с турбулизаторами, что позволяет использовать ее при расчете теплообмена в трубах с шероховатыми стенками при соблюдении соответствующих ограничений, поскольку условия протекания теплообмена сходны.

Решение задачи интенсифицирования теплообмена получим с помощью интеграла Лайона, приняв допущение $w/\overline{w}_x \approx 1$ (w — скорость потока на текущем радиусе, $\overline{w}_x$ — среднерасходная скорость потока), которое, как показывают теоретические исследования [2—4] для круглых труб и каналов некруглого поперечного сечения с турбулизаторами, незначительно влияет на осредненный интенсифицированный теплообмен:

$$\mathrm{Nu} = \frac{2}{\int\limits_0^1 \frac{R^3}{1 + \frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr}_\text{т}} \frac{\nu_\text{т}}{\nu}} \mathrm{d}R}, \qquad (1)$$

где Nu — число Нусельта; $R = r/R_0$ — относительный радиус трубы (отношение расстояния r от оси трубы к радиусу R_0 трубы); $\mathrm{Pr}/\mathrm{Pr}_\text{т}$ — отношение молекулярного и турбулентного чисел Прандтля; $\nu_\text{т}/\nu$ — отношение турбулентной и молекулярной кинематических вязкостей.

Рассмотрим каждый из подслоев турбулентного пограничного слоя.

1. Вязкий подслой, расположен в окрестности $R \in \left[1 - \frac{\eta_1}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{32}{\xi}};\ 1\right]$, где $\eta_1 = 5$ — постоянная, характеризующая безразмерную толщину вязкого подслоя [10], ξ — коэффициент сопротивления трению.

В области вязкого подслоя принимаем [2—4, 10]:

$$\frac{\nu_т}{\nu} = \beta\frac{\eta^3}{\eta_1^2} = \frac{\beta}{\eta_1^2}\mathrm{Re}^3(1-R)^3\left(\frac{\xi}{32}\right)^{\frac{3}{2}}; \qquad (2)$$

где $\eta = (1-R)\mathrm{Re}\sqrt{\frac{\xi}{32}}$ — безразмерная координата (модифицированное число Рейнольдса); β — постоянная в законе "третьей степени" ("степенном законе"): $\frac{\nu_т}{\nu} = \frac{\beta}{\eta_1^2}\eta^3$ [10].

2. Промежуточный (буферный) подслой, расположен в окрестности $R \in \left[1-\frac{\eta_2}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{32}{\xi}};\ 1-\frac{\eta_1}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{32}{\xi}}\right]$, где $\eta_2 = 30$ [12].

В области промежуточного подслоя принимаем [2—4, 10]:

$$\frac{\mu_т}{\mu} = \frac{\eta}{5} - 1 = \frac{\mathrm{Re}}{5}(1-R)\sqrt{\frac{\xi}{32}} - 1. \qquad (3)$$

3. Турбулентное ядро потока, расположено в окрестности $R \in \left[0;\ 1-\frac{\eta_2}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{32}{\xi}}\right]$.

В области турбулентного ядра принимаем [2—4, 10]:

$$\frac{\nu_т}{\nu} = \frac{\sum_i \nu_i}{\nu} =$$

$$= 1 + \frac{\mathrm{Re}}{4}\sqrt{\frac{\xi}{2}}\,a(\bar{y} + \bar{h} - 2\bar{\delta})\sqrt{(1-\bar{y})(1-k_0^2\bar{y})}. \qquad (4)$$

Учитывая, что $R = 1 - \bar{y}$ или $\bar{y} = 1 - R$, после преобразований получим:

$$\frac{\nu_т}{\nu} = \frac{\sum_i \nu_i}{\nu} = 1 + \frac{\mathrm{Re}}{4}\sqrt{\frac{\xi}{2}}\,a\left(1 - R + \bar{h} - \delta\frac{8}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}}\right) \times$$

$$\times \sqrt{R[1-k_0^2(1-R)]}. \qquad (5)$$

Если дисперсия средних высот $\bar{\sigma}$ выступов шероховатости отлична от нуля и при нормальном законе распределения высот шероховатости, то формула для турбулентной кинематической вязкости в круглой шероховатой трубе имеет вид:

$$\frac{\nu_т}{\nu} = \frac{\sum_i \nu_i}{\nu} = 1 + \frac{\mathrm{Re}}{4}\sqrt{\frac{\xi}{2}}\,a\left[1 - R + \bar{h} - \delta\frac{8}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}} + \right.$$

$$\left. + \bar{\sigma}\sqrt{\frac{2}{\pi}}\,\frac{\exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{\delta\frac{4}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}} - \bar{h}}{\bar{\sigma}}\right)^2\right]}{1 - \mathrm{erf}\left[\frac{\delta\frac{4}{\mathrm{Re}}\sqrt{\frac{2}{\xi}} - \bar{h}}{\sqrt{2}\sigma}\right]}\right]\sqrt{R[1-k_0^2(1-R)]}.$$

В табл. 1 приведены расчетные данные для теплообмена в прямых круглых шероховатых трубах, полученные из решения по сгенерированной теории [по формулам (1)÷(6)] для относительных высот турбулизаторов $h/R_0 = 1/70 = 1{,}43 \cdot 10^{-2}$ и $h/R_0 = 1/50 = 2 \cdot 10^{-2}$, для которых в работе [11] приведены рассчитанные гидравлические сопротивления. Для сравнения в табл. 1 приведены соответствующие значения $\mathrm{Nu}_{гл}$ для гладких труб, рассчитанные по формуле Диттуса—Боэлтера.

Согласно табл. 1÷3 увеличение теплообмена (Nu) в круглых трубах из-за их шероховатости по сравнению с гладкими трубами ($\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл}$) определенно меньше, чем увеличение гидравлического сопротивления, что особенно заметно при больших числах Рейнольдса и больших относительных высотах h/R_0 шероховатости (см. табл. 3). Сравним представленные в табл. 1 результаты для теплообмена в шероховатых трубах при $h/R_0 = 1/50 = 0{,}02$ и тепло-

Таблица 1

Расчетные числа Нуссельта $\mathrm{Nu}_{гл}$ и отношение $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл}$

h/R_0	Параметр; расчет по формулам	Число Рейнольдса					
		$4 \cdot 10^4$	$6 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$	10^5	10^6	10^7
0	$\mathrm{Nu}_{гл}$: Диттуса—Боэлтера	96,90	134,02	168,71	201,68	1272,51	8028,99
1/70	Nu; (1)÷(3), (5) $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл}$	113,98 1,18	167,05 1,25	219,58 1,30	271,87 1,35	2509,00 1,97	22124,58 2,76
1/50	Nu; (1)÷(3), (5) $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл}$	124,04 1,28	181,74 1,36	239,12 1,42	296,40 1,47	2705,26 2,13	27015,57 2,99

Таблица 2

Расчетные числа Нуссельта Nu, $Nu_{гл}$ и отношение $Nu/Nu_{гл}$ (в скобках)

h/R_0	Число Рейнольдса										
	10^4	$1{,}58 \cdot 10^4$	$2{,}51 \cdot 10^4$	$3{,}98 \cdot 10^4$	$6{,}31 \cdot 10^4$	10^5	$1{,}58 \cdot 10^5$	$2{,}51 \cdot 10^5$	$3{,}98 \cdot 10^5$	$6{,}31 \cdot 10^5$	10^6
1/15	— —	— —	— —	— —	— —	— —	— —	429,96 (1,02)	650,97 (1,07)	1020,08 (1,16)	1599,58 (1,26)
1/30,6	— —	— —	— —	— —	— —	— —	310,79 (1,07)	485,95 (1,15)	759,90 (1,25)	1191,49 (1,35)	1873,53 (1,47)
1/60	— —	— —	— —	— —	— —	235,27 (1,17)	366,26 (1,26)	572,24 (1,36)	897,44 (1,47)	1411,90 (1,60)	2221,23 (1,75)
1/126	— —	— —	— —	117,99 (1,22)	182,05 (1,30)	282,71 (1,40)	441,59 (1,51)	692,91 (1,64)	1090,78 (1,79)	1681,95 (1,91)	2595,86 (2,04)
1/252	— —	60,10 (1,30)	91,13 (1,36)	139,79 (1,45)	216,55 (1,55)	337,90 (1,68)	530,05 (1,82)	823,39 (1,95)	1271,93 (2,09)	1957,73 (2,22)	3040,21 (2,39)
1/507	47,66 (1,49)	71,33 (1,54)	108,93 (1,63)	1,68 (1,74)	262,22 (1,88)	408,52 (2,03)	631,68 (2,17)	978,02 (2,32)	1515,52 (2,49)	2350,09 (2,67)	3646,15 (2,87)
0*	31,69	46,20	66,78	96,53	139,53	201,68	291,51	421,37	609,06	880,36	1272,51

*Гладкая труба, расчет $Nu_{гл}$ по формуле Диттуса—Боэлтера.

обмена в трубах с турбулизаторами ($d/D = 0{,}98$) из работы [1] при прочих равных условиях: при средних числах Рейнольдса ($Re \approx 4 \cdot 10^4$) теплообмен в шероховатых трубах приблизительно равен теплообмену в трубах с турбулизаторами с большими относительными шагами ($Nu/Nu_{гл} = 1{,}60$; 1,45; 1,30 для $t/D = 0{,}25$; 0,50; 1,00 соответственно); при увеличении числа Рейнольдса до $Re = 10^5$ теплообмен в шероховатых трубах приближается к теплообмену в трубах с турбулизаторами со средними относительными шагами ($Nu/Nu_{гл} = 1{,}62$; 1,48; 1,34 для $t/D = 0{,}25$; 0,50; 1,00 соответственно).

Вывод о том, что увеличение теплообмена в круглых трубах из-за шероховатости меньше, чем увеличение гидравлического сопротивления (особенно при увеличении числа Рейнольдса и относительной высоты шероховатости), справедлив и для гораздо более широкого диапазона высот шероховатости, что подтвердило сравнение данных по теплообмену на воздухе при $Re = 10^4 \div 10^6$ для круглых шероховатых труб с $h/R_0 = 1/15 \div 1/50$ (см. табл. 2) с соответствующими данными по гидравлическому сопротивлению.

В табл. 3 приведены расчетные значения Nu при теплообмене на воздухе для шероховатых труб очень больших относительных высот шероховатости ($h/R_0 = 0{,}15 \div 0{,}30$) для характерного диапазона чисел Рейнольдса ($Re = 10^4 \div 10^6$), при расчете которого использовали значения гидравлического сопротивления для круглых шероховатых труб; для сравнения приведены соответствующие значения $Nu_{гл}$ при теплообмене на воздухе для гладкой трубы ($h/R_0 = 0$). Согласно табл. 3 теплообмен в шероховатых трубах на воздухе при больших значениях h/R_0 увеличивается при малых числах Рейнольдса приблизительно в $1{,}8 \div 2{,}1$ раза по сравнению с гладкой трубой при увеличении h/R_0 с 0,15 до 0,30; для средних чисел Рейнольдса имеет место увеличение уже в 2,5 и 2,9 раза, для больших — в $3{,}6 \div 4{,}2$ раза. При увеличении Re с 10^4 до 10^6 теплообмен в шероховатых трубах на воздухе по сравнению с гладкой трубой увеличивается приблизительно в 2 раза для всего рассматриваемого диапазона относительных высот шероховатостей; при этом соответствующее относительное гидравлическое сопротивление увеличивается в $1{,}15 \div 1{,}19$ раза, т. е. несколько меньше, чем повышается соответствующее гидравлическое сопротивление. Таким образом, и увеличение относительной высоты шероховатости, и увеличение числа Рейнольдса вы-

Таблица 3

Расчетные числа Нуссельта Nu и $Nu_{гл}$

h/R_0	Число Рейнольдса				
	10^4	$5 \cdot 10^4$	10^5	$5 \cdot 10^5$	10^6
0,15	57,01	255,79	495,62	2320,26	4521,46
0,20	60,52	272,55	529,10	2994,82	4873,51
0,25	63,26	285,81	556,11	2634,74	5156,57
0,30	65,48	296,68	578,30	2750,43	5391,79
0*	3196	115,83	201,68	730,86	1272,51

*Гладкая труба, расчет $Nu_{гл}$ по формуле Диттуса—Боэлтера.

зывают существенное повышение теплообмена на воздухе в круглых шероховатых трубах относительно теплообмена в гладких трубах.

При очень больших значениях h/R_0 отношения относительного теплообмена к относительному гидросопротивлению $(\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл})/(\xi/\xi_{гл})$ при теплообмене на воздухе больше зависит от Re, чем от h/R_0. В круглых шероховатых трубах этот параметр в зависимости от $h/R_0 = 0{,}15 \div 0{,}30$ при постоянном числе Рейнольдса изменяется в пределах нескольких процентов: от 0,71 до 0,74 при $\mathrm{Re} = 10^4$ и от 0,563 до 0,557 при $\mathrm{Re} = 10^6$. Представленные данные указывают на то, что при очень больших h/R_0 увеличение теплообмена сопровождается гораздо большим увеличением гидравлического сопротивления, чем при меньших h/R_0, особенно с ростом числа Рейнольдса.

Для сравнения анализа расчетных значений параметров теплообмена на воздухе, полученных по разработанной методике, основанной на зависимостях (1)÷(3) и (5), для шероховатых труб со значениями для труб с турбулизаторами при прочих равных условиях (равенство относительных высот шероховатости и относительных высот турбулизаторов, равенство Re) в табл. 4 приведены расчетные значения $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл}$ для круглых шероховатых труб (в скобках) и экспериментальные данные из работы [1] для труб с периодическими поперечно расположенными турбулизаторами потока в круглых трубах, определенные при условиях $h/R_0 = \mathrm{idem}$ и $\mathrm{Re} = \mathrm{idem}$($h/R_0 = 0{,}01 \div 0{,}013$; $t/D = 0{,}25 \div 1{,}00$; $\mathrm{Re} = 10^4 \div 2 \cdot 10^5$).

Установлено, что при малой относительной высоте шероховатости $h/R_0 = 0{,}01$ относительный теплообмен в шероховатых трубах при небольших числах Рейнольдса немного меньше, чем в трубах с турбулизаторами с большими относительными шагами; при увеличении Re указанный теплообмен приближается к теплообмену в трубах с турбулизаторами средних и малых относительных шагов соответственно; при больших числах Re относительный теплообмен в шероховатых трубах на 15 % больше, чем в трубах с турбулизаторами.

При среднем значении $h/R_0 = 0{,}05$ относительный теплообмен в шероховатых трубах находится между значениями теплообмена в трубах с турбулизаторами с большим $t/D = 1$ и средним $t/D = 0{,}5$ относительным шагом при небольших и средних числах Re; при больших числах Re теплообмен в шероховатых трубах приблизительно соответствует теплообмену в трубах с турбулизаторами со средним относительным шагом. При большей относительной высоте шероховатости $h/R_0 = 0{,}1$ теплообмен в шероховатых трубах при небольших и средних Re несколько меньше, чем в трубах с турбулизаторами; при увеличении Re теплообмен в шероховатых трубах приблизительно равен теплообмену в трубах с турбулизаторами с большим от-

Таблица 4

Экспериментальные данные [1] и расчетные значения (в скобках) отношения $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл}$

h/R_0	t/D	Относительный теплообмен $\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл}$ при числе Рейнольдса								
		10^4	$2 \cdot 10^4$	$4 \cdot 10^4$	10^5	$2 \cdot 10^5$	$4 \cdot 10^5$	10^6	10^7	10^9
0,01	0,25	1,25	1,30	1,32	1,35	1,37	1,38	—	—	—
	0,50	1,23	1,28	1,22	1,25	1,28	1,32	—	—	—
	1,00	1,13	1,13	1,15	1,15	1,16	1,12	—	—	—
	—	—	—	(1,07)	(1,23)	(1,38)	(1,56)	(1,83)	(2,54)	(5,15)
0,05	0,25	2,14	2,20	2,28	2,28	2,37	2,45	—	—	—
	0,50	2,05	2,08	2,06	2,12	2,24	2,28	—	—	—
	1,00	1,13	1,13	1,15	1,15	1,16	1,12	—	—	—
	—	(1,40)	(1,48)	(1,62)	(1,88)	(2,09)	(2,31)	(2,66)	(3,79)	(7,93)
0,10	0,25	2,65	2,80	2,80	2,82	2,88	3,08	—	—	—
	0,50	2,54	2,69	2,68	2,67	2,77	2,92	—	—	—
	1,00	2,27	2,38	2,35	2,41	2,40	2,47	—	—	—
	—	(1,63)	(1,75)	(1,94)	(2,23)	(2,48)	(2,75)	(3,19)	(4,61)	(9,86)
0,11	0,25	2,65	2,85	2,80	2,82	2,92	3,12	—	—	—
	—	(1,67)	(1,79)	(1,99)	(2,28)	(2,54)	(2,83)	(3,27)	(4,74)	(10,17)
0,12	0,50	2,28	2,72	2,70	2,70	2,85	3,00	—	—	—
	—	(1,70)	(1,83)	(2,03)	(2,33)	(2,59)	(2,89)	(3,35)	(4,86)	(10,46)
0,13	1,00	2,54	2,70	2,66	2,67	2,68	2,74	—	—	—
	—	(1,73)	(1,86)	(2,07)	(2,37)	(2,61)	(2,95)	(3,42)	(4,98)	(10,74)

носительным шагом; при больших числах Re относительный теплообмен в шероховатых трубах имеет среднее значение между значениями для труб с турбулизаторами со средним и большим относительным шагом.

При очень больших значениях $h/R_0 > 0{,}1$ относительный теплообмен в шероховатых трубах при небольших и средних Re приблизительно в половину меньше, чем в трубах с турбулизаторами; при больших Re теплообмен в шероховатых трубах приближается к теплообмену в трубах с турбулизаторами и даже немного превосходит его при увеличении h/R_0.

Анализ параметра $(\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл})/(\xi/\xi_{гл})$ для шероховатых труб при теплообмене на воздухе (см. табл. 4), показал, что при малой относительной высоте шероховатости $h/R_0 = 0{,}01$ рассматриваемый параметр для шероховатых труб ощутимо меньше, чем в трубах с турбулизаторами при прочих равных условиях во всем рассмотренном диапазоне чисел Рейнольдса. При $h/R_0 = 0{,}05$ значения $(\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл})/(\xi/\xi_{гл})$ для шероховатых труб приблизительно соответствуют значениям для труб с турбулизаторами со средним ($t/D = 0{,}5$) относительным шагом и для средних Re; при увеличении либо при снижении Re указанный параметр для шероховатых труб смещается в сторону значений для труб с большим ($t/D = 1$) или малым ($t/D = 0{,}25$) относительным шагом между турбулизаторами.

При $h/R_0 = 0{,}1$ значения $(\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл})/(\xi/\xi_{гл})$ для шероховатых труб приблизительно соответствуют значениям для труб с турбулизаторами с большим относительным шагом ($t/D = 1$) и прочих равных условиях при высоких числах Рейнольдса ($\mathrm{Re} = 4 \cdot 10^5$); при снижении Re и относительного шага между турбулизаторами значения рассматриваемого параметра для шероховатых труб начинают превышать соответствующие значения для труб с турбулизаторами для всех относительных шагов между турбулизаторами, причем наибольшее увеличение достигает ≈75 % при малых относительных шагах между турбулизаторами и небольших числах Рейнольдса. При очень высоких значениях $h/R_0 > 0{,}1$ параметр $(\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл})/(\xi/\xi_{гл})$ для шероховатых труб гораздо больше, чем для труб с турбулизаторами при прочих равных условиях, и еще более увеличивается, чем при больших относительных шагах между турбулизаторами, достигая приблизительно удвоенных значений при высоких числах Рейнольдса и примерно утроенных значений при небольших числах Рейнольдса и самых больших значениях относительной высоты.

Данные по теплообмену на воздухе для шероховатых труб при очень высоких числах Рейнольдса ($\mathrm{Re} \geqslant 10^6$) (см. табл. 4) указывают на то, что с увеличением Re сначала (после $\mathrm{Re} > 10^6$) происходит некоторое снижение параметра $(\mathrm{Nu}/\mathrm{Nu}_{гл})/(\xi/\xi_{гл})$, а затем (ближе к $\mathrm{Re} \approx 10^9$) он несколько возрастает. Примерно также изменяется вышеуказанная характеристика предельного теплообмена при турбулентном течении в круглых трубах, но при более низких числах Рейнольдса [2—5, 11, 12]. Относительный теплообмен в шероховатых трубах при очень высоких числах Рейнольдса ($\mathrm{Re} = 10^6 \div 10^9$) возрастает при увеличении числа Рейнольдса и увеличении относительной высоты шероховатости.

Анализ расчетных параметров теплообмена для шероховатых труб показал, что повышение теплообмена всегда меньше, чем соответствующее повышение гидравлического сопротивления, что является недостатком по сравнению с трубами с турбулизаторами при прочих равных условиях. Их следует применять при больших относительных высотах шероховатости и числах Рейнольдса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Эффективные** поверхности теплообмена / Э. К. Калинин, Г. А. Дрейцер, И. З. Копп и др. М.: Энергоатомиздат, 1998. 408 с.
2. **Лобанов И. Е.** Математическое моделирование интенсифицированного теплообмена при турбулентном течении в каналах: Дис. ... д-ра техн. наук. М., 2005. 632 с. Машинопись.
3. **Лобанов И. Е., Штейн Л. М.** Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. В 4 т. Т. I, Т. II. М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2009. Т. I, 405 с. 2010. Т. II, 290 с.
4. **Лобанов И. Е., Штейн Л. М.** Перспективные теплообменные аппараты с интенсифицированным теплообменом для металлургического производства. В 4 т. Т. III, Т. IV. М.: МГАКХиС, 2010. Т. III, 288 с. 2011. Т. IV, 343 с.
5. **Лобанов И. Е., Доценко А. И.** Математическое моделирование предельного теплообмена для турбулизированного потока в каналах. М.: МИКХиС, 2008. 194 с.
6. **Иевлев В. М.** Численное моделирование турбулентных течений. М.: Наука, 1990. 215 с.
7. **Ляхов В. К.** Метод относительного соответствия при расчетах турбулентных пристеночных потоков. Саратов: Изд-во Саратовского ун-та, 1975. 123 с.
8. **Ляхов В. К., Мигалин В. К.** Эффект тепловой или диффузионной шероховатости. Саратов: Изд-во Саратовского ун-та, 1989. 176 с.
9. **Лобанов И. Е.** Теория гидравлического сопротивления в шероховатых трубах // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 27—33.
10. **Кутателадзе С. С.** Основы теории теплообмена. М.: Атомиздат, 1979. 416 с.
11. **Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е.** Исследование предельной интенсификации теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока // Теплофизика высоких температур. 2002. Т. 40. № 6. С. 958—963.
12. **Дрейцер Г. А., Лобанов И. Е.** Предельная интенсификация теплообмена в трубах за счет искусственной турбулизации потока // Инженерно-физический журнал. 2003. Т. 76. № 1. С. 46—51.

УДК 621.86

П. А. КАРГИН, канд. техн. наук (Донской ГТУ, г. Ростов-на-Дону),
e-mail: chenna@yandex.ru

Исследование динамических свойств привода с самоторможением для грузоподъёмных машин

Исследована эффективность привода грузоподъёмных машин с самоторможением по коэффициенту полезного действия на основе силовых расчетов рабочего и тормозного режимов механизма. Подтверждена высокая надежность самоторможения привода.

Ключевые слова: конструкция привода, эффективность, критерий оценки, сила трения, кинетостатический расчет, метод последовательных приближений, коэффициент полезного действия, самоторможение.

The drive effectiveness of hoisting machines with self-braking via its efficiency factor is investigated, basing on force calculations in operating and braking modes of mechanism work. High reliability of drive self-braking is confirmed.

Keywords: drive structure, effectiveness, evaluation criterion, friction force, kinetostatic analysis, method of successive approximations, efficiency factor, self-braking

Постановка и формализация задачи исследования

Разработана, изготовлена и испытана цилиндрическая зубчатая передача с самоторможением [1]. При проектировании использовали метод круга трения [2, 3]. Однако для обеспечения надежности требуется более полное исследование сил трения во всех кинематических парах передачи и определение динамических свойств механизма. Данный подход к проектированию подобных передач для приводов грузоподъемных устройств малой и средней мощности (лебедки, подъемники, небольшие краны и т. п.) позволит достичь более высоких динамических и эксплуатационных показателей машины.

При формализации задачи исследования выберем критерий оценки эффективности предлагаемого механизма, который должен удовлетворять определенным кинематическим, динамическим, конструктивным и эксплуатационным требованиям. В данном случае актуальными являются динамические требования и с учетом функций, выполняемых грузоподъемной машиной, основные требования к механизму состоят в том, чтобы при работающем приводе он работал с высоким КПД, а при выключении привода самотормозился, т. е. имел КПД $\leqslant 0$ [3]. Поэтому в качестве критерия эффективности предлагаемого привода принимаем его КПД. Так как данный зубчатый привод относится к механизмам с линейными функциями положения, то его КПД можно определить через отношение мощностей или моментов — полезного и движущего [4]:

$$\eta = P_{п}/P_{д} = M_{п}/M_{д}. \qquad (1)$$

Таким образом, расчет КПД привода на основании известных конструктивных данных и параметров трения в его кинематических парах для двух названных выше режимов работы грузоподъемной машины и является формализованной постановкой задачи относительно исследования для конкретного объекта.

Краткий обзор известных самотормозящихся механизмов

Сравним предлагаемую конструкцию привода с самоторможением [1] с уже известными механизмами подобного назначения. В настоящее время в подъемных устройствах чаще всего используют самотормозящуюся червячную передачу, которая имеет следующие недостатки: используются дорогие антифрикционные материалы; в зацеплении большие силы трения, в результате чего возникает перегрев; низкая долговечность, что обусловлено низким КПД передачи при подъеме груза (КПД зацепления червяка и червячного колеса уже меньше 0,5 [2—4]).

Известны многочисленные попытки конструкторов спроектировать самотормозящиеся цилиндрические зубчатые передачи ввиду того, что они проще других зубчатых передач и, как правило, имеют высокий КПД. Некоторые из таких конструкций [5—7] довольно сложны и нетехнологичны. Проанализируем работу [8], в которой поставленная задача решается наиболее распространенным способом. В этой работе предлагается сдвоенная (для достижения непрерывности зацепления) зубчатая передача с параллельными осями и эвольвентными и циклоидальными профилями зубьев. Заявлены (как подтвержденные на моделях) высокий КПД прямого хода и самоторможение при обратном вращении. Эффект самоторможения достигается в результате трения скольжения в зубчатом зацеплении. При расчетах без обоснования был принят коэффициент трения скольжения зубьев, равный 0,4, что существенно больше значений, рекомендуемых в других работах. При этом в работе [8] не рассмотрены потери мощности на трение в опорах и на пере-

катывание зубьев, которые, безусловно, следует учитывать при расчете КПД.

В предложенной в работе [1] конструкции в качестве основного тормозного узла привода применены опоры с подшипниками скольжения, имеющие значительно более высокие коэффициенты трения, чем опоры с подшипниками качения [9], что способствует самоторможению. Кроме того, в конструкции самотормозящегося привода была использована зубчатая эвольвентная передача с несимметричными профилями зубьев с углами зацепления 20 и 80°, чему в основном и была посвящена работа [1]. Благодаря такой геометрии зубьев при обратном вращении привода под действием веса поднятого груза и входу в контакт профилей зубьев с большим углом зацепления существенно увеличиваются реакции опор, что приводит к увеличению сил трения в опорах и самоторможению привода.

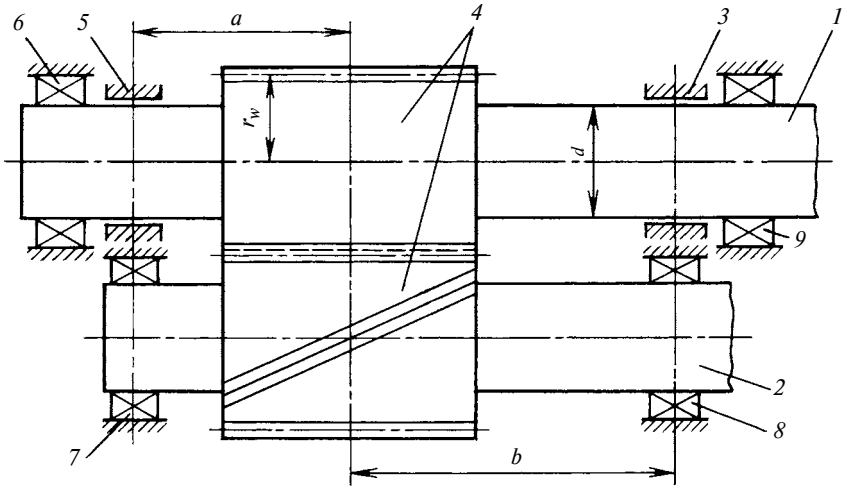


Рис 1. Схема узла самоторможения зубчатой передачи привода:
1 и *2* — ведущий и ведомый валы; *3*, *5* — опоры с подшипниками скольжения; *4* — косозубые колеса с несимметричными профилями зубьев; *6*, *9* — опоры с радиально-упорными шарикоподшипниками; *7*, *8* — опоры с коническими радиально-упорными роликовыми подшипниками

Конструкция узла самоторможения привода

Рассмотрим конструкцию модели в металле [1] узла самоторможения привода (рис. 1). Ведущий вал *1* соединен с моторной группой привода; ведомый вал *2* через механизм реверса (на схеме не показан) сблокирован с валом барабана для наматывания каната и подъема груза. Вал *1* установлен в подшипниках скольжения и упорных шариковых подшипниках, ограничивающих его осевое перемещение; вал *2* установлен в опорах с коническими радиально-упорными роликовыми подшипниками, воспринимающими радиальные и осевые усилия. На валах установлены одинаковые косозубые эвольвентные зубчатые колеса *4* с несимметричными профилями зубьев.

Параметры узла самоторможения привода: диаметры валов $d = 50$ мм; вес валов в сборе $G_1 = G_2 = 105$ Н; число зубьев колес $z = 6$; радиусы начальных окружностей зубчатых колес $r_w = 37{,}5$ мм; углы зацепления в торцевой плоскости зубчатых колес: рабочих (тяговых) профилей — $\alpha_t = 20°$, тормозящих профилей — $\alpha_t^* = 80°$; размеры валов: $a = 90$ мм, $b = 140$ мм; углы наклона зубьев: на делительном цилиндре $\beta_t = 25°$, на основном цилиндре [10] $\beta_b = \mathrm{arctg}(\mathrm{tg}\beta_t \cos\alpha_t) = 23{,}663°$; номинальный нагрузочный момент на валу барабана 100 Н · м; материал зубчатых колес — сталь 40Х.

Формулы для определения сил трения в кинематических парах

1. Силу трения скольжения между зубьями передачи, приведенную к торцевой плоскости зубчатого колеса, определим приближенным методом в предположении, что давление воспринимается одной парой зубьев и направлено по нормали к профилям зубьев [3]:

$$F_{\text{тр}}^{\text{с}} = fF_n \cos\beta_b,$$

где f — коэффициент трения скольжения; F_n — сила, нормальная к поверхности зуба; β_b — угол наклона винтовой линии зуба на основном цилиндре зубчатого колеса.

Обобщив данные из работ: [3] — $f = 0{,}025 \div 0{,}08$; [10] — $f = 0{,}05 \div 0{,}15$; [11] — для стальных зубьев $f = 0{,}05 \div 0{,}1$, примем $f = 0{,}05$.

Момент трения скольжения между зубьями относительно оси колеса найдем по формуле

$$M_{\text{ср}}^{\text{с}} = F_{\text{тр}}^{\text{с}} r_w \sin\alpha_t.$$

2. Момент трения качения зубьев колес, приведенный к торцевой плоскости колес, определим по формуле [3]

$$M_{\text{ср}}^{\text{к}} = kF_n \cos\beta_b,$$

где k — коэффициент трения качения (для стальных зубьев по справочнику [11] $k = 0{,}000001$ м).

3. Момент трения в опорах с коническими радиально-упорными роликовыми подшипниками найдем по формуле [9]

$$M_{\text{тр}} = f'P(d/2),$$

где $f' = 0{,}004$ — приведенный коэффициент трения [9]; P — результирующая нагрузка на опору (три составляющих); d — диаметр вала.

4. Момент трения упорных подшипников определим по выражению [9]

$$M_{\text{тр}}^{\text{уп}} = f' F_{\text{ос}}(d/2),$$

где $f' = 0{,}003$ — приведенный коэффициент трения в подшипнике [9]; $F_{\text{ос}}$ — осевая сила зубчатого зацепления; d — диаметр вала.

5. Моменты трения в опорах скольжения определим по формуле [9]

$$M_{\text{тр}} = f'' R(d/2),$$

где f'' — приведенный коэффициент трения вала и подшипника скольжения; R — полные реакции в опорах.

Приведенный коэффициент трения в подшипнике скольжения согласно работам [2] и [3] определим как $f' = \frac{4}{3} f$, где коэффициент f трения скольжения стали по чугуну без смазывания согласно справочнику [11] примем равным 0,18, т. е. $f' = 0{,}24$.

Методика силового расчета привода

Для определения сил трения в кинематических парах найдем реакции в них методом кинетостатического расчета механизма привода. Воспользуемся рекомендуемым для решения подобных задач методом последовательных приближений [3]. В первом приближении, приняв силы трения в кинематических парах равными нулю, выполним кинетостатический расчет механизма. Найдя реакции и рассчитав по ним силы трения, подставим их значения в уравнения равновесия и определим уточненные значения реакций. Затем выполним силовой расчет во втором приближении и т. д. (если есть необходимость в дальнейшем уточнении расчета).

Расчет необходимо выполнять и для рабочего, и для тормозного режима в направлении, обратном геометрическому и кинематическому расчетам [4], т. е. с ведомого вала *2* (см. рис. 1). Согласно методике кинетостатического расчета к этому звену надо приложить известную нагрузку: $M = 100$ Н · м — момент от поднимаемого груза в рабочем режиме и момент от подвешенного груза в режиме торможения привода. Силы инерции звеньев привода и самого груза в данной работе не рассматриваются, так как малые и средние грузоподъемные машины, как правило, работают при невысоких равномерных скоростях.

Составляющие сил в зацеплении зубчатых колес находим по формулам из работы [9] в зависимости от окружной силы $F_{\text{ок}}$, определяемой по моменту, передаваемому зубчатой передачей: радиальная сила $F_{\text{р}} = F_{\text{ок}} \text{tg}\alpha_t$; осевая сила $F_{\text{ос}} = F_{\text{ок}} \text{tg}\beta_t$; нормальная к поверхности зуба сила $F_n = \dfrac{F_{\text{ок}}}{\cos\alpha_t \cos\beta_t}$.

Расчет ведомого вала привода в тяговом режиме

На ведомый вал *2* (рис. 2, *а*) действуют нагрузки: $M_2 = 100$ Н · м — момент от поднимаемого груза; G_2 — сила тяжести вала; X_{A2}, Y_{A2}, Z_{A2} и X_{B2}, Y_{B2}, Z_{B2} — составляющие реакций опор A и B; $M_{\text{тр}2}^{A}$, $M_{\text{тр}2}^{B}$, $M_{\text{тр}}^{\text{к.з}}$ — момент сил трения соответственно в опорах A, B и трения качения между зубьями; $F_{\text{ок}21}$ — окружная сила со стороны зубчатого колеса вала *1* (рис. 2, *б*) (составляющие этой силы — $F_{\text{р}21}$ и $F_{\text{ос}21}$). Составим уравнения равновесия вала *2* [12],

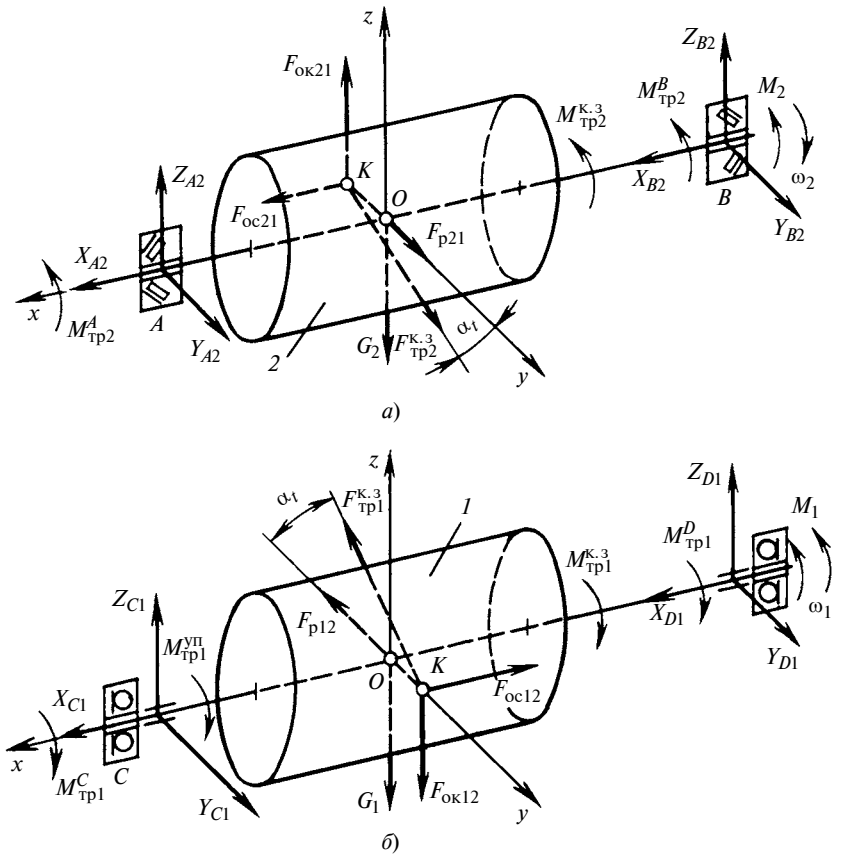


Рис. 2. Схема нагрузок на ведомый (*а*) и ведущий (*б*) валы, зубчатые колеса и опорные реакции передачи в тяговом режиме

приняв в первом приближении силы трения равными нулю:

$$\left.\begin{aligned}\Sigma F_{kx} &= 0;\\ F_{\text{ос}21} + X_{A2} + X_{B2} &= 0;\end{aligned}\right\} \quad (2)$$

$$\left.\begin{aligned}\Sigma F_{ky} &= 0;\\ F_{\text{р}21} + Y_{A2} + Y_{B2} &= 0;\end{aligned}\right\} \quad (3)$$

$$\left.\begin{aligned}\Sigma F_{kz} &= 0;\\ G_2 + F_{\text{ок}21} + Z_{A2} + Z_{B2} &= 0;\end{aligned}\right\} \quad (4)$$

$$\left.\begin{aligned}\Sigma M_x(\bar{F}_k) &= 0;\\ M_2 - F_{\text{ок}21} r_w &= 0;\end{aligned}\right\} \quad (5)$$

$$\left.\begin{aligned}\Sigma M_y(\bar{F}_k) &= 0;\\ -Z_{A2}a - Z_{B2}b &= 0;\end{aligned}\right\} \quad (6)$$

$$\left.\begin{aligned}\Sigma M_x(\bar{F}_k) &= 0;\\ F_{\text{ос}21} r_w + Y_{A2}a - Y_{B2}b &= 0.\end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Решив уравнение (5), найдем $F_{\text{ок}21} = \dfrac{M_2}{r_w} = \dfrac{100}{0{,}0375} = 2666{,}7$ Н и ее составляющие $F_{\text{р}21}$, $F_{\text{ос}21}$ и F_{n21} по приведенным ранее формулам. Решив совместно уравнения (2)÷(7), получим составляющие реакций в опорах: X_{A2}, X_{B2}, Y_{A2}, Y_{B2}, Z_{A2}, Z_{B2}. Затем найдем полные реакции в системе координат xyz в опорах A и B: $R_{A2} = 1722{,}9$ Н и $R_{B2} = 1192{,}8$ Н.

Перейдем к расчетам во втором приближении. Найдем силы трения в кинематических парах по приведенным выше формулам: момент силы трения скольжения между зубьями $M^{\text{с}}_{\text{тр}2} = 1{,}82$ Н · м, момент трения качения между зубьями $M^{\text{к.з}}_{\text{тр}2} = 0{,}00284$ Н · м; момент силы трения в опоре A: $M^{A}_{\text{тр}2} = 0{,}172$ Н · м; момент силы трения в опоре B: $M^{B}_{\text{тр}2} = 0{,}119$ Н · м.

При втором приближении из уравнений (2)÷(7) равновесия претерпит изменения лишь уравнение (5), которое примет вид:

$$M_2 + M^{\text{с}}_{\text{тр}2} + M^{\text{к.з}}_{\text{тр}2} + M^{A}_{\text{тр}2} + M^{B}_{\text{тр}2} - F'_{\text{ок}21} r_w = 0, \quad (8)$$

где $F'_{\text{ок}21}$ — уточненная во втором приближении окружная сила.

Решив уравнение (8), получим $F'_{\text{ок}21} = \dfrac{102{,}114}{0{,}0375} = 2723{,}04$ Н. Увеличение окружной силы для преодоления сил трения составило $\delta = 0{,}0211$, т. е. 2,11 %.

Выполним третье приближение. Используя значение $F'_{\text{ок}21}$, найдем новые значения ее составляющих: $F'_{\text{р}21}$, $F'_{\text{ос}21}$ и F'_{n21}. Затем решив совместно уравнения (2)÷(7), найдем новые составляющие реакций в опорах: (X'_{A2}, X'_{B2}, Y'_{A2}, Y'_{B2}, Z'_{A2}, Z'_{B2}) и полные реакции в опорах A и B: $R'_{A2} = 1877{,}08$ Н и $R'_{B2} = 1407{,}71$ Н; получим новые значения моментов сил трения: $M^{\text{с}\,\prime}_{\text{тр}2} = 1{,}856$ Н · м, $M^{\text{к.з}\,\prime}_{\text{тр}2} = 0{,}0289$ Н · м, $M^{A\,\prime}_{\text{тр}2} = 0{,}188$ Н · м, $M^{B\,\prime}_{\text{тр}2} = 0{,}141$ Н · м.

Используя уравнение (5), получим:

$$M_2 + M^{\text{с}\,\prime}_{\text{тр}2} + M^{\text{к.з}\,\prime}_{\text{тр}2} + M^{A\,\prime}_{\text{тр}2} + M^{B\,\prime}_{\text{тр}2} - F''_{\text{ок}21} r_w = 0. \quad (9)$$

Из уравнения (9) найдем уточненную в третьем приближении окружную силу $F''_{\text{ок}21} = 2734{,}55$ Н. Увеличение $F''_{\text{ок}21}$ по сравнению с $F'_{\text{ок}21}$ составило $\delta' = 0{,}0423$, т. е. 0,42 %.

Таким образом, каждое последующее приращение $F_{\text{ок}21}$ существенно меньше, чем предыдущее, т. е. процесс быстро сходится, из чего можно заключить, что при поставленных целях данной работы точность второго приближения, составившая ≈2 %, будет достаточна и для остальных силовых расчетов валов рассматриваемого привода.

Расчет ведущего вала привода в тяговом режиме

На ведущий вал *1* (см. рис. 2, *б*) в тяговом режиме действуют нагрузки: движущий момент M_1; сила G тяжести вала; составляющие X_{C1}, Y_{C1}, Z_{C1} и X_{D1}, Y_{D1}, Z_{D1} реакций в опорах скольжения C и D; реакции упорных подшипников вдоль оси x; моменты сил трения, названные выше; окружная сила $\vec{F}_{\text{ок}12} = -\vec{F}_{\text{ок}21}$ (ее значение по модулю $F_{\text{ок}12} = 2734{,}55$ Н используем в третьем приближении). Найдем составляющие окружной силы: радиальную — $F_{\text{р}12} = 995{,}29$ Н; осевую — $F_{\text{ос}12} = 1275{,}28$ Н; нормальную — $F_{n12} = 3177{,}19$ Н, а затем — движущий момент $M_1 = F_{\text{ок}12} r_{w1} = 102{,}55$ Н · м.

В первом приближении, приравняв к нулю силы трения и используя уравнения равновесия, аналогичные уравнениям (1)÷(7), получим: $X_{C1} + X_{D1} = -1275{,}28$ Н, $Y_{C1} = 397{,}90$ Н, $Y_{D1} = 597{,}39$ Н, $Z_{C1} = 1769{,}51$ Н, $Z_{D1} = 1111{,}13$ Н. Затем найдем полные реакции опор: $R_{C1} = 1813{,}70$ Н и $R_{D1} = 1261{,}54$ Н и моменты сил трения (см. рис. 2, *б*): скольжения между зубьями — $M^{\text{с}}_{\text{тр}1} = 1{,}866$ Н · м; качения зубьев — $M^{\text{к.з}}_{\text{тр}1} = 0{,}0029$ Н · м; в упорных подшипниках — $M^{\text{уп}}_{\text{тр}1} = 0{,}0956$ Н · м; в опорах скольжения — $M^{C}_{\text{тр}1} = 10{,}882$ Н · м и $M^{D}_{\text{тр}1} = 7{,}569$ Н · м. Это позволяет найти уточненный движущий момент на валу *1* во втором прибли-

жении с учетом сил трения из уравнения моментов $\Sigma M_x(\vec{F}_k) = 0$:

$$M_1' - M_{\text{тр}1}^{\text{с}} - M_{\text{тр}1}^{\text{к.з}} - M_{\text{тр}1}^{\text{уп}} - M_{\text{тр}1}^{C} - M_{\text{тр}1}^{D} - F_{\text{ок}12} r_w = 0,$$

т. е. $M_1' = M_{\text{дв}1} = 122{,}962$ Н · м.

Расчет ведомого вала привода в режиме самоторможения

В режиме самоторможения со стороны груза к валу *2* прикладывается момент $M_2^* = 100$ Н · м (рис. 3, *а*). Однако ввиду включенного механизма реверса направления вращения обоих валов сохраняются (подробнее см. работу [1]). При этом в контакт входят тормозящие профили с углом зацепления в торцевой плоскости $\alpha_t^* = 80°$; углы наклона зубьев те же, что и для рабочего профиля: $\beta^* = \beta = 25°$; угол наклона зубьев на основном цилиндре тот же: $\beta_b^* = \beta_b = 4{,}629°$. Окружная сила на зубчатом колесе вала $F_{\text{ок}21}^* = \dfrac{M_2^*}{r_w} = \dfrac{100}{0{,}0375} = 2666{,}67$ Н, ее составляющие:

$$F_{\text{р}21}^* = F_{\text{ок}21}^* \text{tg}\alpha_t^* = 2667{,}67\text{tg}80° = 15123{,}44 \text{ Н};$$

$$F_{\text{ос}21}^* = F_{\text{ок}21}^* \text{tg}\beta = 1243{,}49 \text{ Н};$$

$$F_{n21}^* = \frac{F_{\text{ок}21}^*}{\cos\alpha_t^* \cos\beta_t^*} = \frac{2666{,}67}{\cos 80° \cos 4{,}629°} = 15406{,}81 \text{ Н}.$$

Используя уравнения равновесия (2)÷(7) для вала *2* и их решения, найдем для первого приближения реакции в опорах *A* и *B* без учета сил трения:

$$X_{A2}^* + X_{B2}^* = -F_{\text{ос}21}^* = -1243{,}49 \text{ Н};$$

$$Y_{A2}^* = 9002{,}84 \text{ Н};$$

$$Y_{B2}^* = 6120{,}61 \text{ Н};$$

$$Z_{A2}^* = 1687{,}1 \text{ Н};$$

$$Z_{B2}^* = 1084{,}57 \text{ Н}.$$

Полные реакции в опорах *A* и *B* в плоскости *yOz*: $R_{A2}^* = 9159{,}55$ Н; $R_{B2}^* = 6215{,}97$ Н. Приняв осевые реакции в опорах *A* и *B* равными, найдем результирующие реакции в этих опорах в системе координат *xyz*: $P_{A2}^* = 9180{,}63$ Н; $P_{B2}^* = 6309{,}88$ Н.

Для расчета во втором приближении найдем по приведенным выше формулам моменты сил трения:

$$M_{\text{тр}2}^{\text{к.з}*} = 0{,}0154 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{тр}2}^{\text{с}*} = 28{,}35 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{тр}2}^{A*} = 0{,}918 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{\text{тр}2}^{B*} = 0{,}631 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Далее запишем уравнение (5):

$$-M_2^* + M_{\text{тр}2}^* + M_{\text{тр}2}^{\text{к.з}*} + M_{\text{тр}2}^{A*} + M_{\text{тр}2}^{B*} + F_{\text{ок}21}^* r_w = 0. \quad (10)$$

Из формулы (10) найдем окружную силу в режиме торможения во втором приближении: $F_{\text{ок}21}^{*\prime} = 1868{,}8$ Н.

Расчет ведущего вала привода в режиме самоторможения

Силы и моменты, действующие на ведущий вал *1* в режиме самоторможения, пока-

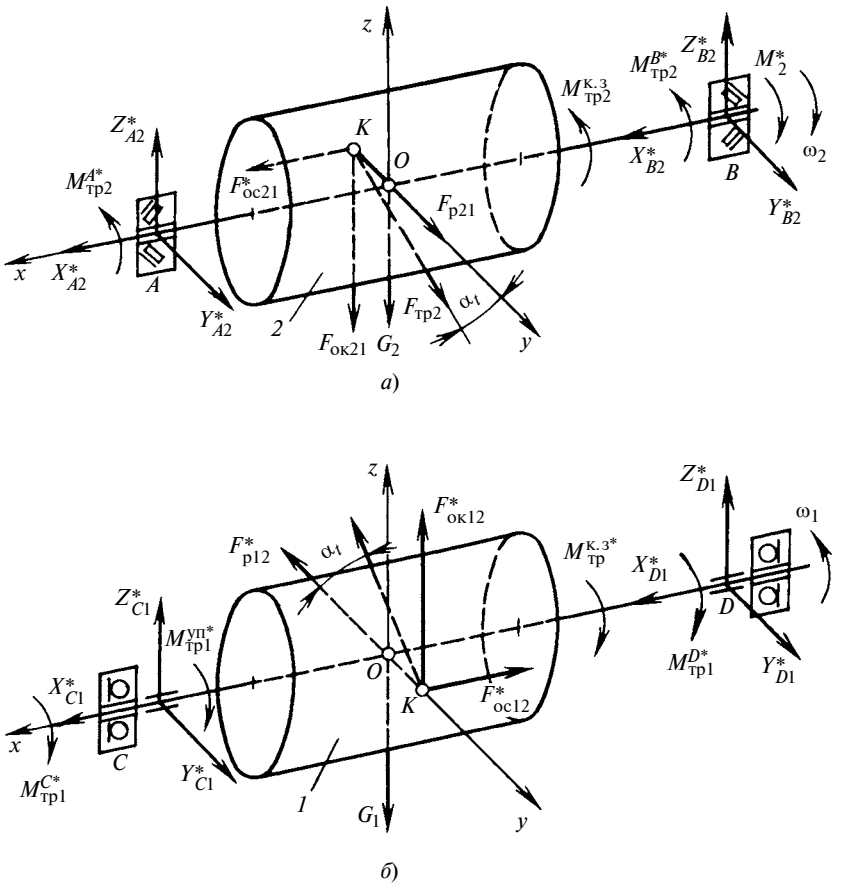


Рис. 3. Схема нагрузок на ведомый (*а*) и ведущий (*б*) валы, зубчатые колеса и опорные реакции передачи в режиме торможения

заны на рис. 3, *б*. Окружная сила $\vec{F}^*_{\text{ок}12} = -\vec{F}^{*\prime}_{\text{ок}21}$ (по модулю $F^*_{\text{ок}12} = 1868{,}8$ Н), ее составляющие: $F^*_{\text{р}12} = 10598{,}53$ Н; $F^*_{\text{ос}12} = 871{,}44$ Н; $F^*_{n12} = 10797{,}08$ Н.

Используя уравнения (2)÷(7), найдем реакции опор C и D в первом приближении без учета сил трения:

$$X^*_{C1} + X^*_{D1} = -F^*_{\text{ос}12} = -871{,}44 \text{ Н};$$

$$Y^*_{C1} = 6164{,}58 \text{ Н};$$

$$Y^*_{D1} = 4289{,}33 \text{ Н};$$

$$Z^*_{C1} = 1201{,}44 \text{ Н};$$

$$Z^*_{D1} = 772{,}36 \text{ Н}.$$

Полные реакции в опорах в плоскости yOz: $R^*_{C1} = 6280{,}57$ Н; $R^*_{D1} = 4358{,}31$ Н. Используя найденные реакции, по проведенным выше формулам найдем моменты сил трения:

$$M^{\text{к.з}*}_{\text{тр}1} = 0{,}0108 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M^{\text{с}*}_{\text{тр}1} = 19{,}87 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M^{\text{уп}*}_{\text{тр}1} = 0{,}0654 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M^{C*}_{\text{тр}1} = 37{,}68 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M^{D*}_{\text{тр}1} = 26{,}15 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из уравнения равновесия $\Sigma M_x(\vec{F}_k) = 0$ получим для окружной силы $F^{*\prime}_{\text{ос}21}$ в тормозном режиме привода после второго приближения:

$$F^{*\prime}_{\text{ос}21} = \left[M^{\text{к.з}*}_{\text{тр}1} + M^{\text{с}*}_{\text{тр}1} + M^{\text{уп}*}_{\text{тр}1} + M^{C*}_{\text{тр}1} + M^{D*}_{\text{тр}1}\right]/r_w = 2234{,}03 \text{ Н}.$$

Анализ результатов силового расчета

1. При работе привода в тормозном режиме общий момент потерь в приводе $M_{\text{т}} = 83{,}77 + 29{,}91 = 113{,}68$ Н · м.

Поскольку движущим в этом режиме работы является момент от подвешенного груза $M_2 = 100$ Н · м, то по формуле (1) можно определить КПД привода в режиме торможения:

$$\eta = \frac{M_{\text{д}} - M_{\text{т}}}{M_{\text{д}}} = -0{,}14.$$

Отрицательное значение КПД свидетельствует о самоторможении привода в этом режиме [3].

2. Согласно расчетам при подъеме груза с полезным моментом $M_{\text{п}} = M_2 = 100$ Н · м двигатель с учетом потерь должен на входном валу развивать движущий момент $M_{\text{д}} = M_1 = 122{,}96$ Н · м. При этом КПД привода $\eta = M_{\text{п}}/M_{\text{д}} = 0{,}813$. Это значительно больше, чем КПД широко применяемого самотормозящегося червячного привода, который даже при неполном учете потерь мощности имеет КПД менее 0,5.

3. Если включить предлагаемую передачу в привод, анализируемый в работе [13] (двигатель, двухступенчатый планетарный редуктор, предлагаемая самотормозящаяся передача, механизм реверса), то КПД такого привода в тяговом режиме составит $\eta = 0{,}964 \cdot 0{,}813 \cdot 0{,}96^2 = 0{,}722$, что для малых и средних грузоподъемных устройств является хорошим показателем.

Таким образом, несмотря на некоторое усложнение конструкции по сравнению с более простыми самотормозящимися приводами подобного назначения, предлагаемый привод имеет существенно больший КПД прямого хода, надежно самотормозится при обратном ходе, что доказано и расчетами, и на модели, и, имея в составе конструкции более долговечные и надежные элементы, должен обладать бóльшим ресурсом. Это позволяет рекомендовать данный привод для венчурного проектирования и испытания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Каргин П. А.** Проектирование и испытание самотормозяшейся зубчатой передачи / Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 3—6.

2. **Кожевников С. Н.** Теория механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 583 с.

3. **Артоболевский И. И.** Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1975. 638 с.

4. **Теория** механизмов и машин / М. С. Коловский, А. Н. Евграфов, Ю. А. Семенов и др. М.: ACADEMIA, 2006. 558 с.

5. **Тимофеев Г. А., Панюхин В. В.** Анализ критериев самоторможения // Вестник машиностроения. 2002. № 9. С. 3—8.

6. **Вейц В. Л.** Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 368 с.

7. **Турпаев А. И.** Самотормозящиеся механизмы. М.: Машиностроение, 1976. 208 с.

8. **Мюнстер М. С., Царев Г. В.** Самотормозящиеся и заклинивающиеся цилиндрические зубчатые передачи // Тр. Ташкентского политехнического института. 1968. Вып. № 30. С. 3—6.

9. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.

10. **Гавриленко В. А.** Зубчатые передачи в машиностроении. М.: Машиностроение, 1962. 531 с.

11. **Зак Г. Г., Рубинштейн Л. И.** Справочник конструктора (машиностроителя). Минск: Изд-во АН БССР, 1963. 567 с.

12. **Тарг С. М.** Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 2002. 416 с.

13. **Каргин П. А.** Самотормозящийся привод с высоким КПД для грузоподъемных машин // Вестник машиностроения. 2011. № 5. С. 42—44.

УДК 622.7

А. М. ЛИПАНОВ, д-р техн. наук, академик РАН,
Д. К. ЖИРОВ, канд. техн. наук (Институт механики УрО РАН, г. Ижевск),
e-mail: zhirov_dmitriy@mail.ru

Исследование многоступенчатых центробежно-ударных измельчителей[1]

Исследовано применение многоступенчатых центробежно-ударных мельниц для переработки различного минерального и техногенного сырья относительно энергосбережения.

Ключевые слова: многоступенчатая мельница, разрушение, классификация, частицы сырья, энергосбережение.

The usage of multistage centrifugal-impacting grinders for processing of various mineral and industrial raw materials concerning energy conservation is considered.

Keywords: multistage grinder, destruction, classification, particles of raw materials, energy conservation.

Рассмотрим конкретные механореакторы, реализующие технологию разрушения частиц массопотока и их классификацию по многоступенчатой схеме [1]. Механореакторы разных видов приведены на рис. 1—4. Исследования показали, что данные устройства позволяют эффективно перерабатывать минеральное и техногенное сырье практически во всех отраслях промышленности. Сравнительные технические характеристики серийных и разработанных устройств приведены в таблице. Данные по серийным центробежным многоступенчатым мельницам приведены в работе [2], по ударной многоступенчатой мельнице — в работе [3].

Приведенные данные по энерго- и ресурсосбережению показывают преимущества реализации технологии переработки сырья в устройствах многоступенчатого разрушения и классификации частиц массопотока. Разработанные мельницы прошли государственные и ведомственные испытания при размельчении различного сырья: органического, минерального и техногенного происхождения (зерно, зерносмеси, известняк, магнезит, хромомагнезит, гранит, шунгит, серпентинит, файнштейн ГМК Норникель, сталеплавильные шлаки, алюминиевые шлаки, шлаки ТЭЦ и др.).

Развитие производства композитов вызвало значительное расширение ассортимента загружаемых для совместного размола материалов с разными физическими, химическими и механическими свойствами и, следовательно, потребность в новом измельчающем оборудовании.

Например, увеличение марок комбинированного цемента предъявляет массу требований к измельчению сырья. Использование мельниц с одной рабочей камерой и фиксированной скоростью разрушения может привести к переизмельчению легкообрабатываемых компонентов исходной смеси и большому количеству неразрушенных частиц, требующих высокой энергии разрушения.

Для труднообрабатываемых сырьевых материалов с высоким содержанием кварца (SiO_2), корунда (Al_2O_3), а также разных видов углей с высоким содержанием пирита, антрацита, нефтяного кокса, характеризующихся различными показателями размолоспособности, разработанная и апробированная многоступенчатая мельница является в настоящее время единственным реализованным в производстве техническим решением, обеспечивающим повышение ресурсо- и энергоэффективности линий переработки сырья при разных технологических требованиях к нему. Например, равномерный гранулометрический состав конечного продукта из нефтяного кокса, размольные характеристики которого в

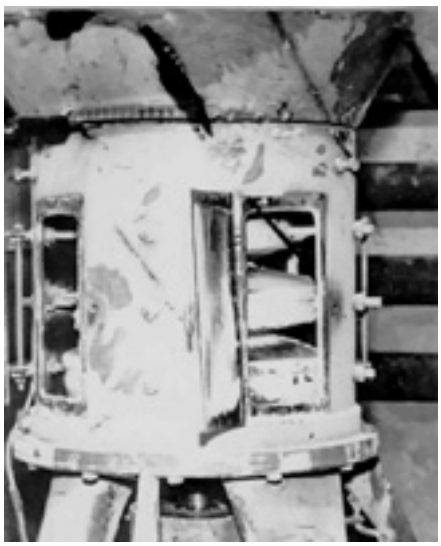


Рис. 1. Центробежная многоступенчатая мельница производительностью до 1 т/ч

Рис. 2. Центробежная многоступенчатая мельница производительностью до 8 т/ч

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке проекта УрО РАН № 13-1 ИП-388.

Рис. 3. Центробежная многоступенчатая мельница производительностью 20 т/ч

зависимости от его природы находятся в пределах от 10 до 110 Х° (размолоспособность по Хардгруву), в одноступенчатой мельнице любой конструкции за один проход сырья получить невозможно. Ресурсо- и энергоэффективность материалов с высокой энергией разрушения можно получить только при их дискретном разрушении, когда каждая частица сырья по показателям размолоспособности будет соответствовать количеству энергии, затраченной на ее разрушение [3—5].

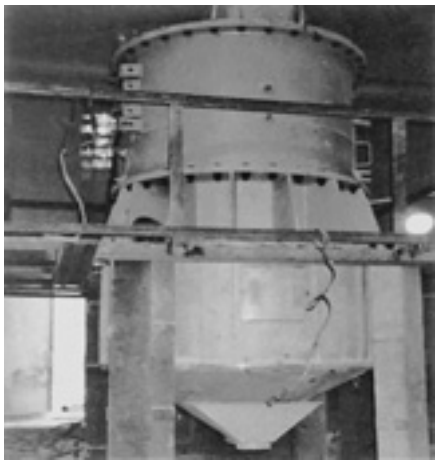


Рис. 4. Ударная многоступенчатая мельница производительностью 50 т/ч

Критерий	Загружаемый материал[1]	Шаровая мельница (BM)	Вертикальная мельница (VRM)	Вальцовый пресс (RP)	Часовая мельница (HM)	Комбинированное устройство (VRM + BM)	Комбинированное устройство (RP + BM)	Многоступенчатая мельница
Нагружение	1; 2; 3; 4	Удар/трение	Сжатие			Комбинированное		Удар/сдвиг/трение
Интенсивность нагружения	1; 2; 3; 4	Низкая	Средняя	Высокая	Средняя	Комбинированная		Высокая
Универсальность применения	1; 2; 3; 4	Высокая		Низкая	Средняя	—	—	Очень высокая
Производительность, т/ч	1	250	270	200	150	>300		1÷50
Удельный расход энергии[2], %	1	100	50÷60	50	50÷60	60÷70	55÷65	10÷20
Удельный расход энергии, кВт · ч/т	1	40	22	20	22	27,5	25	4÷8
Тонкость помола ($см^2$/г по Блейну)	1; 2	>6000		>5500	>5000	>6000		
Совместное измельчение	1	Возможны затруднения	Без затруднений			Комбинированное		Без затруднений
Удельная скорость изнашивания, г/т	2	100÷150	3÷6	<1	<5	Комбинированная		0,5»1
Защита от изнашивания	1; 2; 3; 4	Облицовка	Наплавка поверхностного слоя			Комбинированная		Наплавка поверхностного слоя
Удельные расходы на износ, %	1	100	95÷110			Комбинированные		10÷15
Максимальное содержание влаги, %	3	3÷6	25	15	<10	Без влаги		100
Автоматизация/управляемость	4	Низкая	Высокая	Не применимо				Очень высокая
Занимаемая площадь/сложность	1; 2; 3; 4	Средняя	Низкая		Низкая/средняя	Высокая		Очень низкая
Надежность	1; 2; 3; 4	Высокая						Очень высокая

[1]Загружаемый материал: 1 — клинкер/цемент; 2 — шлак; 3 — сырьевой материал; 4 — уголь.

[2] Удельный расход энергии — средневзвешенный показатель, определенный по результатам промышленных испытаний многоступенчатой мельницы при производительности 10÷50 т/ч на разных видах сырья (шлаки черных и цветных металлов, граниты средней и высокой твердости, файнштейн ГМК Норникель и др.).

Суммарные требования (мельница, сепаратор, вентилятор, транспортировка).

Теоретически обоснованная, изготовленная и установленная под промышленную переработку алюминиевых шлаков мельница (см. рис. 4) позволяет извлекать товарный алюминий, отвечающий требованиям к готовому сырью по дальнейшей переработке. Реализованная в мельнице технология переработки сырья решает проблему создания безотходных производств без дополнительных капитальных затрат с полным рециклингом отходов любых производств [6, 7].

Реализованные в мельнице многоступенчатость разрушения и классификация частиц массопотока определяют ее универсальность, позволяют решить вопросы переработки сырья для разных хозяйственных нужд, экологического мониторинга и рационального землепользования. Конструкция многоступенчатой мельницы позволяет использовать в одном устройстве несколько способов сепарации частиц, например, механическое и электростатическое разделение [8].

Сырьевые ресурсы имеют много общего, так как проходят аналогичные стадии добычи и обогащения, при которых образуются значительные объемы отходов (вскрышные породы, отходы обогащения, переработки и т. д.). Идентичность комплексного использования разных по природе и свойствам материалов и их отходов можно проследить на примере вскрышных пород, образующихся при добыче руд черных металлов, каменных и бурых углей. Сопутствующие породы после дополнительной переработки применяют при производстве строительных и вяжущих материалов.

Для обеспечения энерго- и ресурсосбережения необходимы новые пути и способы эффективной переработки материалов, при которых изменение размеров частиц связано с изменениями их структуры и физических свойств, наиболее полно отвечающими требованиям к конечным продуктам переработки. Разработанные устройства — первый практический шаг в реализации новых способов передачи энергии. Не менее важным, чем повышение энергоэффективности, является ресурсосбережение. Уменьшение износа рабочих органов (бил, шаров, молотков, разгонных лопаток центробежных колес и т. д.) в устройствах переработки сырья — одна из первоочередных задач. В многоступенчатых мельницах с центробежными колесами (см. рис. 2 и 3) рабочие органы сконструированы так, что износ, вызванный их истиранием, сведен к минимуму и срок службы по сравнению со стандартными конструкциями увеличен до 30 раз (данные производственных испытаний мельницы).

Изменение конструктивных решений обосновано теоретическими и прикладными исследованиями механики движения частиц во вращающихся решетках.

Внедрение разработанных промышленно-апробированных устройств, реализующих технологию многоступенчатого разрушения и классификацию частиц массопотока в линиях комплексной (безотходной) переработки природного и техногенного сырья в горной, энергетической, строительной и других отраслях промышленности, позволит решить вопросы ресурсо- и энергоэффективности, экологии и рационального землепользования.

Таким образом, многоступенчатые мельницы имеют следующие преимущества перед традиционными измельчающими установками:

износ от истирания сведен к минимуму, срок службы увеличен до 30 раз;

удельный расход электроэнергии на тонну готовой продукции составляет 10÷20 % от энергозатрат при измельчении в шаровых мельницах;

удельная металлоемкость более чем в 5 раз меньше, чем у других измельчающих установок;

возможна полная автоматизация измельчения и классификации частиц массопотока.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Денисов В. А.** Механико-технологические основы создания центробежных измельчителей для зерна и других материалов: Дис. ... д-ра техн. наук. Ижевск: 1991, 420 с. Машинопись.

2. **Энергоэффективность** в технологиях переработки минерального сырья / А. М. Липанов, В. А. Денисов, Ю. В. Братухина, Д. К. Жиров // Химическая физика и мезоскопия. 2010. Т. 12. № 2. С. 188—191.

3. **Хардер Й.** Развитие одноэтапных процессов измельчения в цементной промышленности // Цемент. Известь. Гипс. № 1. 2006. С. 24—38.

4. **Hofmann F.** Измельчение в горнорудной, строительной и пищевой промышленности // Fortschritte der Vorfahrenstechnik. 1976. V. 14. P. 135—138. (ВЦП № Б-24223. 25 с.)

5. **Flava M. D.** Новые методы расчета устройств для дробления и грохочения // Mining Engineering. 1977. V. 29. № 7. P. 65—70. (ВЦП № А-42409. 25 с.).

6. **Жиров Д. К.** АСУ процессом механоактивации многокомпонентных материалов по гранулометрическому распределению частиц в потоке // Химическая физика и мезоскопия. 2011. Т. 13. № 1. С. 117—120.

7. **Денисов В. А., Жиров Д. К.** Разработка программы САР линии по безотходной переработке многокомпонентных материалов на примере алюминиевого шлака // Химическая физика и мезоскопия. 2011. Т. 13. № 2. С. 285—289.

8. **Денисов В. А., Жиров Д. К.** Математическое моделирование процесса классификации частиц в электростатическом поле // Химическая физика и мезоскопия. 2010. Т. 12. № 1. С. 36—40.

УДК 621.313

Р. Н. СУЛТАНГАЛЕЕВ, Д. Ю. ПАШАЛИ, О. А. БОЙКОВА,
кандидаты технических наук (Уфимский ГАТУ),
e-mail: sunny_oks@mail.ru

Автоматизированный стенд для испытаний вентильных двигателей постоянного тока

Предложен автоматизированный стенд для испытаний вентильных двигателей постоянного тока, рассмотрена возможность создания на его базе виртуальной лаборатории.

Ключевые слова: стенд, испытания, вентильный двигатель постоянного тока, драйвер.

The automatized rig for testing of direct current ac electronic motors is suggested, the opportunity of virtual laboratory creation on its base is considered.

Keywords: rig, tests, direct current ac electronic motor, driver.

Обзор современных конструкций вентильных двигателей постоянного тока (ВДПТ) [1] показал, что в современных транспортных средствах они являются хорошей альтернативой коллекторным машинам постоянного тока и специальным асинхронным двигателям. Это обосновано большой перегрузочной способностью по моменту, высокой надежностью и быстродействием, а также абсолютно жесткой механической характеристикой, практически неограниченным диапазоном регулирования частоты вращения, наилучшими энергетическими и массогабаритными показателями. Одна из перспективных тенденций развития современных вентильных двигателей — объединение в одном корпусе двигателя и управляющей электроники. Поэтому актуальной задачей является разработка автоматизированного стенда для испытаний вентильных двигателей постоянного тока (АСИВДПТ), который благодаря идеальному подбору компонентов привода и интерфейсов компонент приводной системы позволяет исследовать процессы в ВДПТ, максимально приближаясь к интегрированному исполнению ВДПТ.

Автоматизированный стенд предназначен для измерения параметров ВДПТ, исследования принципа действия двигателя и его системы управления, статических и динамических характеристик. Стенд — гибкое в конструктивном и программном отношении объектно-компонуемое решение, ориентированное на заданный тип электромеханического агрегата, имеет минимальные массогабаритные показатели, удовлетворяющие современным требованиям.

Стенд позволяет: измерять параметры ВДПТ (ток инвертора, частоту вращения вала двигателя, вращающий момент); определять электромеханическую постоянную времени, механическую и электрическую потребляемую мощность, КПД двигателя; рассчитывать и графически отображать в реальном времени на жидкокристаллическом индикаторе (ЖКИ) статические и динамические характеристики при разных режимах работы (пуск, торможение, холостой ход, номинальный режим, реверс); получать осциллограммы фазовых токов и напряжений; принимать сигналы датчика положения ротора.

Автоматизация работы стенда, повышение точности и быстродействия измерений осуществляются благодаря использованию микропроцессорного управления основными блоками стенда. Диапазон мощностей исследуемых ВДПТ — от 110 до 1500 Вт. Стенд использован для испытаний при внедрении перспективного электропривода на базе ВДПТ и проведения лабораторных исследований характеристик вентильных двигателей по учебным дисциплинам "Автоматизированный электропривод" и "Электрические машины", "Электромеханика", "Электротехника, электромеханика и электротехнологии". Разработаны руководство пользователя и методическое обеспечение.

Стенд состоит из приборного блока и электромеханического агрегата, соединенных кабелем. С помощью силового кабеля блок подключается к сети переменного тока напряжением 220 В и частотой 50 Гц. Приборный блок (ПБ) стенда состоит из блока питания (БП), переключающей и пускорегулирующей аппаратуры, драйвера ВДПТ, электроизмерительных приборов и датчиков, электронного блока — платы микроконтроллера (МК) и графического ЖКИ, силовых разъемов (рис. 1). Электромеханический агрегат объединяет в себе ВДПТ с номинальной мощностью 1 кВт, блок управления ВДПТ и нагрузочное устройство — синхронный двигатель (СД) на постоянных магнитах, работающий в режиме динамического торможения. Валы двигателей жестко соединены. Датчик (ДС) частоты вращения реализует совместную работу датчика положения ротора (ДПР) и блока управления (БУ).

На левой боковой стороне приборного блока размещены разъем для подключения сетевого кабеля, сетевые выключатели (авто-

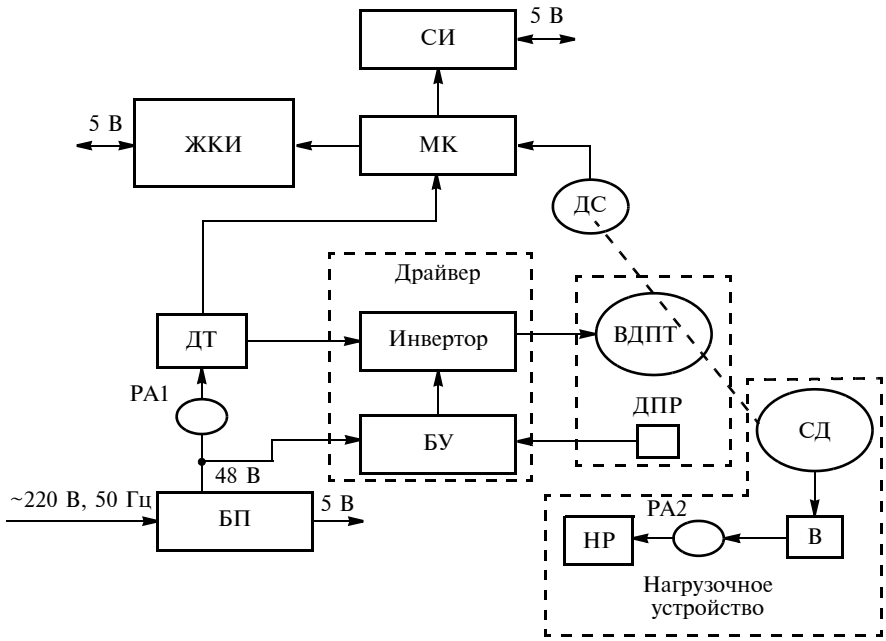


Рис. 1. Структурная схема АСИВДПТ:
НР — нагрузочный реостат; В — трехфазный выпрямитель Ларионова; РА1 и РА2 — амперметры, измеряющие ток соответственно инвертора и нагрузки

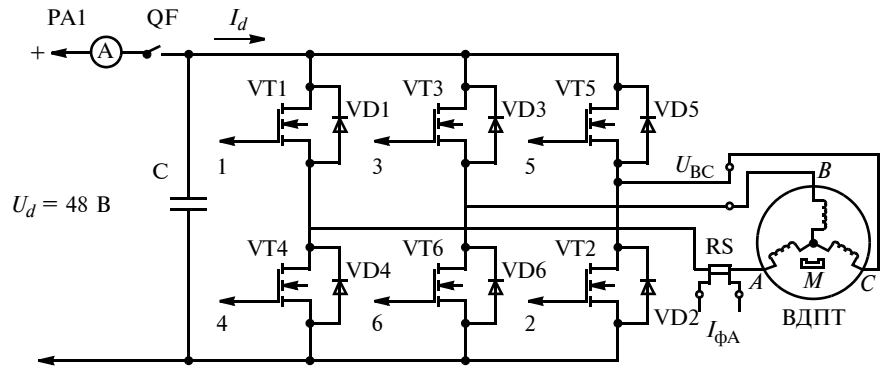


Рис. 2. Функциональная схема инвертора:
RS — шунт

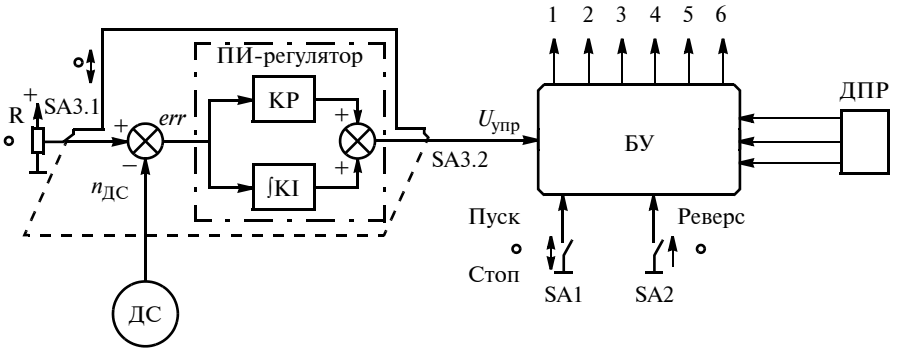


Рис. 3. Функциональная схема управляющей части инвертора

мат и устройство защитного отключения (УЗО)), разъемы для подключения кабелей ВДПТ и СД. ВДПТ выполнен со степенью защиты IP54 и естественным охлаждением. Статор имеет трехфазную обмотку, соединенную в звезду. Ротор ВДПТ выполнен на основе постоянных магнитов N_dFeB и имеет восемь полюсов. Во встроенном ДПР, необходимом для коммутации ВДПТ, используются датчики Холла, расположенные относительно друг друга под углом 120°.

Блок питания с максимальной мощностью 1,5 кВт обеспечивает стабильное постоянное напряжение 48 В [2]. Основные функции драйвера, необходимые для работы ПБ: доступ к контуру скорости; наличие регулируемого замкнутого контура тока (поцикловое ограничение тока); регулирование частоты вращения вала ВДПТ; контроль частоты вращения; осуществление реверса и динамического торможения ВДПТ; опциональное изменение времени разгона ВДПТ. Плата МК (электронный блок) необходима для управления ЖКИ [3] и четырехразрядным семисегментным светодиодным индикатором (СИ). Для МК авторы разработали специальное программное обеспечение, алгоритм которого позволяет вычислять вращающий момент $M = I_d k_м$, где I_d — ток инвертора; $k_м$ — постоянная момента ВДПТ.

Информация о токе инвертора поступает в МК с датчика тока (ДТ). Для определения частоты вращения вала двигателя используется специальный выход "контроль скорости" драйвера ВДПТ, обеспечивающий пульсирующий сигнал напряжением 5 В. Микроконтроллер рассчитывает частоту вращения двигателя с числом пар полюсов $p = 4$ по формуле $n = 15f_{out}$, где f_{out} — частота пульсирующего сигнала.

Частота вращения вала двигателя отображается на экране СИ,

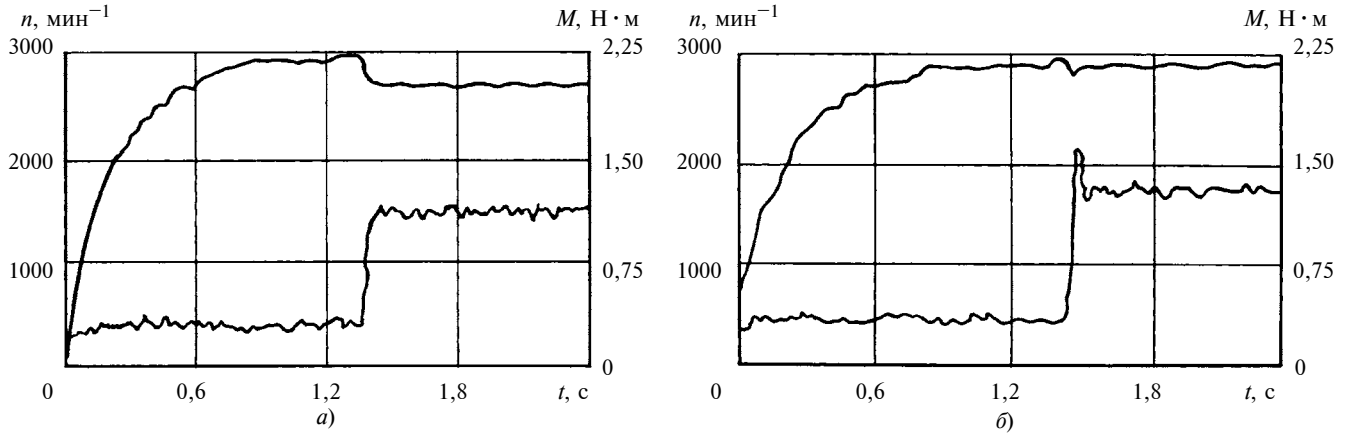


Рис. 4. Осциллограммы пуска ВДПТ при ступенчатом возмущающем воздействии с разомкнутым (*а*) и замкнутым (*б*) контуром скорости

который расположен в правом верхнем углу лицевой панели ПБ. На ней показаны: функциональна схема инвертора; БУ; ПИ-регулятор и нагрузочное устройство. Инвертор, БУ и ПИ-регулятор входят в состав установленного в стенде драйвера. Инвертор (рис. 2) работает на мощных полевых транзисторах VT1÷VT6 с обратными диодами VD1÷VD6. К выходу инвертора подключается ВДПТ. Для подачи напряжения U_d питания на инвертор служит автоматический выключатель QF, при этом ток I_d инвертора контролируется амперметром PA1. Конденсатор C представляет собой сглаживающий фильтр. В стенде предусмотрена возможность подключения к клеммам U_{BC} и $I_{фA}$ осциллографа, на который выводятся формы фазового напряжения и тока ВДПТ.

На рис. 3 приведена функциональная схема ПИ-регулятора с БУ. Управляющая часть инвертора содержит регулятор скорости и коммутатор. В регулятор скорости входят: датчик частоты вращения (ДС), формирующий сигнал обратной связи по скорости $n_{ДС}$; задатчик R для установки сигнала задания по скорости $n_з$; сравнивающее устройство, формирующее сигнал ошибки $err = n_з - n_{ДС}$; ПИ-регулятор, содержащий пропорциональное и интегрирующее звенья и служащий для обеспечения необходимых динамических параметров регулируемого привода на ВДПТ. Коммутатор входит в состав БУ и формирует ШИМ-импульсы 1÷6 частотой 15 кГц, закон модуляции которых является функцией сигнала $U_{упр}$, поступающего с выхода ПИ-регулятора, и сигналов, поступающих с ДПР. На вход БУ поступает сигнал с выключателя SA1, с помощью которого осуществляются пуск и останов ВДПТ. С помощью выключателя SA2 осуществляется реверс ВДПТ. Выключатель SA3 осуществляет включение ПИ-регулятора в контур управления частотой вращения ВДПТ. В левом нижнем углу лицевой панели расположена кнопка SB "СБРОС", предназначенная для установки электронных схем стенда в исходное состояние. Графики динамических процессов отображаются на ЖКИ.

На рис. 4, *а* и *б* приведены осциллограммы пуска ВДПТ при ступенчатом возмущающем воздействии соответственно с разомкнутым (ПИ-регулятор выключен) и замкнутым (ПИ-регулятор включен) контуром скорости. Рис. 4, *б* показывает, что с изменением нагрузки частота вращения вала двигателя остается постоянной.

Техническая характеристика АСИВДПТ

Напряжение питания .	Однофазное, ~220 В, 50 Гц
Потребляемая мощность, Вт.	Не более 1000
Габаритные размеры, см:	
приборного блока .	45×10×13
электромеханического агрегата	45×10×13
Масса, кг:	
приборного блока .	Не более 40
электромеханического агрегата	Не более 10

Таким образом, разработанный стенд позволяет автоматизировать исследования статических и динамических характеристик ВДПТ при разных режимах работы. Перспективной задачей является создание на базе разработанного стенда виртуальной лаборатории.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Сонных М., Ганнель Л.** Основные технические особенности вентильных двигателей // Ритм. 2010. № 11. http://www.microprivod.ru/librart/publications/ritm_11_10.pdf.

2. **Каталог** продукции компании "Промснабэлектро". http://www.promelectro.ru.

3. **Султангалеев Р. Н., Пашали Д. Ю.** Жидкокристаллические индикаторы в информационно-измерительных системах стендов для исследования электрических машин // Межвуз. науч. сб. "Электротехнические комплексы и системы". Уфа: УГАТУ, 2011. С. 78—82.

УДК 621.4:620.9

Д. В. ГРОХОВСКИЙ, д-р техн. наук (Государственный морской ТУ, г. Санкт-Петербург), e-mail: donat-grokhovskii@yandex.ru

Пути совершенствования судовых энергетических установок

Рассматриваются пути совершенствования судовых энергетических установок: вместо малооборотных дизелей использование среднеоборотных, высокооборотных паротурбинных, атомных и газотурбинных установок.

Ключевые слова: дизель-редукторный агрегат, мало- и среднеоборотный дизели, комбинированная энергетическая установка, планетарный редуктор, газовая турбина.

The ways of ship power plant improvement are considered: the usage of medium-speed, high-speed steam turbine, atomic and gas turbine plants instead of low-speed diesels.

Keywords: diesel-geared aggregate, low- and medium-speed diesel, combined power plant, planetary reduction gear, gas turbine.

Во второй половине XX в. наблюдался интенсивный рост грузоподъемности и скорости транспортных судов, особенно танкеров. Появились новые типы судов: контейнеровозы, лихтеровозы, газовозы, суда с горизонтальным способом погрузки (суда "ро-ро") и др. Были разработаны и нашли широкое применение на транспортных судах и боевых кораблях мощные и быстроходные главные энергетические установки (ГЭУ) — паротурбинные (котлотурбинные), дизельные, атомные, газотурбинные и комбинированные (парогазовые, дизель-электрические, дизель-газотурбинные и газотурбоэлектрические). В настоящее время в России паровые машины остались лишь на научно-исследовательском судне "Михаил Ломоносов", предназначенном для точных исследований рельефа морского дна.

В 70-х годах XX в. строилось много паротурбинных транспортных судов. В СССР была разработана долгосрочная программа проектирования и создания параметрического ряда судовых паротурбинных установок (ПТУ) соответствующих мощностей. Так, для серии крупнейших отечественных танкеров типа "Крым" водоизмещением 150 тыс. т были созданы турбины ТС-3 высокого и низкого давления мощностью 11,03 МВт каждая [1]. Ранее были разработаны паровые турбины ТС-1 для серии сухогрузов типа "Ленинский комсомол" и турбины ТС-2 для серии танкеров типа "Пекин" (впоследствии "Слава").

К сожалению, вследствие разразившегося энергетического кризиса и повышения стоимости жидкого топлива, эта программа была свернута. Для транспортных судов по экономическим аспектам выгодными стали дизельные установки (ДУ) и практически прекратилось проектирование ПТУ для транспортных судов, которые сохранились лишь на атомных судах — ледоколах, ударных авианосцах (США), подводных лодках стратегического назначения (Россия, Франция, Великобритания, США) и судах специального назначения (газовозах, метановозах и др.).

Несмотря на утверждение, что ДУ эффективнее ПТУ и других ГЭУ лишь при развиваемой мощности $N \leqslant 20$ МВт, мировое судостроение перешло на использование дизелей большой мощности ввиду их преимуществ: 30÷50 % экономии топлива; применение высоковязкого топлива (котельных мазутов); простое и дешевое техническое обслуживание и ремонт; высокая надежность (ресурс до 100 тыс. ч) и др.

Даже для крупнотоннажных танкеров и нефтерудовозов (водоизмещение 225 тыс. т и более) использование среднеоборотного дизеля (СОД) вместо ПТУ, не имеющей промежуточного пароперегревателя, дает экономию топлива порядка 35÷45 %. Отметим, что дизельное топливо в 1,5÷2 раза дешевле дистиллята, необходимого для работы паровых котлов.

До 2011 г. малооборотный судовой дизель (МОД) имел максимальную мощность 49 МВт. Сейчас фирмой MAN создан 14-цилиндровый МОД мощностью 80,14 МВт, находящийся в эксплуатации. Такая мощность позволяет создавать скоростные транспортные и пассажирские суда (туристические лайнеры) практически неограниченного водоизмещения, которое регламентируется лишь экологическими требованиями (для танкеров) и размерами судоходных каналов и шлюзов. В настоящее время из-за катострофических последствий нескольких аварий крупных танкеров водоизмещение вновь строящихся танкеров ограничено до 160 тыс. т, поэтому остался неосуществленным разработанный в Японии во второй половине XX в. проект танкера водоизмещением 1 млн т. Крупнейший в мире танкер "Giant of sea ways" водоизмещением 640 тыс. т был выведен из эксплуатации после повреждений, полученных в ходе ирано-иракской войны.

Отметим, что ДУ и особенно МОД присущи такие недостатки, как значительные габаритные размеры и масса. Кроме того, на 7,5÷12 % ухудшаются их

технико-экономические показатели при частичных нагрузках в зависимости от режима работы и при работе на газообразном топливе. Поэтому на метановозах используют ПТУ, что обусловлено большими потерями перевозимого продукта ввиду испарения жидкого метана. Так, при объеме 125 тыс. м^3 перевозимого жидкого метана при скорости испарения 5÷6 м^3/ч, теряется 5,5÷6,5 т дизельного топлива. Поэтому при работе ПТУ на чистом метане обязательно добавляют жидкое топливо.

Рассмотрим особенности использования ДУ на судах с учетом их разделения на три группы: малооборотные дизели (МОД) — частота вращения вала $n_в$ = = 35÷350 мин$^{-1}$, среднеоборотные дизели (СОД) — 350÷750 мин$^{-1}$, высокооборотные дизели (ВОД) — 750÷2500 мин$^{-1}$.

Наибольшее применение на судах разного назначения, особенно крупнотоннажных, нашли МОД, характерной особенностью которых является непосредственное соединение коленчатого вала дизеля с гребным винтом (ГВ) (безредукторная передача). Основной и неустранимый недостаток МОД — большая удельная масса ($m_у$ = 30÷50 кг/кВт) и значительные габаритные размеры. Так, отечественный МОД типа 9ДКРН 80/160-4 мощностью 15,9 МВт имеет габаритные размеры 17,44 × 3,96 × 3,36 м (длина × ширина × высота) при массе 723,5 т. Масса дизеля мощностью 20 МВт составляет 960 т. Размещение такого энергоагрегата на судне вызывает определенные трудности.

Частота вращения вала отечественных МОД типа *i*ДКРН 80/160 (*i* = 6÷9 — число цилиндров, Д — двухтактный, К — крейцкопфный, Р — реверсивный, Н — с наддувом, 80 и 160 — соответственно диаметр цилиндра и ход поршня, см) составляют $n_в$ = 122÷170 мин$^{-1}$; при этом минимальное значение (122 мин$^{-1}$) соответствует двигателю с максимальной мощностью 15,9 МВт, а максимальное значение (170 мин$^{-1}$) — двигателю с минимальной мощностью 3,97 МВт. Для МОД фирмы MAN $n_в$ = 65÷200 мин$^{-1}$.

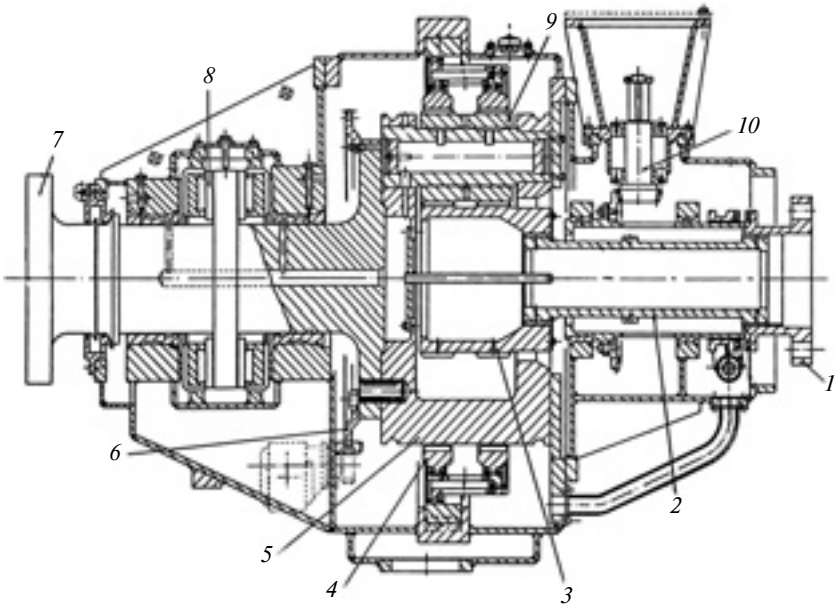


Рис. 1. СОД с планетарным редуктором с остановленным эпициклом и расположенными в том же корпусе валоповоротным устройством, масляным насосом и главным упорным подшипником:
1 — фланец торсионного вала; *2* — торсионный вал; *3* — ведущая солнечная шестерня; *4* — эпицикл; *5* — ведомое водило; *6* — зубчатое колесо привода масляного насоса; *7* — фланец тихоходного вала; *8* — упорный подшипник Митчелла; *9* — сателлит; *10* — привод валоповоротного устройства

Следует отметить, что КПД гребного винта повышается с уменьшением частоты его вращения. Так, уменьшение частоты $n_{г.в}$ вращения ГВ со 115 до 80 мин$^{-1}$ обусловливает повышение его КПД на 6÷8 % [2]. Поэтому рекомендуемая частота вращения ГВ составляет 50÷60 мин$^{-1}$, что при скорости судна 12÷14 узлов, позволяет экономить 15÷20 % топлива. Но при уменьшении частоты вращения ГВ увеличивается его диаметр, достигающий в настоящее время 10 м при массе 27÷30 т.

Такие винты установлены на самых больших пассажирских лайнерах "Independence of the Seas" и "Oasis of the Seas" (число пассажиров соответственно 5000 и 5400 чел.) водоизмещением 160 тыс. т и скоростью 22 и 25 узлов соответственно при суммарной мощности шести СОД 80,88 МВт. Пятилопастные ГВ этих лайнеров установлены в поворотные винторулевые комплексы типа Azipod, которые в сочетании с носовыми подруливающими устройствами (на основе четырех осевых насосов) обеспечивают хорошую маневренность судов.

Исходя из приведенных значений $n_{г.в}$, можно предположить, что отечественные МОД следовало бы комплектовать с одноступенчатыми редукторами планетарного типа с передаточными числами u = 2,03÷2,83, что обеспечивается планетарными редукторами с остановленными водилами. Реализация данного предложения весьма незначительно увеличила бы суммарную массу и осевой размер энергетической установки, но дала бы значительную экономию топлива благодаря снижению частоты вращения ГВ. Аналогичное ре-

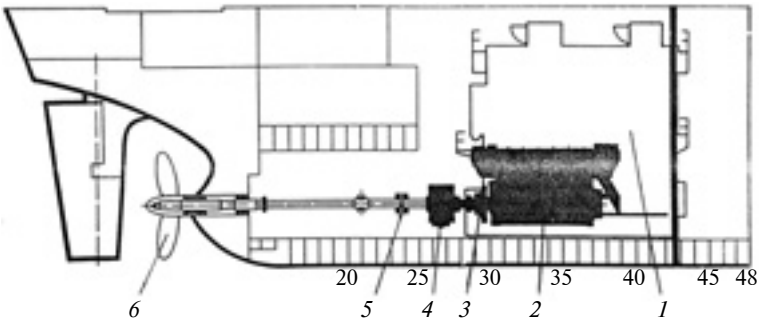


Рис. 2. Конструктивные размеры МОД и СОД в комплексе с планетарным редуктором:
1 — МОД; *2* — СОД; *3* — муфта; *4* — планетарный редуктор; *5* — главный упорный подшипник; *6* — гребной винт

шение (рис. 1) можно было бы применить к некоторым МОД фирмы MAN ($n_в > 60$ мин$^{-1}$).

Еще эффективнее предлагаемое решение будет при использовании СОД, применяемых на морских судах транспортного, технического, вспомогательного и промыслового флота. Заметим, что СОД требует, как правило, применения механических, электрических, гидравлических или комбинированных передач — дизель-редукторных агрегатов (ДРА). Несмотря на это и наличие нескольких муфт сложной конструкции, удельная масса СОД обычно в 2÷3 раза меньше удельной массы МОД, что немаловажно для судов.

Частота вращения вала СОД фирмы MAN составляет 500÷750 мин$^{-1}$, фирмы MAK — 500 мин$^{-1}$ и фирмы "Селтик-Пилстик" — 350÷520 мин$^{-1}$. Диапазон мощностей СОД достаточно широк — 0,2÷16 МВт.

Конструктивно СОД имеют либо рядное ($u = 6÷10$), либо V-образное ($u = 10÷18$) исполнение, они применяются как единично (например на рыболовном сейнере "Италия"), так и в комплекте из нескольких двигателей (например, два СОД с суммирующим редуктором на танкере "Альфа-Си" водоизмещением 225 тыс. т); две такие установки для привода каждого ГВ используются на двухвинтовом пассажирском лайнере водоизмещением 18 тыс. т; шесть СОД (по три на каждый ГВ) установлены на упомянутых ранее крупнейших пассажирских лайнерах.

Подобные конструкции ГЭУ указывают на возможность использования СОД вместо МОД, несмотря на некоторые их недостатки. Пример использования СОД вместо МОД показан на рис. 2 (темным показан СОД с планетарным редуктором). Параметры МОД: $n_в = n_{г.в} = 122$ мин$^{-1}$, $N = 9{,}275$ МВт; параметры СОД: $n_в = 430$ мин$^{-1}$, $n_{г.в} = 113{,}7$ мин$^{-1}$, $N = 9{,}275$ МВт, передаточное число редуктора $u = 3{,}79$, т. е. преимущество очевидно, что позволяет сделать вывод о перспективности подобных конструкций ГЭУ.

Применение СОД с планетарными редукторами с передаточными числами, соответствующими приведенным частотам вращения СОД разных типов ($u = (330÷750)/60 = 5{,}83÷12{,}5$), позволит повысить КПД гребных винтов и механической передачи в целом, которую обычно выполняют в виде цилиндрических реверс-редукторов или обычных редукторов с реверсивными муфтами.

В рассматриваемом случае одноступенчатые планетарные редукторы для СОД хорошо компонуются при $u \leqslant 6$, при больших передаточных числах следует выбирать двухступенчатые планетарные редукторы, например редуктор фирмы Allen—Stoekicht для автомобильного парома "Bass Trader" с ВОД мощностью 1,62 МВт, передаточным числом редуктора $u = 1630/180 = 9{,}056$. Редуктор имеет остановленное водило в первой ступени и остановленный эпицикл — во второй ступени.

Редуктор компактен благодаря разделению относительно малого передаточного числа между двумя последовательными ступенями. Отметим, что установка СОД на судне будет легче и экономичнее, если вместо громоздких реверс-редукторов использовать двухступенчатый реверсивный планетарный редуктор (рис. 3) фирмы BHS [3]. Редуктор имеет почти равные передаточные числа на переднем и заднем ходу ($u_{п.х} = 4{,}35$ и $u_{з.х} = 4{,}99$) и одинаковые по кинематическим параметрам и геометрическим размерам планетарные ступени. Внутреннее передаточное число каждой ступени равно 1,79. Отличаются ступени лишь числом сателлитов: в первой ступени их пять, во второй — семь, что позволяет выравнивать изгибные напряжения зубьев в ступенях.

Предлагаемый реверсивный редуктор имеет всего два колодочных тормозных механизма, масло к манжетам которых подается из гидравлического аккумулятора, рассчитанного на многократное маневрирование, что существенно облегчает управление редуктором. Тормозные механизмы установлены над эпициклом первой ступени, соединенным с солнечной шестерней второй ступени (передний ход), и над водилом первой ступени, соединенным с эпициклом второй ступени (задний ход) соответственно. Достоинство редуктора — отсутствие звеньев, вращающихся вхолостую, что свидетельствует о его высоком КПД.

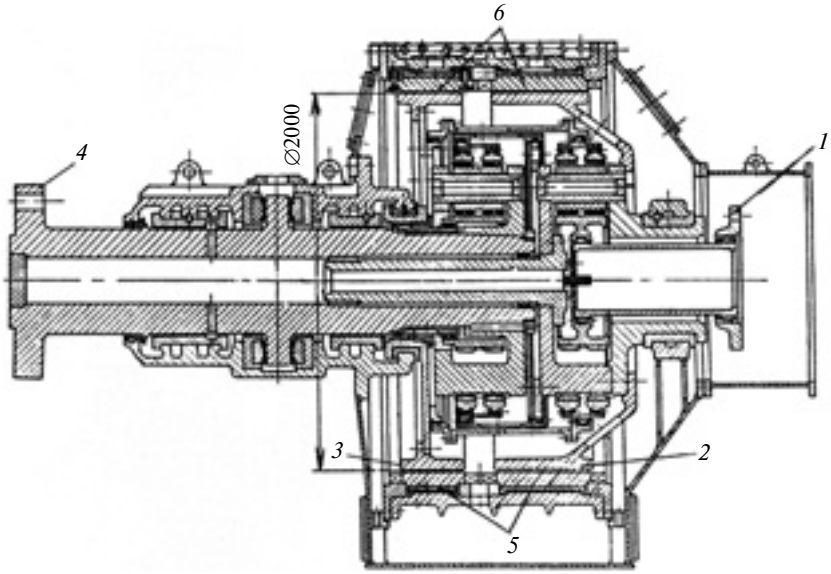


Рис. 3. Двухступенчатый планетарный реверсивный редуктор:
1 — зубчатая муфта ведущего вала; *2* и *3* — тормозные барабаны соответственно заднего и переднего хода; *4* — ведомый вал редуктора; *5* — резиновые манжеты; *6* — тормозные колодки

Планетарный реверсивный редуктор (см. рис. 3) рассчитан на передачу мощности 7,35 МВт на переднем ходу и 3,67 МВт на заднем ходу при частоте вращения ведущей солнечной шестерни 435 мин$^{-1}$. Частоты вращения ГВ 100/110 мин$^{-1}$ соответственно на переднем и заднем ходу.

Для более быстроходных дизелей в некоторых случаях можно использовать двухступенчатый дифференциально-планетарный редуктор (рис. 4) с $u = 15 \div 16$ [5]. Данный редуктор широко используется на отечественных атомных подводных лодках. Особенность этого редуктора — разделение передаваемой мощности на два потока, в результате чего вторая ступень передает лишь от 66 до 73 % полной мощности, а первая (быстроходная) ступень в отличие от обычных редукторов является ведомой, в которой ведомое звено (водило) непосредственно соединено с гребным валом.

Комбинированные судовые энергетические установки (СЭУ) ранее широко применялись в основном на ледоколах и буксирах, что обусловлено спецификой их работы — частым реверсом двигателей. Заметим, что пассажирские дизель- и турбоэлектроходы в единичных экземплярах существовали еще до войны, не считая дизель-электрических подводных лодок, но во второй половине XX в. эти СЭУ стали широко применять и на надводных боевых кораблях, что было связано с появлением работоспособных всережимных газовых турбин. При этом комбинированные установки выполняли как редукторного, так и безредукторного типов.

Последняя новинка безредукторной СЭУ — газотурбоэлектрическая установка для английского фрегата типа "45", состоящая из двух газовых турбин мощностью 22 МВт каждая, двух генераторов мощностью 21 МВт каждый и гребных электродвигателей. Особенность данной СЭУ — постоянная работа газовых турбин на всех режимах. Установка показала высокие качества при длительной эксплуатации и была использована на шести кораблях этого типа.

Если газовая турбина является ускорительной, т. е. включается на определенное время для достижения полного хода, возникает необходимость в редукторном агрегате. Наиболее удачна в этом случае конструкция Stoekicht'a (рис. 5) [4].

Редуктор такой комбинированной дизель-газотурбинной установки (ДГТУ) сторожевого корабля состоит из суммирующего редуктора непланетарного типа и

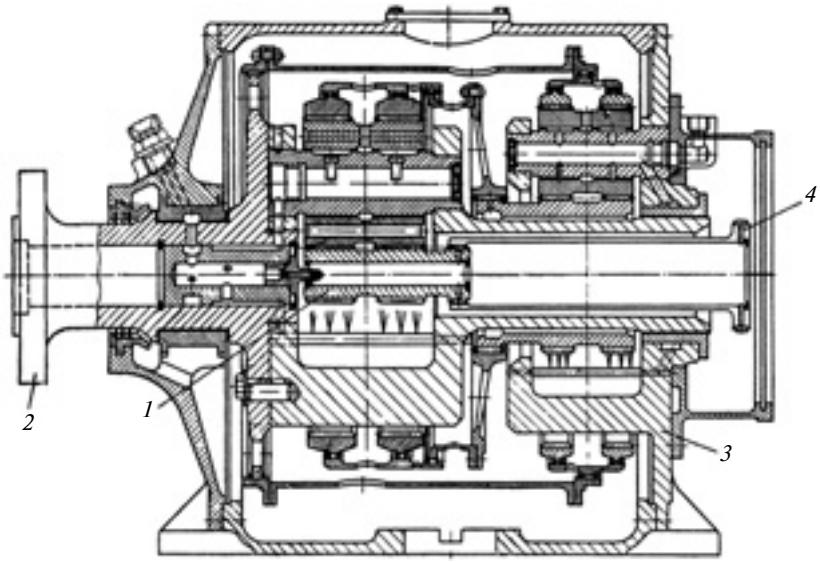


Рис. 4. Двухступенчатый планетарно-дифференциальный редуктор:
1 — солнечная шестерня первой (дифференциальной) ступени; *2* — ведомое водило первой ступени; *3* — остановленное водило второй ступени; *4* — зубчатая муфта солнечной шестерни первой ступени

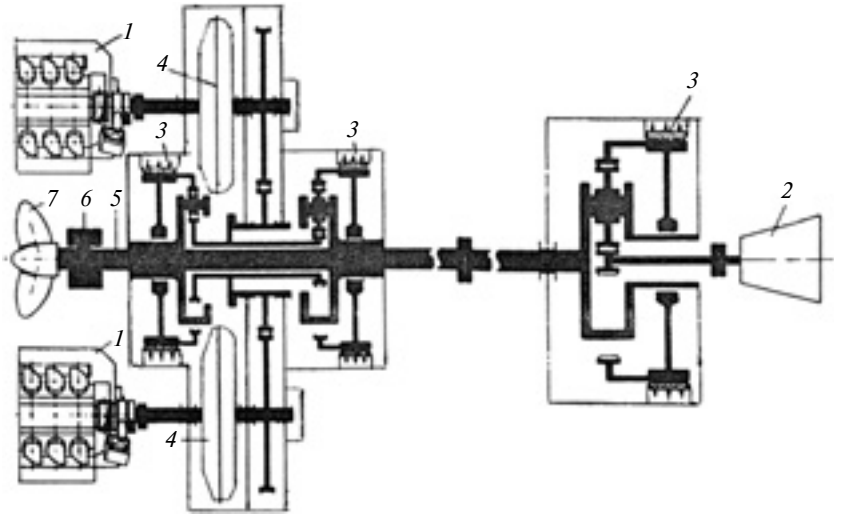


Рис. 5. Кинематическая схема дизель-газотурбинной установки с планетарными редукторами:
1 — СОД; *2* — газовая турбина; *3* — тормоз эпицикла планетарной ступени; *4* — гидромуфта; *5* — гребной вал; *6* — главный упорный подшипник; *7* — гребной винт

трех планетарных ступеней, каждая из которых имеет собственный тормозной механизм. Один из планетарных редукторов с остановленным эпициклом предназначен для включения газовой турбины и обеспечения полного хода корабля, два других редуктора, также с остановленными эпициклами, — для включения дизелей на крейсерский или полный ход. Следует отметить, что эпициклы планетарных ступеней соединяются не с корпусом редуктора, а каждый со своим тормозным барабаном, который вращается на отдельной шейке.

Газовая турбина мощностью 8,82 МВт включается в работу при затормаживании эпицикла своей планетарной ступени, передаточное число которой $u = 3680/375 = 9{,}813$. При отключении турбины движение корабля обеспечивается двумя дизелями мощностью 2,21 МВт каждый, работающими на суммирующий редуктор, планетарные ступени которого имеют передаточные числа: $u_{п.х} = 2{,}28$ (полный ход при работе дизелей и газовой турбины); $u_{к.х} = 3{,}4$ (крейсерский ход при работе только дизелей).

Подобной, но более мощной комбинированной ДГТУ были оснащены три фрегата ФРГ. В этой ДГТУ газовая турбина типа LV-2500 имеет мощность 24 МВт, а два дизеля развивают мощность 3,7 МВт каждый [6]. ДГТУ может работать на одном из трех режимов: с двумя дизелями, с газовой турбиной и двумя дизелями или только с газовой турбиной. В комбинированной ДГТУ используют винты с регулируемым шагом и двухскоростные редукторы с каждым дизелем. Но эта установка по сравнению с предыдущей (см. рис. 5) имеет большую массу — 170 т.

Паротурбинные (котлотурбинные) установки остались в основном на судах и кораблях постройки XX в. Подобные ПТУ могут проектироваться и для будущих ТЭЦ и ГРЭС.

Газотурбинные установки и комбинированные на их основе дизель-газотурбинные энергетические установки — достаточно шумные, поэтому применяются пока лишь на двух гражданских судах — "Капитан Смирнов" и "Парижская коммуна", а также на катерах и судах на воздушной подушке ("Зубр") и подводных крыльях ("Буревестник").

Так как ДУ тоже весьма шумные (в машинном отделении уровень шума достигает 120 дБ, что недопустимо по санитарным нормам), то при проектировании судов предусматривают максимальную автоматизацию ДУ и сокращают пребывание обслуживающего персонала в машинном отделении.

На больших современных пассажирских лайнерах перспективным представляется применение ГЭУ с СОД и реверсивными планетарными редукторами, так как они имеют лучшие массогабаритные параметры и стоимость [6]. Однако нельзя забывать, что СОД по ряду показателей уступают МОД. В частности, уровень шума СОД на 5÷—10 дБ больше, чем МОД, меньше его единичная мощность, хотя предельная мощность СОД, равная 16 МВт, совпадает с максимальной мощностью отечественного МОД типа 9ДКРН 80/160-4. При этом ресурс СОД меньше, чем МОД, но они имеют почти одинаковые удельные расходы топлива и масла. Кроме того, в отличие от МОД для СОД необходимо наличие отдельной масляной системы для смазывания редуктора — с меньшей температурой вспышки и менее вязким маслом, чем масло для двигателя.

Отмеченные недостатки СОД указывают направления улучшения конструкции СОД и их экономичности путем повышения давления впрыска топлива и максимального давления в цилиндре, повышения КПД в цилиндре, применения воды для охлаждения верхней части цилиндровой втулки, применения завихрения топлива и др.

Сравнение технических характеристик МОД 6RTA 58/170 фирмы Sulzer и СОД 7L 58/64 фирм Burmeister and Wain и MAN показало, что СОД относительно МОД имеет определнные преимущества: ниже затраты на техническое обслуживание (на 21 %) и установку (на 25 %); масса меньше более чем в 2 раза; однако больше

Параметр	МОД 6RTA 58/170 фирмы "Sulzer"	СОД 7L 58/64 фирм Burmeister and Wain и MAN
N, МВт	8,47	8,58
$n_в$, мин$^{-1}$	123	428
$n_{г.в}$, мин$^{-1}$	123	123
m, т	320	152
Уровень шума, дБ	90÷95	95÷105
Ресурс, тыс. ч	80÷100	20÷40
Удельная стоимость, руб/кВт	110÷150	40÷70

на 56 % стоимость масла, топлива на 1 % и эксплуатационные расходы на 0,6 %, ресурс в 2,5÷5 раз меньше; уровень шума у МОД несколько ниже (таблица).

Кроме того, использование планетарного реверсивного редуктора исключает необходимость применения ГВ с регулируемым шагом, даже для паротурбинных установок, особенно для газотурбинных ГЭУ.

Что же касается атомных установок, то они имеются только на военных кораблях (подводных лодках и авианосцах) и пяти оставшихся отечественных ледоколах. При этом предписывается их нахождение вдали от населенных пунктов, они не имеют право захода в порты. Поэтому построенное в США в конце 50-х годов XX в. пассажирское судно "Savanna" с атомным двигателем так и не вышло в море.

После серьезных аварий на советских атомных подводных лодках "Комсомолец" и "Курск" и катастроф на атомных электростанциях (Чернобыльская АЭС в СССР и АЭС "Тримайленд" в США) и аварии на японской АЭС "Фукусима-1" (2011 г.) использование атомных реакторов в судостроении поставлено под вопросом. Большой критике во всем мире подвергается и гражданское строительство атомных электростанций, что уже привело в Германии к частичному их закрытию и полному отказу от них к 2020 г. То же вероятно ожидает и атомное судостроение, так как отработавшие ядерные реакторы трудно утилизировать, как и отработанное ядерное топливо. В 1957 г. из-за взрыва одной емкости на горнообогатительном комбинате "Маяк" из опасной зоны пришлось переселить 700 тыс. человек.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Выбор** кинематической схемы редуктора крупнотоннажных судов / Л. Я. Иоффе, О. А. Пыж, А. С. Родин, Ю. А. Державец // Судостроение. 1970. № 1. С. 31—37.

2. **Державец Ю. А., Полуканин П. Н.** Состояние и развитие судового редукторостроения // Судостроение за рубежом. 1967. № 4. С. 48—56.

3. **Державец Ю. А.** Судовые планетарные редукторы // Судостроение. 1961. № 7. С. 66—71.

4. **Державец Ю. А., Полуканин П. Н.** Планетарные редукторы в судовых дизельных и комбинированных дизель-газотурбинных установках // Судостроение. 1965. № 10. С. 38—43.

5. **Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Л. Г.** Конструкции и расчет зубчатых редукторов: Справочное пособие. Л.: Машиностроение, 1971. 328 с.

6. **Судовые** энергетические установки. Судовые дизельные установки / В. К. Румб, Г. В. Яковлев, Г. И. Шаров и др. СПб.: СПб ГМТУ, 2007. 622 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **60264**.

Цикл статей
"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"
(под общей редакцией академика Российской инженерной академии и академии космонавтики, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.43

В. А. КОЧЕНОВ, канд. техн. наук (НГСХА), В. В. ГОЕВА,
Н. Е. ГРИШИН, С. С. КАЗАКОВ (НГИЭИ, г. Нижний Новгород),
e-mail: cheriraida@mail.ru

Зависимость долговечности и износостойкости трибосопряжений от формы поверхностей пары трения. Совершенствование измерений компрессии ДВС

На основе анализа методов восстановления поршневых двигателей установлено влияние форм поверхностей пары трения на долговечность и износостойкость трибосопряжения. Найдены закономерности изменения внутрицилиндрового давления газов. Усовершенствован способ измерения компрессии двигателей.

Ключевые слова: трибосопряжение, приработка, работоспособность, восстановление, долговечность, износостойкость, компрессия.

The influence of surface shapes of friction couple on durability and wear resistance of tribocoupling is determined basing on the analysis of recovery methods for piston engines. The behaviors in changing of gas pressure in cylinders are detected. The measurement method of engine compression is improved.

Keywords: tribocoupling, breaking-in, working ability, recovery, durability, wear resistance, compression.

Многофакторные задачи по обеспечению долговечности и износостойкости трибосопряжений поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) даже в упрощенной и дифференцированной постановке невозможно решить только теоретически. Главная проблема — изменения свойств деталей и сопряжений в процессе эксплуатации, которые трудно поддаются математическому анализу. Поэтому в двигателестроении важное место занимают эмпирические методы. Выявить ошибки проектирования и изготовления ДВС можно только при испытаниях опытных образцов в условиях эксплуатации. Это довольно затруднительно, так как для получения количественных данных нужны длительные испытания, для обеспечения их достоверности требуется большое число опытных образцов, а для оценки эффективности решений цикл испытаний должен повторяться. Чтобы сократить время и средства на проведение испытаний, следует оценивать адекватность проектирования, исходя из известных данных долговечности и износостойкости серийных двигателей. К таким данным относятся результаты использования промышленно апробированных методов восстановления работоспособности поршневых двигателей.

Суть восстановления работоспособности трибосопряжений отражена на рис. 1. При выработке ресурса τ_2, ограниченного предельным зазором S_2, выполняется восстановление, компенсирующее износ и сохраняющее приработанные параметры сопряжения. Восстановленное сопряжение снова эксплуатируется (кривая S'), отличаясь от нового меньшими зазором ($S'_1 < S_1$) и временем прирабатывания ($\tau'_1 < \tau_1$), что обусловлено уже имеющимся износом, в результате которого трущиеся поверхности приобрели приработанные параметры.

Восстановление подшипниковых сопряжений заключается в подтяжке или замене вкладышей (рис. 2). Подтяжка применяется при действии на вал сил тяжести, натяжения ременных и цепных передач, т. е. сил $P_т$, имеющих постоянное направление относительно подшипника (рис. 2, *а—в*). Вновь изготовленное сопряжение характеризуется малой площадью скольжения трущихся поверхностей и в рабочем положении является несоосным — ось подшипника (O_3) не совпадает с осями вала (O_1) и вращения (O_2) (см. рис. 2, *а*). В процессе прирабатывания форма подшипника изменяется, увеличивается пло-

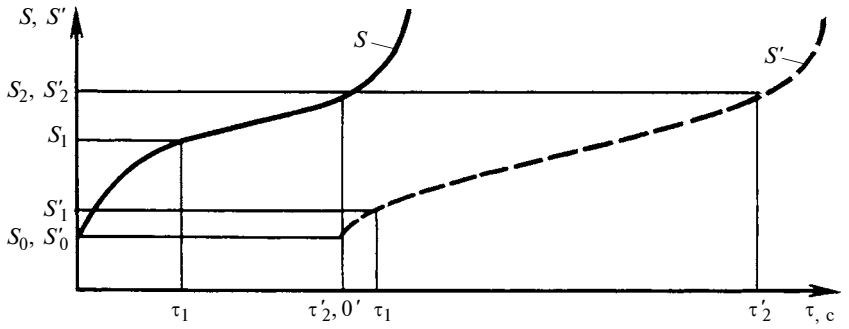


Рис. 1. Зависимости зазоров S и S' от наработки τ соответственно нового и восстановленного сопряжений в начале эксплуатации (S_0 и S_0'), по окончании приработки (S_1 и S_1') и в начале аварийного изнашивания (S_2 и S_2')

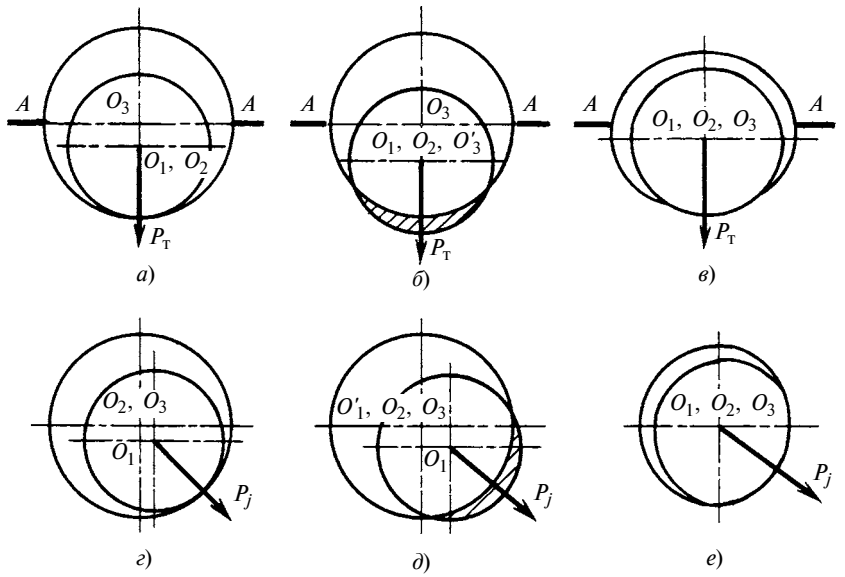


Рис. 2. Последовательности восстановления работоспособности подшипниковых узлов скольжения подтяжкой (*а—в*) и заменой вкладышей (*г—е*)

щадь скольжения и ось образовавшейся трущейся поверхности подшипника оказывается в точке O_3' (см. рис. 2, *б*), совпадающей с точками O_1 и O_2, т. е. в рабочем положении узел трения становится соосным. Восстановление работоспособности заключается в удалении из разъема *А—А* части прокладок (см. рис. 2, *в*). Подтяжка, компенсируя износ, не уменьшает площадь скольжения и не нарушает достигнутую при предыдущем прирабатывании соосность трибосопряжения.

Замена вкладышей применяется, если основными силами являются силы P_j инерции, т. е. силы, имеющие постоянное направление относительно вала (см. рис. 2, *г—е*). Узел скольжения является несоосным — ось вала (O_1) не совпадает с осями подшипника (O_3) и вращения (O_2) (см. рис. 2, *г*). В процессе изнашивания образуется новая форма трущейся поверхности вала с осью O_1', увеличивается площадь скольжения и достигается соосность узла трения (см. рис. 2, *д*). Приработка происходит вследствие износа вала. Заменой вкладышей износ компенсируется (уменьшается зазор) практически без нарушения площади скольжения и соосности сопряжения.

Эффективность восстановления работоспособности цилиндропоршневой группы (ЦПГ) заменой поршневых колец без замены цилиндров исследовали на двигателе ЗМЗ-402. В двух цилиндрах заменили поршни и поршневые кольца, в двух других — только кольца. В цилиндрах со старыми поршнями приработка происходила интенсивнее. По окончании холодной обкатки компрессия в цилиндрах со старыми поршнями была выше, чем в цилиндрах с новыми поршнями (рис. 3). Эффективность восстановления работоспособности цилиндров обусловлена бóльшим соответствием геометрических параметров трибосопряжений со старыми поршнями приработанным значениям по сравнению с сопряжениями с новыми поршнями.

Следовательно, проектирование с учетом приработанных трибосопряжений весьма актуально, так как это повышает долговечность и износостойкость двигателей.

Простота измерения компрессии способствует использованию этого показателя как основного критерия при оценке состояния двигателя и дефектности трибосопряжений ЦПГ. Недостатком компрессии является многофак-

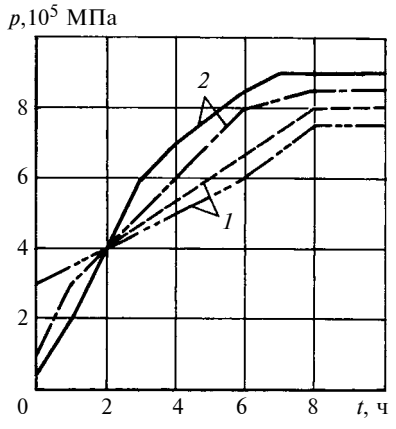


Рис. 3. Зависимости компрессии p от времени t в процессе холодной обкатки двигателя с новыми (*1*) и старыми (*2*) поршнями

торность внутрицилиндрового давления газов, обусловливающая большой разброс данных как в ходе измерения, так и при эксплуатации ДВС. Рассмотрим результаты экспериментального исследования: зависимости компрессии двигателя ЯМЗ-236 от смазывания, частоты вращения коленчатого вала, степени сжатия газов. Изменения компрессии в зависимости от зазоров в клапанах газораспределительного механизма не выявлено.

Существенное влияние на компрессию оказывает интенсивность смазывания деталей ЦПГ, изменяющаяся в процессе эксплуатации ДВС. При изнашивании и увеличении зазоров в трибосопряжениях, смазываемых под давлением, в них уменьшаются гидродинамические потери, увеличивается количество смазочного материала, прокачиваемого через систему, повышается плотность масляного тумана в картере двигателя. Масляный туман повышает нагрузку на маслосъемные кольца, а при их изнашивании увеличивает интенсивность смазывания компрессионных пар трения кольцо—цилиндр и кольцо—поршень. Износы и увеличение зазоров в компрессионных парах компенсируются смазочным материалом, улучшающим герметизирующие свойства трибосопряжений. При определенных условиях влияние смазывания превосходит влияние изнашивания и приводит к нарушению закономерно убывающей в процессе эксплуатации компрессии.

Чтобы устранить последствия изменения процесса смазывания на разных этапах эксплуатации ДВС, следует уменьшить зависимость компрессии от изменений в смазочной системе двигателя. Были получены и сопоставлены данные компрессии при работающей в штатном режиме выключенной смазочной системе двигателя, что обеспечивалось отключением масляного насоса для снижения влияния смазочной системы двигателя на уплотняющие свойства трибосопряжений. Без "лишнего" смазочного материала компрессия снижается и больше зависит от износов деталей ЦПГ.

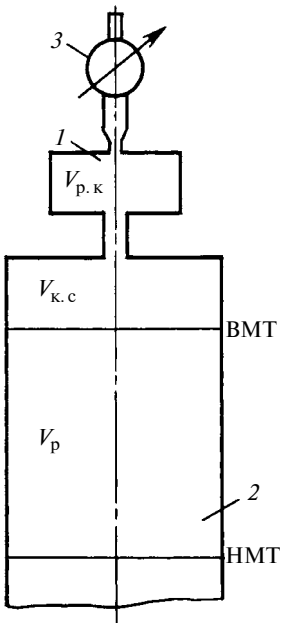


Рис. 4. Схема измерения компрессии дизеля

Компрессия ДВС зависит от частоты n вращения коленчатого вала. С увеличением n повышается температура внутрицилиндровых газов и сокращается время утечек газов из цилиндра, что увеличивает компрессию. Разброс значений частоты вращения коленчатого вала в ходе измерения компрессии имеет случайный характер, так как зависит от зарядки аккумулятора, состояния стартера, температуры и механических потерь в двигателе. Экспериментально выявлена зависимость компрессии p_1 от частоты n вращения коленчатого вала.

В процессе эксплуатации из-за нагара и отложений сажи в камере сгорания степень ε сжатия газов увеличивается, увеличивая компрессию. Для снижения влияния нагара необходимо увеличить камеру сгорания и уменьшить нагар. При уменьшении степени сжатия компрессия меньше зависит от частоты вращения коленчатого вала. На основании выявленной закономерности предлагается усовершенствованный способ измерения компрессии дизелей.

Особенность уже применяемых способов измерения компрессии ДВС заключается в непосредственном соединении цилиндра и манометра. Предлагаемый способ измерения компрессии дизелей основывается на измерении внутрицилиндрового давления манометром *3*, соединенным с цилиндром *2* через расширительную камеру *1* (рис. 4). Внутрицилиндровое давление регулируется объемом камеры, изменяющей степень сжатия газов:

$$\varepsilon = V_р/(V_{к.с} + V_{д.к}),$$

где $V_р$ — рабочий объем ЦПГ; $V_{к.с}$ — объем камеры сгорания; $V_{д.к}$ — объем расширительной камеры.

Снижение степени сжатия газов для измерения внутрицилиндрового давления позволяет использовать манометр с меньшими диапазоном значений и погрешностью измерения, а также уже известные статистические данные по диагностике и дефектации бензиновых ДВС.

Разработанный способ обеспечивает высокую точность измерений, обусловленную зависимостью компрессии от износа, уменьшает разброс данных, вызванный изменением частоты вращения коленчатого вала и количества нагара в камере сгорания, унифицирует диагностику и дефектацию трибосопряжений ЦПГ, отличающихся степенью сжатия, применяется и для дизелей, и для бензиновых ДВС.

УДК 621.89.017

С. А. ЛАРИОНОВ, Ю. А. ВЛАСОВ, кандидаты технических наук, Ю. С. САРКИСОВ, д-р техн. наук (Томский государственный архитектурно-строительный ун-т), В. Б. АНТИПОВ, Ю. И. ЦЫГАНОК, кандидаты физико-математических наук (Сибирский физико-технический ин-т при Томском ГУ), Ю. В. МЕДВЕДЕВ, д-р физ.-мат. наук (НТЦ "Конверсия" при Томском ГУ), e-mail: yury2006@yandex.ru

Получение, идентификация и применение наноуглеродных материалов в триботехнических системах транспортных машин

Рассмотрен способ получения наноуглерода путем разложения углеводородного газа при атмосферном давлении без катализаторов. Исследовано его влияние на улучшение антифрикционных, противоизносных и противозадирных свойств смазочного материала.

Ключевые слова: наноуглерод, испытания, смазочный материал, трение, изнашивание.

The production process of nanocarbon by carbureted hydrogen gas decomposition at atmospheric pressure without a catalyst is considered. The influence of nanocarbon on improvement of antifriction, antiwear and antiscuff properties of a lubricant is investigated.

Keywords: nanocarbon, tests, lubricant, friction, wear.

Сегодня наноматериалы и нанотехнологии находят широкое применение в различных областях науки и техники [1]. В материаловедении меняется парадигма синтеза материалов с заданными свойствами: от методологии Курнакова "состав—структура—свойства" до современной методологии "состав—структура—организация—функция—свойства—поведение" [2], дополняемой такими понятиями, как "размер", "дисперсность", "форма", "кривизна", "протяженность" и др., что характерно для нанообъектов как металлической, так и неметаллической природы [3]. Наибольшее применение находят неметаллические наноматериалы на основе углерода и кремния. Особое внимание уделяется нанодисперсному углероду, представленному такими формами, как нанотрубки, фуллерены, наноалмазы и т. п.

Большое число публикаций, ссылки на которые можно найти в работе [4], посвящено фуллеренам. Методы получения углеродных нанотрубок, их строение и физико-химические свойства подробно рассмотрены в работе [5]. Рынок наноуглерода устойчиво расширяется и по различным прогнозам его объем выпуска в год в стоимостном выражении в 2014 г. достигнет от 1 до 5 млрд евро, т. е . до 200 000 т.

Один из способов получения наноуглерода — плазменное разложение углеводородного газа, чаще всего метана, составляющего основу природного газа [6—8]. В отличие от известных способов [9], в предлагаемом способе СВЧ плазменного синтеза наноструктур из углеводородных газов исключается целый ряд усложняющих компонентов. Процесс проходит при атмосферном давлении без катализатора, плазмообразующего газа, ферритовой развязки между генератором и плазменным реактором (плазмотроном). Структурная схема и общий вид экспериментальной установки, выполненной на базе магнетрона от микроволновой печи, приведены на рис. 1.

В состав установки входят: магнетрон с источником питания, резонансная система с разрядным промежутком, устройство подачи газа, узел сбора готового продукта. Резонансная система обеспечивает устойчивую работу магнетрона при любых вариациях импеданса в разрядном промежутке, что исключает дорогостоящую ферритовую развязку. Подробно устройство и принцип действия установки описаны в работе [10].

Углеродный продукт обладает высокой чистотой (99,9 %), содержит до 90 % наноструктур — многослойные нанотрубки диаметром до 50 нм и более мелкие чешуйчатые структуры (рис. 2).

Рентгенофазный анализ показал, что в получаемом продукте преобладают структурные элементы — нанотрубки с поперечным сечением до

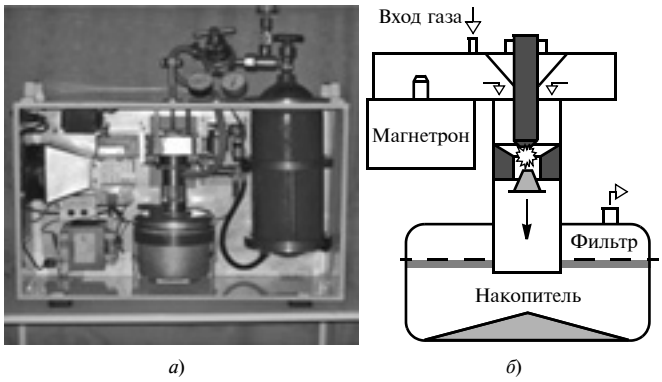


Рис. 1. Установка для плазменного синтеза наноструктур из углеводородных газов (*а*) и ее структурная схема (*б*)

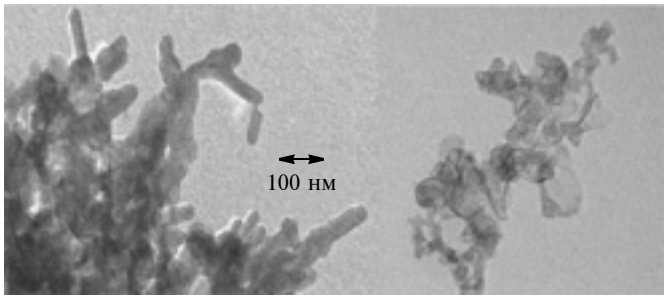


Рис. 2. Микрофотография углеродного продукта

20 нм. Удельная поверхность составляет от 70 до 170 м^2/г, что свидетельствует о наличии структурных элементов порядка 10÷20 нм. О фракционном составе углеродного продукта можно судить по результатам термогравиметрии. В сравнении с эталонными образцами углеродной сажи и наноалмазов (начало сгорания при температуре 400÷450 °С) углеродный продукт плазменного СВЧ разложения газа оказывается более термостойким. Пики удельного тепловыделения различных фракций наблюдаются при температурах 650, 780, 970 и 1100 °С, что свидетельствует о явно выраженном кристаллическом строении получаемого продукта с устойчивыми межатомными связями. Спектроскопия электронного парамагнитного резонанса (ЭПР) показала отсутствие парамагнитных примесей.

Средняя производительность установки, выполненной на базе магнетрона мощностью 800 Вт, при разложении метана составляет не менее 12 г/ч при потреблении 1200 Вт. По энергии разложения молекул метана установлено, что не менее 40 % СВЧ энергии расходуется на образование углерода. Коэффициент утилизации составляет не менее 20 %. Высокий выход углеродного продукта делает данную технологию перспективной для промышленного применения, поскольку практический интерес представляют процессы с выходом углерода более 10 %. Наряду с углеродом имеют определенную ценность газообразные продукты реакции, прежде всего водород и ацетилен. На каждый килограмм полученного углерода приходится около 2 м^3 водорода в выходной газовой смеси. Дополнительно водород образуется при попутной реакции разложения метана на водород и ацетилен: по данным газовой хроматографии в выходном газе содержится до 37 % водорода и до 6 % ацетилена.

Для данной установки экспериментально установлен оптимальный расход газа: 300÷400 л/ч. Примерно такой же расход газа обеспечивает выработку электроэнергии для питания магнетрона. Таким образом, в местах сепарации попутного газа можно практически без затрат организовать производство наноуглерода, если не считать расходы на амортизацию и техническое обслуживание.

Характерной особенностью наноструктурных материалов является их способность влиять на трибологические свойства смазочных материалов [11]. В связи с этим особый интерес представляют исследования модифицирующих свойств углеродного наноматериала (УНМ) относительно производства моторных и трансмиссионных масел.

Данные исследования заключаются в трибологических испытаниях чистых масел и масел, модифицированных УНМ. Смазочные материалы оцениваются по следующим показателям:

относительный момент $\Delta M_{тр}$ трения;

несущая способность (по критической нагрузке $F_{сх}$) в момент схватывания образцов;

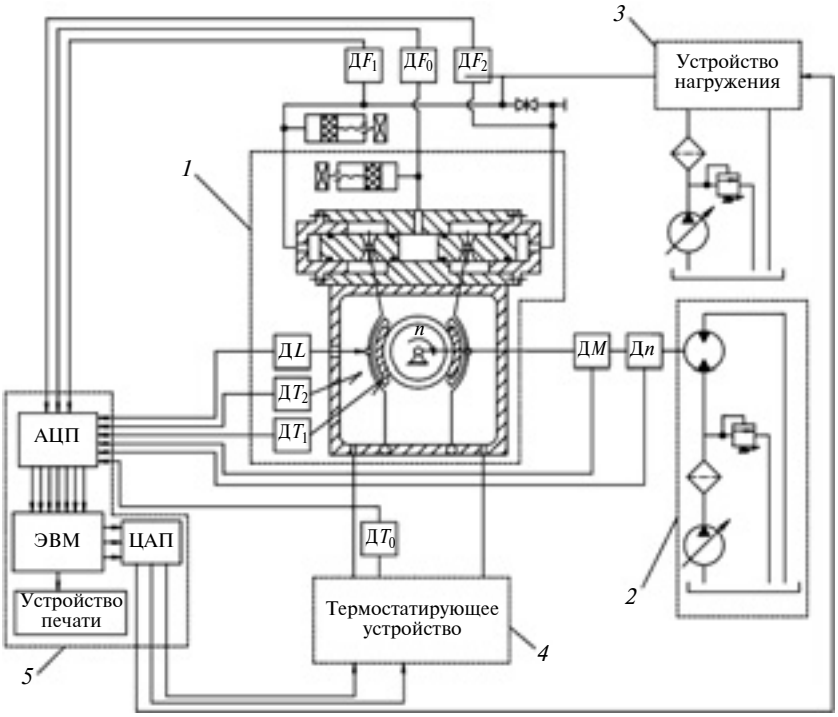


Рис. 3. Принципиальная схема триботехнического комплекса ТК-2:
1 — машина трения; *2* — гидравлический привод; *3* — система нагружения; *4* — система циркуляции и терморегуляции; *5* — система управления; ДF_0—ДF_2 — датчики давления; ДT_0—ДT_2 — датчики температуры; ДL — датчик линейного перемещения; ДM — датчик крутящего момента; Дn — датчик частоты вращения образца трения; ЦАП − цифро-аналоговый преобразователь; АЦП − аналогово-цифровой преобразователь

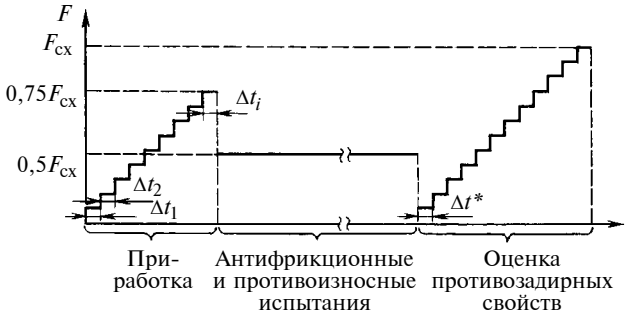


Рис. 4. График испытаний смазочных материалов

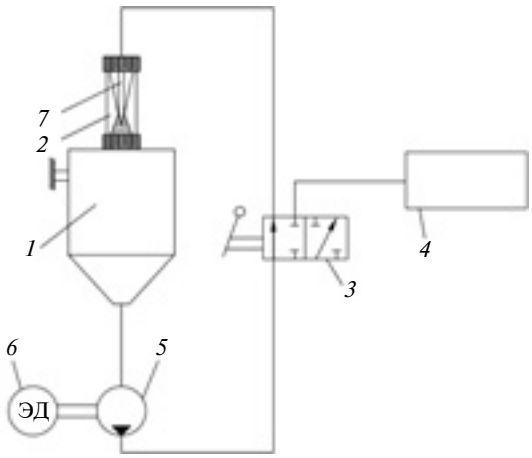


Рис. 5. Принципиальная схема установки для добавления УНМ в смазочный материал:
1 — бак; *2* — диспергатор; *3* — переключатель; *4* — камера трения; *5* — гидронасос; *6* — электродвигатель; *7* — игольчатый регулятор

суммарные потери массы образцов (Δm) — противоизносное свойство.

Исследования выполняли на специализированном триботехническом комплексе ТК-2 (рис. 3) по плану факторного эксперимента. Оценивали антифрикционность, износостойкость и задиростойкость смазочных материалов. В камере трения комплекса ТК-2, погружаемой в смазочный материал, [12, 13] вращающийся ролик взаимодействует с неподвижной колодкой под избыточным давлением 0,05÷0,2 МПа.

При испытаниях использовали моторное масло М-8$Г_2$(к) (ГОСТ 8581—78), применяемое в дизелях, и трансмиссионное масло ТСП-15К (ГОСТ 23652—79), в которых имеется полный комплекс присадок, обеспечивающих хорошие смазывающие свойства и надежную защиту от изнашивания пары трения. Они широко применяются в узлах трения различных машин.

Ролики для испытаний изготовляли из стали 15Х (60 *HRC*), а колодки — из стали 3сп (37 *HRC*). Параметр шероховатости поверхностей пары трения Ra = 0,63 нм. Контурная площадь касания образцов составила 0,55 см^2.

Скорости скольжения в смазочной среде для испытуемых чистых и модифицированных масел соответственно составили 3,95 и 2,61 м/с. Нормальная нагрузка на образец для моторного масла составляла 463÷498 Н при времени испытания 120 мин, для трансмиссионного масла ТСП-15К — 180 Н при времени испытания 37 мин.

При антифрикционных и противозадирных испытаниях образцы нагружали от 0 до 1850 Н (до схватывания).

Оценки противоизносных и антифрикционных свойств, а также нагрузочной способности смазочного материала предусматривали приработку пары трения до достижения момента $M_{тр}$ трения, соответствующего стационарному режиму работы сопряжения. При этом приработку осуществляли при ступенчатой нагрузке, не превышающей $0{,}75\Delta F_{сх}$ (рис. 4).

Противоизносные испытания проводили при постоянной нагрузке $F_н$ на образцы с измерением масс пар трения в момент, соответствующий окончанию приработки пары трения. Путь трения определяли по времени.

Для равномерного распределения частиц УНМ по объему масла использовали кавитационное перемешивание с помощью диффузорного диспергатора (рис. 5), который обеспечивал микровзрывы газовых пузырьков в смазочном материале, что способствовало перемешиванию УНМ и масла. Смесь масла с УНМ в камеру трения комплекса ТК-2 подавалась через трубопровод.

Сигналы с датчиков камеры трения поступают на микроконтроллер системы управления, состоящий из аналого-цифрового и цифро-аналогового преобразователей. На рис. 6 представлен пример полученных результатов, анализ которых показал следующее.

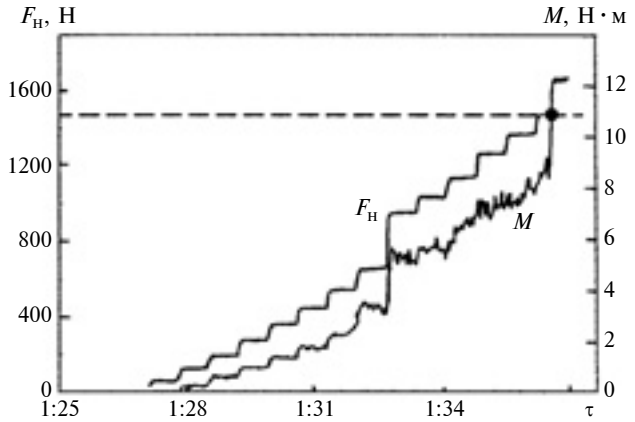


Рис. 6. Пример результатов исследований

При добавлении 0,1 % УНМ в моторное масло М-8$Г_2$(к) не наблюдалось улучшения антифрикционных свойств смазочного материала, так как добавка работала как приработочный материал, формируя однородную структуру трибосопряжения. При добавлении 0,3 % УНМ антифрикционные свойства базового масла при нагрузках до 600 Н улучшались, имела место самоорганизация пары трения и стабилизация момента трения [14, 15]. Кроме того, повышались противоизносные свойства смазочного материала.

Испытания на противозадирные свойства выявили улучшения несущей способности трибосопряжений при добавлении УНМ в моторное масло. Наибольший эффект добавка УНМ оказывает на трибологические характеристики трансмиссионного масла.

На начальном этапе работы при подаче в пару трения трансмиссионного масла ТСП-15К с добавкой 0,1 % УНМ в трибосопряжении формируется однородная структура поверхностных слоев сопрягаемых деталей. При увеличении добавки УНМ до 0,3 % улучшаются антифрикционные свойства масла — имеет место самоорганизация пары трения и стабилизация момента трения так же, как и у моторного масла. При этом показатели антифрикционных свойств смазочного материала улучшились на 49 %, а среднее значение момента трения на протяжении всего цикла испытания составило 0,29 Н · м.

Добавка 0,1 % УНМ улучшает показатели противоизносных свойств базового масла более чем на 98 %, при этом потери суммарной массы образцов составили 0,0088 г.

Испытания на противозадирные свойства показали улучшение несущей способности пары трения при использовании масла с добавлением 0,3 % УНМ, при этом несущая способность базового масла увеличивалась на 173 %.

Полученные результаты показали, что применение УНМ позволяет улучшить противоизносные и антифрикционные свойства масел М-8Г2(к) и ТСП-15К, а также повысить несущую способность пары трения.

Для оптимизации концентрации присадок на основе УНМ в смазочном материале требуются дополнительные исследования, приближенные к конкретным условиям эксплуатации пар трения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Нанотехнологии.** Азбука для всех / Под. ред. Ю. Д. Третьякова. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2009. 368 с.
2. **Соколов В. И., Станкевич И. В.** Фуллерены — новые аллотропные формы углерода: структура, электронное строение и химический состав // Успехи химии. 1993. Т. 62. Вып. 5. С. 455—473.
3. **Елецкий А. В.** Углеродные нанотрубки / Успехи физических наук. 1997. Т. 167. Вып. 9. С. 945—972.
4. **Ивановский А. Л.** Моделирование нанотубулярных форм веществ // Успехи химии. 1999. Т. 68. Вып. 2. С. 119—135.
5. **Раков Э. Г.** Методы получения углеродных нанотрубок // Успехи химии. 2000. Т. 69. Вып. 1. С. 41—59.
6. **Пат. 2317943 Рос. Федерации:** МПК С 01 В 3/26. Способ получения углерода и водорода из углеводородного газа и устройство для его осуществления.
7. **Получение** углерода и водорода из природного газа под действием СВЧ-излучения / А. Г. Жерлицын, В. П. Шиян, Ю. В. Медведев и др. // Изв. вузов. Физика. 2009. № 11/2. С. 356—360.
8. **Пат. 2390493 Рос. Федерации:** МПК С 01 В 31/02. Устройство для получения углерода и водорода из природного газа.
9. **Пат. 2393988 Рос. Федерации:** МПК С 01 В 31/00. Устройство для плазмохимической конверсии углеводородного газа.
10. **Получение** наноуглеродных структур из природного газа в плазме СВЧ-разряда / В. Б. Антипов, Ю. В. Медведев, С. А. Фирсов, Ю. И. Цыганок // Докл. Томского гос. ун-та систем управления и радиоэлектроники. 2011. № 2(24). Ч. 2. С. 7—9.
11. **Терентьев В. Ф., Еркаев Н. В., Докшанин С. Г.** Трибонадежность подшипниковых узлов в присутствии модифицированных смазочных композиций. Новосибирск: Наука, 2003. 142 с.
12. **Пат. на полезную модель 32602 Рос. Федерации:** МПК^7 G01 N3/56. Автоматизированный комплекс для триботехнического контроля смазочных свойств рабочих жидкостей и исследования фрикционно-износных свойств конструкционных материалов.
13. **Пат. на полезную модель 43974 Рос. Федерации:** МПК^7 G01 N3/56. Устройство нагружения к машине трения.
14. **Ресурсосберегающие** технологии повышения качества и долговечности деталей узлов и механизмов на нано-, мезо- и макроуровнях / Ю. С. Саркисов, В. А. Аметов, И. А. Курзина, Ю. А. Власов // Изв. Томского политех. ун-та. 2010. Т. 316. № 2. С. 5—12.
15. **Власов Ю. А., Саркисов Ю. С., Тищенко Н. Т.** Самоорганизация системы "машина—масло". Технологии упрочнения, нанесения покрытий и ремонта: теория и практика. Ч. 1 // 14-я Междунар. науч.-практич. конф. СПб.: Изд-во Политехнического ун-та, 2012. С. 79—85.

УДК 621.793:669.058

А. И. САДЫХОВ, д-р техн. наук, Ф. М. ШИРЗАДОВ (АзТУ), e-mail: a_sadixov05@rambler.ru

Нанесение износостойких покрытий и модификация поверхностей методом TIG

Рассмотрены способы повышения стойкости к изнашиванию и коррозии основного материала и восстановление изношенных поверхностей путем нанесения специального покрытия и модификации методом TIG. Проанализированы твердость и микроструктура нанесенных покрытий и модифицированного материала относительно трибологических свойств.

Ключевые слова: покрытие, трибология, аргонодуговая сварка, расплавление, метод TIG-сварки, модификация.

The ways of improvement of wear and corrosion resistance of parent material and worn-out surfaces restoration by application of special coating and their modification by TIG method are considered. Hardness and microstructure of the applied coatings and the modified material, regarding tribological properties, are investigated.

Keywords: coating, tribology, argon arc welding, meltdown, TIG welding method, modification.

Выбор материала, вида обработки поверхности и обеспечение смазочного слоя — основные факторы, влияющие на интенсивность изнашивания контактирующих поверхностей. Критерием выбора являются наименьшие коэффициент трения и износ пары — параметры, зависящие от прочности материала, трибологических свойств поверхности, механической и химико-термической обработок, которые должны быть экономически рациональными [1—6].

Задачу повышения износостойкости материалов конструкторы решают еще на этапе процессов литья или обработки поверхности. Конечный этап — нанесение покрытий, наиболее затратный и самый значимый относительно обеспечения качества. Поэтому часто в качестве основного выбирают самый дешевый материал и на него наносят износостойкое покрытие.

Исследования показали, что легированные материалы по сравнению со сталями обладают большей износостойкостью, но в целях экономии мало применяются для изготовления деталей машин. Нанесение покрытий снижает затраты на материалы, но при этом значительно повышаются затраты на механическую обработку. Поэтому затраты, связанные с нанесением твердых покрытий на ответственные детали и применением дорогостоящей обработки, должны быть сопоставимы с экономическим эффектом при эксплуатации.

Нанесение легированных хромом покрытий для повышения долговечности деталей целесообразно в случае временного отсутствия смазывания контактирующих поверхностей, например при больших скоростях скольжения и нагружениях. Эти покрытия, обладая высокой химической активностью и адсорбционными свойствами (в 4—5 раз большими, чем у сталей), при недостаточном смазывании защищают сопрягающиеся поверхности от сухого трения. Материалы с высоким содержанием хрома пригодны и для наплавки. Соединяясь с кислородом и азотом при образовании сварного шва, они препятствуют появлению впадин и пустот. Образующиеся при этом окись хрома и нитридные соединения повышают трибологические свойства поверхностей.

В качестве основного материала для нанесения покрытий использовали чугун EN-GJV-400 и низколегированную сталь 42Cr4 (табл. 1).

Физико-механические, технологические и эксплуатационные свойства покрытий зависят от содержания в них легирующих элементов и их микроструктуры. Электроды и проволоку для нанесения покрытий выбирали в зависимости от условий эксплуатации деталей: контактных напряжений; смазывания; возможности коррозии; наличия уда-

Таблица 1

Основной материал	Содержание элементов в покрытии, %						
	C	Si	Al	Mn	Cr	Cu	Ni
Чугун EN-GJV-400	2,7÷3,8	0,5÷2,9	<0,1	0,2÷0,6	<0,1	0,6÷1,0	0,2÷0,8
Сталь 42Cr4	0,4	0,3	—	0,6	1,0	—	<0,3

ров и абразивной среды [7]. Твердость покрытия, нанесенного методом TIG с использованием проволоки UTP A DUR 600, составила 55 *HRC*. Состав проволоки: 0,5 % Cr, 3 % Si, 0,5 % Mn, 9,5 % Cu, остальное Fe. Состав покрытий, полученных с использованием электродов, и их теоретическая твердость приведены в табл. 2.

Эффективность покрытий с высоким содержанием легирующих элементов определяется не только повышением долговечности и надежности деталей, но и производственными затратами и затратами на ремонт [8].

Для восстановления изношенных и получения износостойких поверхностей предлагается нанесение покрытий электродным и сварочным TIG методами и их совместное применение. Выбор сварочной технологии обусловлен получением высокого качества покрытия и уменьшением объема механической обработки.

Условия проведения экспериментов:

расплавление поверхности и наплавку осуществляли аппаратами для электродуговой сварки Messer Griesheim и TIG Navigator 240 AC/DC;

использовали образцы чугунные размером $30 \times 25 \times 15$ мм, стальные размером $25 \times 50 \times 10$ мм и один образец размером $30 \times 40 \times 400$ мм;

покрытия наносили электродным и сварочным TIG методами, технологию TIG использовали для поверхностного расплавления (нанесение покрытий и сварку TIG проводили при постоянном токе и нормальной температуре);

покрытия, нанесенные на поверхность электродами, подвергали расплавлению методом TIG;

при сварке методом TIG в качестве защитного газа использовали аргон;

исследовали микроструктуру и твердость поверхностного слоя. Для лучшего выявления микроструктуры легированные хромом материалы подвергали травлению beraha-1, а сталь, чугун и низколегированные стали — нитридом и пикриновой кислотой.

В зависимости от наносимого покрытия и марки электрода отрицательный полюс сварочного аппарата присоединяли или к электроду, или к основному материалу образца. Электроды, покрытые щелочным металлом, присоединяли к положительному полюсу, покрытые рутилом — к отрицательному.

Сваркой наносили однослойное покрытие электродом диаметром 4 мм при постоянном токе в горизонтальном положении. Высота сварного шва 2÷3 мм. Условия сварки приведены ниже:

Сварочный электрод . . .	UTP 81 на основе Fe	UTP 87 специальный без Ni	UTP 7100, покрытый рутилом	UTP Ledurit, покрытый рутилом	UTP A DUR 600, покрытый щелочным металлом	T590
Ток, А	110	110	140	170	160	200

При нанесении покрытий методом TIG использовали проволоку UTP A DUR 600 диаметром 32 мм. Условия сварки: ток постоянный — 30÷130 А; толщина шва — менее 3 мм, ширина — 5÷6 мм; скорость сварки — 50÷130 мм/мин; частота колебаний сварочной головки — 20÷40 мин$^{-1}$; расстояние электрода от поверхности — 2÷2,5 мм; подача аргона — 8 л/мин.

Условия нанесения покрытия электродом с расплавлением методом TIG: постоянный сварочный ток — 80÷145 А; ток для нагрева перед расплавлением — 20÷40 А; высота шва — менее 3 мм, ширина — 5÷7 мм; скорость сварки — 40÷70 мм/мин, частота колебаний сварочной головки — 20÷70 мин$^{-1}$; расстояние электрода от поверхности — 2÷3,5 мм; подача аргона — 6 л/мин.

В целях изменения параметров сварного шва и свойств материала после сварки электродом поверхность подвергали расплавлению методом TIG, в результате полностью или частично устранялись трещины, поры, геометрические погрешности. Одновременно образец термически обрабатывали для получения мелкозернистой микроструктуры, способствующей повышению износостойкости и твердости поверхности. При нанесении покрытия электродом методом TIG поверхность образца сначала нагревали током менее 40 А, а затем для расплавления ток повышали до 40÷140 А. Качество обработки зависит от текучести расплавленного материала. Поэтому при обработке необходимо в зависимости от текучести и цвета сварочной ванны контролировать скорость сварки, сварочный ток, расстояние между электродом и обраба-

Таблица 2

Сварочный электрод	Содержание элементов в покрытии, остальное Fe									Твердость
	C	Si	Mn	V	Mo	W	Nb	Cr	B	
UTR 81, основа — железо	1,0	0,5	0,5	—	—	—	—	—	—	350 *HB*
UTR 807, специальный без никеля	0,05	0,4	0,5	10	—	—	—	—	—	250 *HB*
UTR 7100, покрытый рутилом	5,0	—	—	—	—	—	—	35	—	62 *HRC*
UTR Ledurit 65, покрытый рутилом	4,5	—	—	1,5	6,5	2,2	5,5	23,5	—	65 *HRC*
UTR A DUR 600, покрытый щелочным металлом	0,5	2,3	0,4	—	—	—	—	9	—	57 *HRC*
T590 (СССР)	3,2	2,2	1,2	—	—	—	—	25	1,0	64 *HRC*

тываемой поверхностью, положение источника энергии.

Ввиду высокой температуры плавления покрытий, наносимых методом TIG, потребовался бóльший сварочный ток, что видно из сравнения данных при использовании проволоки и электрода. Для исследования микроструктуры образцов использовали световой микроскоп LEICA DMRM с программой IMATEC. Среднюю твердость по Виккерсу измеряли на приборе DURIMET при нагрузке 100 г.

В нанесенном на чугун EN-GJV-400 покрытии графит имеет плоскую и сферическую формы. Микроструктура таких чугунов состоит из графита, феррита и перлита, но для высокой износостойкости нежелательно, чтобы перлит и феррит имели небольшие размеры (рис. 1, см. обложку). Микроструктура низколегированной стали 42Cr4 в основном состоит из мартенсита (рис. 2, см. обложку). Покрытия, нанесенные электродом T590 на поверхность чугуна EN-GJV-400, имеют структуры мартенсита (рис. 3, см. обложку) и ледебурита (рис. 4, см. обложку), что определяется временем охлаждения плавки и способом сварки.

Высокая износостойкость достигается повышением скорости охлаждения плавки. Для таких структур характерно хаотичное распределение карбидов M_7C_3. Кроме мартенсита структура содержит остаточный аустенит, бейнит и перлит. Для увеличения количества мартенсита требуется термическая обработка, так как смешанный карбид M_7C_3 термически стабилен и не обогащается графитом [9—11].

Структура покрытий, содержащих Cr, определяется в основном соотношением хром/карбид: при содержании Cr > 5 % структура представляет собой карбид Cr_7C_3 и цементит; при Cr > 10÷12 % карбид Cr_7C_3 в структуре находится в свободном состоянии; при Cr = 21÷28 % преобладают карбиды $(Cr, Fe)_{23}C_6$ и мелкий эвтектоидный карбид между дендритами. Обе формы карбида тверже карбида железа и имеют в основном форму мелких сферических зерен, что повышает сопротивление изнашиванию. При значительной концентрации эвтектики образуются крупные карбиды, которые разрушаются при контактной нагрузке [9—12].

При уменьшении размера образца скорость охлаждения уменьшается и покрытие, нанесенное электродом T590, приобретает структуру ледебурита (см. рис. 4), состоящую из блестящего и очень мелкого иглольчатого карбида $(Cr, Fe)_7C_3$ ферритной структуры и карбидов $(Cr, Fe)_7C_3$ и $(Fe, Cr)_{23}C_6$ аустенитной структуры (очень мелкие зерна между эвтектикой и карбидами) [12].

Поверхности наплавленных образцов дополнительно расплавляли методом TIG для получения мелкозернистой микроструктуры, улучшающей трибологические свойства поверхности (см. рис. 4, *б*). При этом твердость обработанной поверхности повышалась с 839 до 933 *HV*.

Для улучшения механо-технологических свойств обработанной поверхности использовали электроды с большим содержанием хрома. В больших карбидах (рис. 5, *а*, см. обложку) в результате внутренних напряжений образуются микротрещины, которые с увеличением карбидов сначала растут, а при достижении карбидами 20÷25 % объема начинают уменьшаться [9].

После нанесения покрытия электродом UTP 7100 методом TIG микроструктура становится еще мельче, увеличивается количество карбидов, твердость повышается с 601 до 658 *HV*. При нанесении покрытия электродами с другими легирующими элементами, например никелем, медью и марганцем, твердость поверхности также повышается, в то же время стабилизируется остаточный аустенит. Поэтому максимальное количество легирующих элементов ограничивается [10].

При термической обработке покрытия, нанесенного электродом UTP Ledurit 65 методом TIG, количество карбидов вокруг зерен увеличивается, улучшается соединение зерен, образуется мелкозернистая структура, твердость повышается с 966 до 1217 *HV* (рис. 6, см. обложку). В покрытии, нанесенном электродом UTP A DUR 600 (рис. 7, см. обложку), по сравнению с рассмотренными выше покрытиями количество Cr и C меньше, но большое содержание Si оказывает значительное влияние на прочность, твердость и упругость обработанной поверхности. После расплавления поверхности методом TIG соединение зерен улучшается (рис. 7, *б*, см. обложку), но при имеющемся соотношении хром/углерод твердость уменьшается с 816 до 787 *HV*. После расплавления ввиду увеличения сопротивления границ зерен коррозии травление на этом участке невозможно.

Для снижения расходов на материал покрытия наносили электродами UTP 81 и UTP 807 и проволокой UTP A DUR 600, твердость которых больше твердости основного материала. Проволоку UTP A DUR 600 использовали для нанесения покрытия методом TIG; микроструктура покрытия состоит из перлита, хрома и карбида железа (рис. 8, см. обложку). Белые участки представляют собой отделившиеся от плавки карбиды хрома и железа (рис. 8, *б*). Это связано с тем, что при наличии в составе до 12 % Cr, карбиды железа и хрома отделяются вместе. Наиболее эффективным оказался электрод UTP 81, микроструктура которого состоит из перлита и феррита (рис. 9, *а*, см. обложку). После расплавления покрытия методом TIG перлит становится мельче, количество феррита увеличивается, твердость повышается с 575 до 684 *HV* (рис. 9, *б*, см. обложку).

В целях повышения прочности и сопротивления усталости на поверхность наносили покрытие электродом UTP 807, содержащим 10 % V (рис. 10, см. обложку). Микроструктура покрытия состоит

из перлита и феррита, что невыгодно относительно износостойкости. После расплавления поверхности методом TIG карбид ванадия отделяется от плавки, твердость повышается с 664 до 773 *HV* (рис. 10, *б*, см. обложку).

Таким образом, применение метода электродуговой сварки TIG показало значительное улучшение трибомеханических свойств при восстановлении изношенных поверхностей и нанесении износостойких покрытий на изделия из чугуна и стали.

Практическая часть работы выполнена на кафедре "Техника соединения и нанесения покрытий" Берлинского технического университета. Помощь в проведении экспериментов оказал профессор, доктор-инженер L. Dorn. Сварочные материалы фирмы UTP Schweiβmfterial GmbH предоставлены госпожой A. Edith.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Merkel M., Thomas K.-H.** Taschenbuch der Werkstoffe. Leipzig, 2008.
2. **Росливкер Е. Г.** Зубчатые передачи и кулачковые механизмы. Вып. 5. Ростов-на-Дону: НИИТМ, 1961.
3. **Шинкаренко И. Т.** Повышение эффективности механизмов газораспределения посредством комплексного выбора параметров. Львов: 1988.
4. **Röhrle Manfred D.** Die Nockenwelle im Wandel der Zeit // MTZ. 2002. N 3. Jahrgang 63.
5. **Белашов И. С.** Лазерное легирование инструментальных сталей // Сб. науч. тр. "Ресурсосберегающие технологии поверхностного упрочнения деталей машин". М.: МАДИ, 1987.
6. **Беркович И. И., Демкин Н. Б.** Физические основы трения и износа машин. Калинин: 1978.
7. **UTP Stabelektroden**, Massivdrähte und-stäβe, Fülldrähte, UP-Drähte und UP-Pulver, Lote und Flussmittel, Metallpulver. Schweiβzusatzwerkstoffe für Unterhalt, Reparatur und Fertigung, UTP Schweiβmaterial GmbH 2004.
8. **Денисенко Э. Т., Калинович Д. Ф., Кузнецова Л. И.** Применение износостойких покрытий в машиностроении (обзор зарубежной литературы) // Вестник машиностроения. 1988. № 2. С. 71—77.
9. **Habraken L., De Brouwer J.-L.** Grundlagen der Metallographie // Presses Academiques Europeennes, S. C. Bruxelles. 1968.
10. **Stahlguβ-und** Guβeisenlegierungen / D. Wittekopf, H. Köchling, O. Liesenberg et al. Leipzig—Stuttgart: 1992.
11. **Kopp W. U., Kurz M.** Forschritte in der Metallographie. Hamburg: 1996.
12. **Pigors O.** Werkstoffe in der Tribotechnik. Reibung, Schmiering und Verschleiβbeständigkeit von Werkstoffen und Bauteilen. Leipzig—Stuttgart. 1993.

УДК 621.791.35

В. В. КАРЖАВИН, д-р техн. наук, И. В. УХЛОВ, С. Г. ШИБЕКО (Российский государственный профессионально-педагогический университет, г. Екатеринбург), e-mail: cyclon09@mail.ru

Получение паяных соединений из коррозионно-стойких сталей с использованием специальных покрытий

Исследованы особенности пайки трудноспаиваемых коррозионно-стойких сталей. Предложено нанесение на спаиваемые детали специальных покрытий, упрощающих пайку и снижающих затраты.

Ключевые слова: коррозионно-стойкая сталь, пайка, припой, флюс, меднение, хлориды металлов.

The features of brazing process of hard-brazing corrosion-resistant alloys are investigated. Applying of special coatings on brazing parts, that simplify brazing process and reduce costs, is suggested.

Keywords: corrosion-resistant steel, brazing, braze, flux, copper plating, metal chlorides.

Паяные соединения нашли широкое применение благодаря более низкой температуре плавления припоев по сравнению с температурой плавления металла, а также возможности разъединения (распайки) изделий, например при ремонтных работах.

При пайке толстостенных или крупногабаритных деталей легкоплавкими припоями паяльником недостаточно тепла для расплавления припоя и прогрева детали. При пайке толстолистовых материалов важен прогрев металла и в этих случаях используют газовые паяльники или горелки, которые обеспечивают необходимое количество тепла, но не способствуют перегреву металла, так как при перегреве припой плохо растекается по поверхности металла, что может привести к снижению прочности соединения.

Особое место среди деталей, получаемых пайкой, занимают детали из коррозионно-стойких сталей типа 12Х18Н10Т и сплавов никеля. Если при низкотемпературной пайке черных металлов, латуни, меди, бронзы, никелевых и серебряных сплавов используют паяльную кислоту, которая является высокоактивным флюсом на основе хлористых солей цинка, то для пайки коррозионно-стойкой стали паяльником или погружением в жидкий припой кислоту не используют. Поверхность такой стали содержит стойкие оксиды и плохо поддается смачиванию припоем даже при дополнительном нагреве. Поэтому при низкотемпературной пайке (до 450 °С) коррозионно-стойких сталей необходимо применять более активные флюсы, например ЛМ1, состоящий из ортофосфорной кислоты, этиленгликоля и канифоли. Пайка ведется при темпе-

ратуре 280÷320 °С, так как при 350 °С и выше флюс улетучивается, а спирт воспламеняется. Пайку осуществляют паяльником или погружением в жидкий припой [1]. Коррозионно-стойкие стали легче паять, если на соединяемые поверхности нанести технологические покрытия из меди, никеля, серебра или других металлов [2].

Известен способ контактно-реактивной пайки, включающий борирование стальной промежуточной прокладки, плохо поддающейся пайке, и нанесении на боридный слой покрытия из цинка и меди или меди и цинка с хорошей спаиваемостью. В последнем случае промежуточную прокладку подвергают гомогенизирующему отжигу при температуре 360÷380 °С в течение 3÷4 ч в безокислительной среде [3]. Контактно-реактивную пайку используют при изготовлении биметаллического инструмента с повышенной прочностью паяного шва. Недостаток данного способа — сложная и длительная предварительная подготовка стальной промежуточной прокладки.

По сравнению с коррозионно-стойкой сталью медь значительно легче поддается пайке ввиду того, что ее теплопроводность выше, несмотря на то, что на поверхности меди образуются оксиды. Перед пайкой поверхность меди легче очистить от загрязнений и оксидов в отличие от сталей, с которых оксиды удаляются кислотами. Так, для подготовки меди к пайке достаточно 5 %-го раствора серной кислоты [1].

Кроме того, изделия необходимо нагревать до определенной температуры для хорошего смачивания припоем и равномерного его растекания по поверхности.

Предлагаемый способ пайки заключается в нанесении слоя меди в качестве предварительного покрытия на поверхности деталей из коррозионностойких сталей и сплавов никеля. В этом случае пайку можно вести как пайку меди низкотемпературными припоями паяльником или погружением в жидкий припой, при сохранении качества паяного соединения [4]. Особенностью медного покрытия является то, что оно наносится погружением соединяемых деталей в расплав хлоридов металлов.

Физико-химическая суть меднения заключается в следующем [5]. В солевом расплаве при определенной температуре между медью и легирующими элементами происходит обмен, в результате которого медь осаждается на поверхности заготовок, а легирующие элементы переходят в расплав. Диффундируя на небольшую глубину в основной металл, медь обеспечивает прочное сцепление с основным металлом заготовки. В результате на детали образуется переходный слой толщиной 30÷40 мкм и медный слой толщиной 4÷6 мкм. Переходный слой представляет собой прочное соединение на основе металлической связи: $Me(Fe, Ni, Cr) + Cu^{+} \rightarrow Me^{+} + Cu(Me)$.

Наиболее подходящими для меднения в солевом расплаве являются стали типа 12Х18Н10Т и сплавы никеля, детали из которых можно сразу соединять пайкой легкоплавкими припоями. В качестве флюса для пайки используют паяльную кислоту, которая не повреждает медное покрытие.

Были проведены следующие исследования: отработка режима нанесения медного покрытия на поверхности деталей из коррозионно-стойких сталей; определение прочности нанесенного покрытия; предварительная обработка в расплавленном припое и пайка образцов; испытание образцов на растяжение — определение прочности паяного соединения.

Образцы из коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т толщиной 3 мм изготовляли в соответствии с ГОСТ 28830—90. При подготовке к меднению поверхности образцов тщательно очищали от загрязнений мягкой стальной щеткой, затем обезжиривали ацетоном. Оксидная пленка снимается в процессе меднения в солевом расплаве, что не требует трудоемкой подготовки поверхностей деталей.

Меднение заключается в погружении деталей в тигель с расплавом хлоридов металлов, разогретым до определенной температуры, и выдержке его в муфельной печи от 5 до 10 мин. Детали вынимают из печи и промывают в воде с температурой 80 °С в течение 1 мин, а затем в холодной воде. После этого детали просушивают. Полученное на поверхности коррозионно-стойкой стали медное покрытие можно паять как обычную медь (рис. 1, см. обложку).

Для получения прочного паяного соединения необходимо правильно выбрать припой и флюс, а также подготовить детали так, чтобы оксиды не мешали диффундированию припоя. При выборе припоя и флюса необходимо учитывать то, что температура ликвидуса припоя должна быть ниже максимальной рабочей температуры флюса.

Подготовленные образцы погружали в раствор флюса на требуемую глубину (максимальная рабочая температура флюсов 400 °С) и выдерживали 3÷5 мин [1]. Затем образцы погружали в ванну с припоем, нагретым в муфельной печи до температуры 550 °С. В ванне с припоем ПОС 40 образцы выдерживали ≈1 мин. После ванны поверхность образца равномерно покрывалась припоем, а медное покрытие не разрушалось и не смывалось (в отличие от гальванических покрытий) (рис. 2, см. обложку).

Исследования показали, что для пайки деталей с нанесенным медным покрытием можно использовать как легкоплавкие (мягкие) припои, например ПОС 40, с температурой плавления до 500 °С, так и тугоплавкие (твердые), например ПМЦ 48, с температурой плавления выше 500 °С [4]. Погружение деталей в расплавленный припой значительно облегчает последующие операции при низкотемпературной пайке паяльником.

Перегрев припоя значительно снижает прочность паяных соединений, поэтому ванна с припоем долж-

на иметь температуру до 330÷360 °С (температура ликвидуса припоя ПОС 40 составляет 238 °С) [1].

Образцы из коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т с покрытием из меди соединяли между собой внахлест. Пайку выполняли паяльником с применением оловянно-свинцового припоя ПОС 40, который используют для низкотемпературной пайки меди [6]. В качестве флюса использовали паяльную кислоту (ОСТ-4Г-0.033.200), которая хорошо защищает детали от окисления, разрушает и удаляет оксиды с поверхности металла и улучшает их смачивание припоем (рис. 3, см. обложку). Образцы испытывали на разрыв, фиксируя напряжения среза. Прочность на срез паяных соединений составила $\tau_{ср}$ = 18,7 МПа, что сопоставимо со справочными данными [7].

Однако в нашем случае необходимо учитывать то, что при исследованиях толщина металла составляла 3 мм; пайку осуществляли паяльником без дополнительного прогрева; при лужении температура припоя была выше необходимой. Все это и определило прочностные свойства паяного соединения. При дальнейших исследованиях прочность паяного соединения может изменяться с учетом поставленных задач.

Таким образом, предлагаемый способ позволяет упростить получение паяного соединения из плохо свариваемых коррозионно-стойких сталей благодаря нанесению промежуточного покрытия на поверхности деталей при сохранении качества соединения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Лашко С. В., Лашко И. В.** Пайка металлов. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.
2. **Краткий** справочник паяльщика / И. Е. Петрунин, И. Ю. Маркова, Л. Л. Гржимальский и др.; Под общ. ред. И. Е. Петрунина. М.: Машиностроение, 1991. 224 с.
3. **А. с. 1234090 СССР:** Способ контактно-реактивной пайки. МПК^4 В23 К1/20.
4. **Пат. 2359793 Рос. Федерации:** Способ подготовки к пайке деталей из коррозионно-стойких сталей и сплавов никеля (варианты). МПК^8 В23 К1/19, 23К1/20.
5. **Каржавин В. В.** Металлические покрытия, наносимые в расплавах солей, их исследование и использование в процессах обработки металлов давлением // Трение и износ. 1992. Т. 13. № 3. С. 487—495.
6. **Справочник** по пайке / Под ред. И. Е. Петрунина. М.: Машиностроение, 1984. 400 с.
7. **Справочник** по пайке / Под ред. И. Е. Петрунина. М.: Машиностроение, 2003. 480 с.
8. **Марочник** сталей и сплавов / Под ред. В. Г. Сорокина. М.: Машиностроение, 1989. 640 с.

УДК 621.928.19

Н. Р. БАРАКАЕВ, канд. техн. наук, Г. А. БАХАДИРОВ, А. А. РИЗАЕВ, доктора технических наук (Ташкентский химико-технологический институт), И. Г. ШИН, канд. техн. наук (Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности, Узбекистан), e-mail: dimashin@list.ru

Комбинированный сепаратор для фракционного разделения сыпучих материалов

Приведены результаты исследований очистки от примесей и фракционирования зерновых материалов в разработанном комбинированном сепараторе. Получены зависимости для расчета дальности полета частиц зерновой смеси с учетом сопротивления воздуха, массы и скорости частицы.

Ключевые слова: комбинированный сепаратор, сыпучая смесь, фракционирование, примеси, частица, дальность полета, расчет.

The research results of removal of admixtures and fractionation of grain materials in the developed combination separator are presented. The dependencies for range of throw calculation of grain mix particles, considering windage, mass and velocity of a particle, are obtained.

Keywords: combination separator, grain mix, fractionation, admixtures, particle, range of throw, calculation.

Качество продукции продовольственного и кормового назначения в значительней степени зависит от совершенства конструкции машины, применяемой для ее изготовления, а также от качества сырья. В свою очередь качество зернового сырья определяется содержанием в них примесей в виде фрагментов растений, зерен других культур, грунта, металлического мусора, дефектных и мелких зерен основной культуры, т. е. примесей органического и неорганического происхождения. Органические примеси являются благоприятной средой для микроорганизмов и зерновых вредителей, которые значительно снижают качество зерна, и оно может стать непригодным даже в качестве кормовых целей [1].

Наличие в зерне примесей повышает стоимость переработки, снижает выход муки и крупы, уменьшает срок службы рабочих органов машин. Повысить качество зерна можно очисткой от примесей и фракционированием.

В настоящее время для очистки и фракционирования зерен применяют различные технологии, использующие аэродинамические и магнитные свойства зерна и находящихся в нем примесей. Используемые для фракционной обработки зерна зерноочистительные машины [1—4] отличаются сложными конструкциями и большим расходом энер-

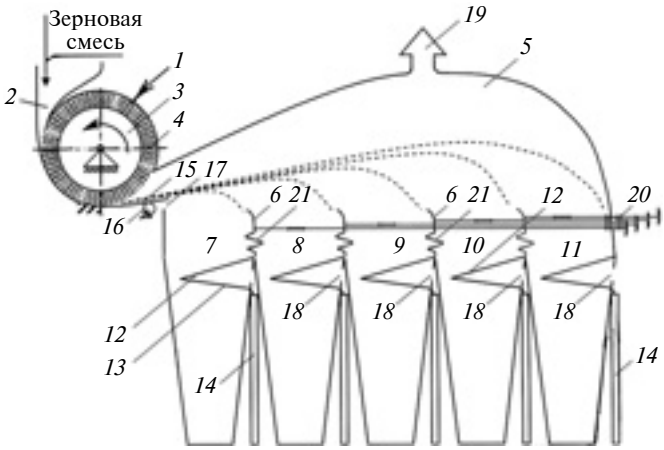


Рис. 1. Схема комбинированного сепаратора для очистки и фракционирования сыпучих материалов

гии. При этом они не обеспечивают полной очистки и сепарирования по массе и фракциям сыпучего материала. Поэтому был разработан комбинированный сепаратор (рис. 1), осуществляющий полную очистку зерна от примесей и фракционирование зерен по массе. Распределитель *1* сепаратора, над которым установлен направляющий лоток *2*, представляет собой валик *3* со щетками или щеточными лопастями *4*. Длина распределителя *1* соответствует ширине камеры *5* сепарации, разделенной по длине перемещаемыми перегородками *6* на отсеки *7÷11*.

В каждом отсеке установлены наклонное сито *12* и лоток *13*, сообщающийся с лотком *14* для транспортировки отдельных примесей. Направляющий лоток *15* камеры *5* выполнен из упругого листового материала и снабжен механизмом *16* регулирования угла α наклона от 0 до 45°. Камера сепарации имеет входные *17*, *18* и выходной *19* каналы аспирации с заслонками (на рис. 1 не показаны). Размеры отверстий наклонных сит *12* меньше размеров зерен, попадающих в эти отсеки. Углы наклона сит *12* и лотков *13* можно регулировать от 0 до 30°.

Устройство работает следующим образом. Исходная смесь (зерно) от питателя по лотку *2* поступает в зону распределителя *1* и увлекается щетками или щеточными лопастями *4* валика *3*. Получив от вращающегося питающего валика соответствующую скорость, смесь поступает на направляющий лоток *15*, угол наклона которого устанавливают в зависимости от скорости вылета смеси и длины камеры сепарации. Зерна смеси, движущиеся по траекториям (см. рис. 1, штриховые линии), определяемым их массой, разделяются по всей длине камеры *5* сепарации на фракции и попадают соответствующие в отсеки *7÷11*.

Щетки *4* (или щеточные лопасти) на валике *3* обеспечивают захват и движение зерен по окружности, а также обеспечивает одинаковую начальную скорость их вылета.

Перемещаемые перегородки *6* с изогнутой верхней частью позволяют выделить каждую фракцию. Изогнутость перегородок соответствует траектории полета зерен и обеспечивает плавность их попадания в отсеки. Механизмы *20* перемещения перегородок *6* с эластичными пластинами *21* позволяют регулировать разделение зерен на фракции для точного попадания в отсеки: зерна с большей массой (семенные зерна) и тяжелые частицы примесей пролетают большее расстояние и попадают в самый дальний отсек *11*, а самые легкие зерна (фуражные) и частицы примесей — в отсек *7*.

Наклонные сита *12* и лотки *13* обеспечивают отделение зерен от различных примесей, так как отверстия в сите *12* каждого отсека меньше размеров зерен, попадающих в этот отсек (размеры отверстий увеличиваются пропорционально размерам фракционированных зерен в соответствующих отсеках), т. е. зерна собираются в отсеке *12*, а тяжелые частицы примесей, имеющие меньшие размеры, чем у зерен, просеиваются по наклонному лотку *13* и поступают в лоток *14*.

Упругий лоток *15* обеспечивает плавность и точность регулировки угла наклона, т. е. непрерывность движения исходной смеси в распределителе *1*. Для удаления пыли и легких примесей из камеры сепарации имеются входные *17*, *18* и выходной *19* каналы аспирации с заслонками, обеспечивающими рациональное регулирование расхода и направления воздушного потока.

Вибрация наклонных сит *12* и лотков *13* способствует более равномерному распределению зерен по всей ширине отсеков и просеиванию тяжелых частиц примесей, а регулировкой углов наклона этих сит и лотков от 0 до 30° можно обеспечить их оптимальное положение для обрабатываемой зерновой смеси.

Для обоснования параметров сепаратора по критерию фракционирования сыпучего материала по массе исследуем движение зерен (частиц примесей), вылетающих из распределителя (рис. 2).

Обозначим массы частиц зерновой смеси как m_i ($i = 1, ..., n$). Все частицы в момент вылета из распределителя имеют одинаковую начальную скорость v_0, вектор которой направлен под углом α к оси Ox. При полете частицы зерновой смеси на нее действуют сила тяжести $m_i g$ (g — ускорение свободного падения) и сила сопротивления воздуха, которая пропорциональна скорости $k\dot{x}$ [1], где k — коэффициент сопротивления воздуха; $\dot{x}$ — скорость полета частицы. Коэффициент сопротивления воздуха зависит от многих факторов (геометрические, физико-механические, кинематические параметры частицы), а также от свойств воздушной

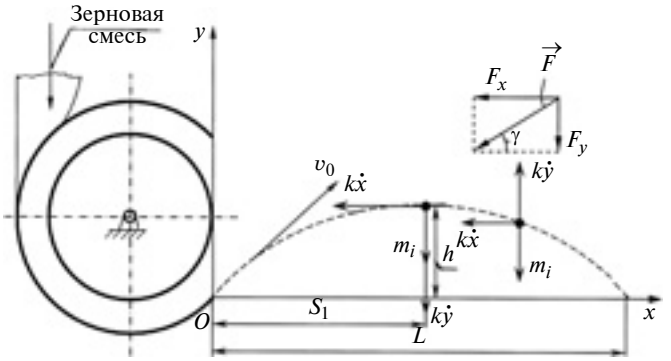


Рис. 2. Схема для расчета траектории зерна в камере сепарации

среды камеры сепарации. Составим уравнение движения i-й частицы в проекции ось y:

$$m_i\ddot{y} = -m_i g - k\dot{y}. \qquad (1)$$

Согласно уравнению (1) при начальных условиях $t = 0$, $y = 0$ и $\dot{y} = v_0\sin\alpha$ ордината частицы массой m_i определяется выражением:

$$y = \frac{m_i}{k}(v_0\sin\alpha - \dot{y}) +$$

$$+ \frac{m_i^2 g}{k^2}\ln\left[\left(\dot{y} + \frac{m_i g}{k}\Big/\left(v_0\sin\alpha + \frac{m_i g}{k}\right)\right)\right]. \qquad (2)$$

Полагая, что в формуле (2) $\dot{y} = 0$ и $y = h$, найдем экстремум функции, т. е. максимальную высоту h, на которую поднимется частица массой m_i:

$$h = \frac{m_i}{k}v_0\sin\alpha\frac{m_i^2 g}{k^2}\ln\left(\frac{v_0\sin\alpha + m_i g/k}{m_i g/k}\right). \qquad (3)$$

Из зависимости (3) следует, что высота h подъема зерна изменяется прямо пропорционально начальной скорости v_0, массе m_i и обратно пропорционально коэффициенту k сопротивления воздуха. На рис. 3, *а* приведены зависимости высоты h подъема зерен от массы m_i при различных начальных скоростях и угле подъема $\alpha = 45°$.

Аналогично составим уравнение движения произвольной частицы массой m_i по оси x:

$$m_i\ddot{x} = -k\dot{x}$$

или

$$\ddot{x} = -\frac{k}{m_i}\dot{x}. \qquad (4)$$

С учетом начальных условий $t = 0$, $x = 0$ и $\dot{x} = v_0\cos\alpha$ получим:

$$x(t) = \frac{m_i v_0\cos\alpha}{k}\,e^{-\frac{kt}{m_i}} + C_2, \qquad (5)$$

где $C_2 = \frac{m_i}{k}v_0\cos\alpha$ — постоянная интегрирования [из условий $t = 0$; $x(t) = 0$].

Используя выражение (5), найдем расстояние S_1 от начала координат до точки подъема частицы массой m_i на максимальную высоту h:

$$S_1 = x(t) = v_0^2\sin 2\alpha\Big/\left[\frac{2k}{m_i}\left(v_0\sin\alpha + \frac{m_i g}{k}\right)\right]. \qquad (6)$$

Результаты экспериментальных исследований зависимости расстояния S_1 от массы зерна при достижении максимальной высоты h для различных начальных скоростей v_0 при $\alpha = 45°$ представлены на рис. 3, *б*. При линейной зависимости расстояния S_1 от массы частицы влияние скорости полета однозначно; с увеличением скорости v_0 увеличивается расстояние S_1.

При достижении частицей массой m_i максимальной высоты h начинается ее снижение и вектор $k\dot{y}$ силы сопротивления будет направлен вверх параллельно оси y (см. рис. 2). При решении дифференциального уравнения движения i-й частицы в проекции на ось y для упрощения функциональ-

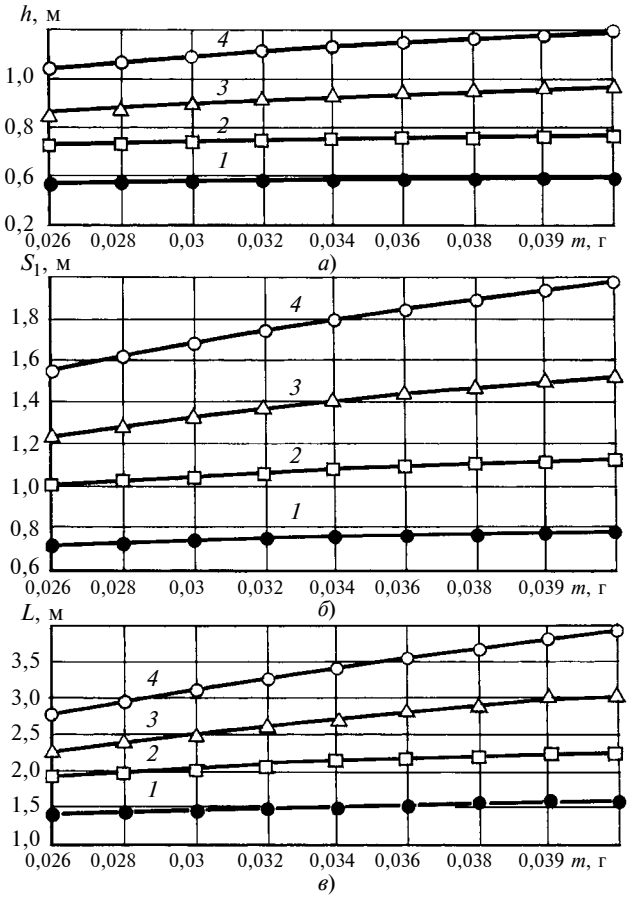


Рис. 3. Зависимости m_i высоты h подъема частицы зерновой смеси (*а*), расстояния S_1 при максимальной высоте ее подъема (*б*), длины L полета (*в*) от ее массы при начальной скорости v_0 = 3,43 (*1*); 4,73 (*2*); 5,49 (*3*); 6,28 м/с (*4*)

ных зависимостей будем отсчет времени вести с $t = 0$. С учетом начальных условий $t = 0$, $\dot{y} = 0$ получим:

$$y(t) = h + \frac{m_i g}{k} t + \frac{m_i^2 g}{k^2}\left(1 - e^{\frac{k}{m_i}t}\right). \qquad (7)$$

Из выражения (7) при $y = 0$ можно найти время t_*, которое соответствует максимальной длине полета частицы массой m_i вдоль оси x.

Из уравнения (4) движения частицы массой m_i в проекции на ось x, можно получить дифференциальную зависимость для скорости, интегрирование которой дает расстояние S_2 как функции времени t:

$$S_2 = v_0^2 \sin 2\alpha \Big/ \left[\frac{2k}{m_i}\left(v_0 \sin\alpha + \frac{m_i g}{k}\right)\right]. \qquad (8)$$

Таким образом, суммарная длина L полета частицы массой m_i с учетом зависимостей (6) и (8) составит:

$$L = S_1 + S_2 = \frac{m_i v_0}{k\left(v_0 \sin\alpha + \frac{m_i g}{k}\right)} \times$$

$$\times \left[\frac{v_0}{2}\sin 2\alpha + \frac{m_i g}{k}\left(1 - e^{-\frac{k}{m_i}t_к}\right)\sin\alpha\right]. \qquad (9)$$

На рис. 3, *в* представлены экспериментальные зависимости длины L полета частицы зерновой смеси от ее массы при различных начальных скоростях v_0.

Согласно рис. 3, *а* и *б* с увеличением скорости v_0 высота h подъема частиц зерновой смеси растет, кроме того, она увеличивается пропорционально массе частиц. Соответственно, частицы с наибольшей массой поднимаются на наибольшую высоту и пролетают максимальное расстояние вдоль оси x. Таким образом, частицы зерновой смеси в зависимости от их массы разделяются по длине камеры сепарации на фракции и попадают в соответствующие отсеки, где специальные приспособления обеспечивают отделение зерен от примесей.

Теоретико-экспериментальные исследования траекторий полета и разделения частиц зерновой смеси различной массы в комбинированном сепараторе для сыпучих материалов подтвердили рациональность конструкции и высокое качество очистки зерна.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Фоминых А. В.** Повышение эффективности сепарирования зерна и сои на основе совершенствования фракционных технологий и машин: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Челябинск, 2006. 26 с., Машинопись.
2. **Лапшин И. П., Косилов Н. И.** Расчет и конструирование зерноочистительных машин. Курган: ГИПП "Зауралье", 2002. 168 с.
3. **Стрикунов Н. И., Беляев В. И., Тарасов Б. Т.** Очистка зерна и семян. Машины и технологии: Учебное пособие. Барнаул: АГАУ, 2007. 131 с.
4. **Васильев Н. Ф.** Совершенствование технологии фракционной обработки зернового материала в условиях Забайкалья: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Улан-Уде, 2006. 24 с. Машинопись.
5. **Пат. № FAP 00631 Республики Узбекистан.** Сепаратор. Официальный бюллетень № 7 (123). 2011.

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 А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14 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 г., 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).

УДК 621.923:621.922

Ю. В. ДИМОВ, д-р техн. наук, Д. Б. ПОДАШЕВ (Иркутский ГТУ),
e-mail: Dimov-Ura@yandex.ru

Скругление острых кромок деталей эластичным абразивным инструментом[1]

Рассматривается влияние режима снятия острых кромок эластичным инструментом на показатели производительности и точности обработки. Получены экспериментальные зависимости и математические модели параметров скругления кромки.

Ключевые слова: острая кромка, эластичный абразивный инструмент, радиус скругления, точность обработки, режим обработки, математическая модель, симметричность.

The influence of sharp edge beveling mode by elastic abrasive tool on performance rates and processing accuracy is considered. The experimental dependencies and the mathematical models of edge fillet parameters are obtained.

Keywords: sharp edge, elastic abrasive tool, spherical radius, processing accuracy, machining mode, mathematical model, symmetry.

В авиастроении используется ряд деталей с острыми кромками, полученными в результате механической обработки, которые необходимо скруглять. В настоящее время на большинстве предприятий эти операции выполняют вручную. В целях повышения производительности обработки ее механизируют и автоматизируют. Один из способов скругления острых кромок — обработка эластичными абразивными кругами (АК) и щетками, классификация и описание которых приведены в работах [1, 2].

При исследовании данного процесса обработки использовали эластичные АК CF-FB-0,5AFIN и FS-WL-2SCRS, а также полимерно-абразивную щетку BB-ZB Type C с зернистостью P400 (40 мкм) (табл. 1). Параметры режима работы исследуемых инструментов приведены в табл. 2. Обработку кромок осуществляли на образцах из алюминиевого сплава В95пчТ2 длиной $l = 100$ мм и шириной $b = 20$ мм на универсально-фрезерном станке мод. 675 при частотах вращения АК $n = 500$; 1000; 1250; 1600 мин$^{-1}$.

Исследовали следующие параметры.

Фактический радиус скругления определяли по формуле

$$r = \frac{X^2 + Y^2 + 4h^2}{8h}. \qquad (1)$$

Здесь $h = 0{,}707\bar{X} - p + p_т$ — фактическая высота сегмента, где p и $p_т = 0{,}414r$ — соответственно фактическая и теоретическая высоты снятой кромки (рис. 1, *а*); X и Y — расстояния от вершины кромки до крайних точек A и B ее скругления; $\bar{X} = (X + Y)/2$.

Относительное отклонение начала радиуса скругления от симметричного расположения определяется формулой:

$$\delta = \frac{X - Y}{\bar{X}}, \qquad (2)$$

где X, Y — координаты точек A и B.

Относительное отклонение формы от круглости определяется выражением:

$$k = \Delta h/r, \qquad (3)$$

где $\Delta h = h_т - h$ (здесь $h_т = 0{,}293r$ и h — соответственно теоретическая и фактическая высоты сегмента); r — фактический радиус скругления.

Высота снятой кромки, приведенная к ширине АК и щетки:

$$\rho = p/B, \qquad (4)$$

где B — ширина АК и щетки.

Показатели r и ρ характеризуют производительность, а δ и k — точность обработки. Размеры X, Y и p измеряли с помощью инструментального микроскопа с циф-

Таблица 1

Параметры инструментов

Инструмент	Внешний диаметр $D_к$, мм	Ширина $B_к$, мм	Внутренний диаметр $d_к$, мм	Абразив	Зернистость Z, мкм	Подачи S, мм/мин	Деформации ΔX, мм
CF-FB-0,5AFIN	193	50	76,5	Al_2O_3	45÷50	33; 52; 82; 130	3; 3,5; 4; 4,5
FS-WL-2SCRS	147	26	25,4	SiC	≈200	104; 130; 160; 200	1,5; 2; 2,5; 3
BB-ZB Type C	150	13	25,4	SiC	40	13; 21; 33; 52	2; 3; 4; 5

Таблица 2

Режимы обработки острых кромок

Инструмент	ΔX	v, м/мин	S, мм/мин	α, градус
CF-FB-0,5AFIN	4	606,3	82	27,8
FS-WL-2SCRS	2	462,4	130	76,2
BB-ZB Type C	4	754	13	7,66

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по постановлению Правительства № 218 от 9.04.2010 г. "О мерах государственной поддержки развития кооперации российских высших учебных заведений и организаций, реализующих комплексные проекты по созданию высокотехнологичного производства".

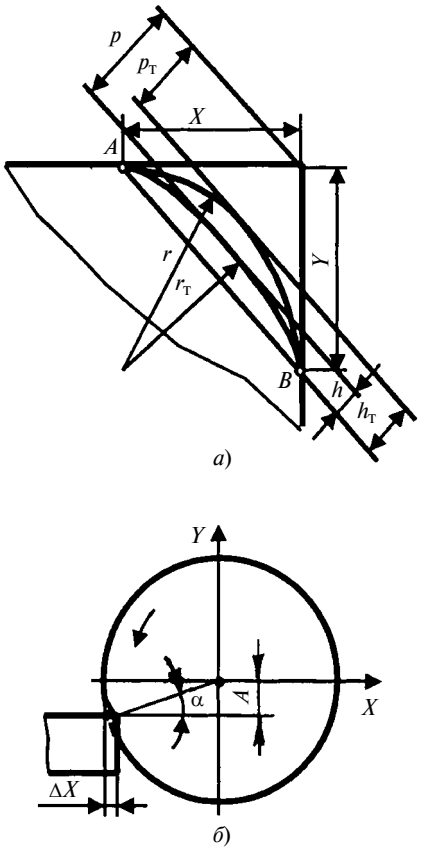


Рис. 1. Параметры скругления (*а*) и схема обработки острой кромки эластичным АК и щеткой (*б*)

ровым отсчетным устройством БМИ 1Ц.

Для определения влияния режимов на производительность и качество обработки устанавливали предельные значения деформации АК (ΔX) и положения АК относительно обрабатываемой кромки.

Максимальные деформации ΔX_{max} исследуемых АК и щетки (рис. 1, *б*) принимали из условий их стойкости: $\Delta X = 4{,}5$ мм для CF-FB-0,5AFIN, $\Delta X = 3$ мм для FS-WL-2SCRS и $\Delta X = 5$ мм для BB-ZB Type C. При превышении данных величин имело место интенсивное изнашивание АК и щетки.

Определение положения АК и щетки относительно обрабатываемой кромки (угла α)

Относительное отклонение δ начала радиуса скругления от симметричности [см. формулу (2)] определяется параметрами X и Y. Отсутствие отклонения от симметричности ($\delta = 0$ при $X = Y$) достигается оптимизацией угла α (см. рис. 1, *б*).

На рис. 2, *а* приведены зависимости изменения параметра δ от угла α. Установлены оптимальные значения: α = 20° для CF-FB-0,5AFIN, α = 40° для FS-WL-2SCRS и α = 5° для BB-ZB Type C.

При обработке кругом CF-FB 0,5A FIN и щеткой BB-ZB Type C при увеличении ΔX (рис. 2, *б*) и скорости v резания (рис. 2, *в*) параметр δ увеличивался, а при использовании круга FS-WL-2SCRS данный параметр уменьшался, что объясняется разной жесткостью C_r инструмента. При применении инструмента с меньшей жесткостью, т. е. круга CF-FB-0,5A [жесткость $C_r = 0{,}0162$ Н/(мм^2 · мм)] и щетки BB-ZB Type C, параметр X увеличивался интенсивнее, чем параметр Y, что обусловлено большей податливостью инструмента. Жесткость АК FS-WL-2SCRS составляет $C_r = 0{,}0993$ Н(мм^2 · мм), поэтому параметр Y изменяется быстрее параметра X.

Установлено, что подача не влияет на параметр δ (рис. 2, *г*). Это подтвердила статистическая обработка экспериментальных данных [3]. Отношение дисперсии фактора (подачи) S_A^2 к генеральной дисперсии S_0^2, т. е. $F = S_A^2 / S_0^2$, для всех инструментов оказалось меньше квантиля распределения Фишера при значимости 0,95 (табл. 3).

По результатам исследований получена математическая модель

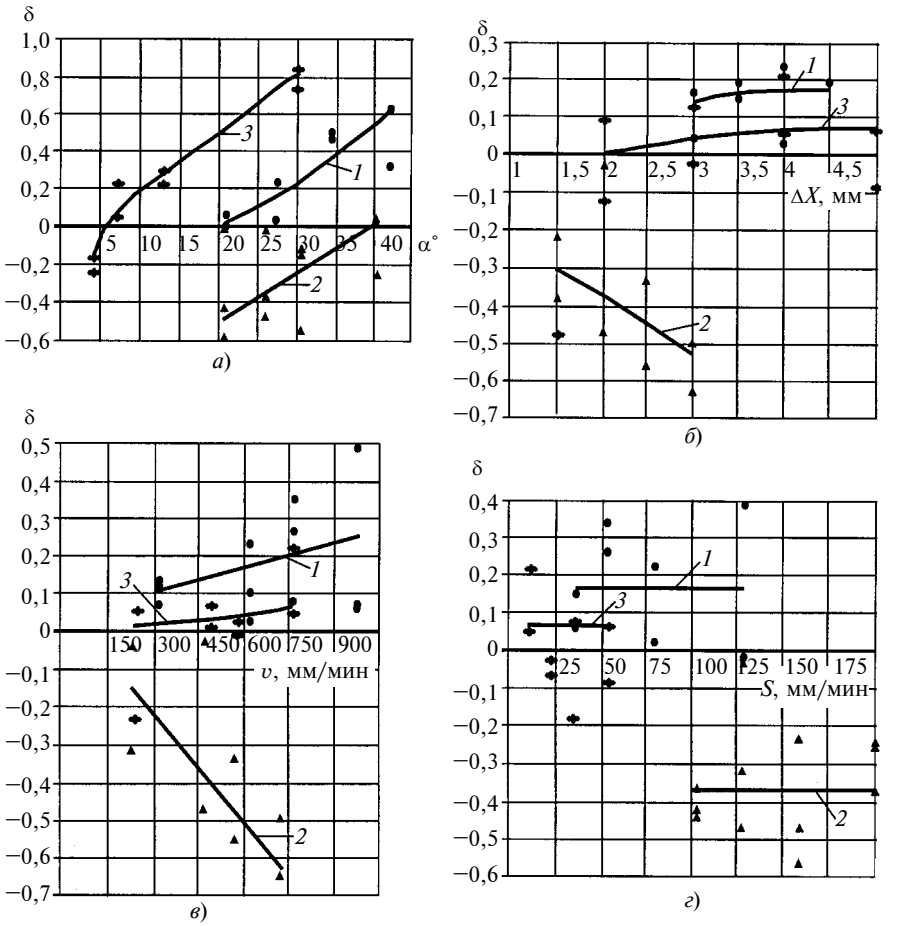


Рис. 2. Зависимости изменения параметра δ от угла α (*а*), деформации ΔX (*б*), скорости v резания (*в*), подачи S (*г*) для инструментов (режимы обработки см. табл. 2):
1 — CF-FB-0,5A (•); *2* — FS-WL-2SCRS (▲); *3* — BB-ZB Type C (•◆•)

Таблица 3

Значения отношения дисперсии фактора к генеральной дисперсии ($F = S_A^2 / S_0^2$) для зависимостей $\delta(S)$, $k(\Delta X)$ и $k(S)$

Инструмент	$\delta(S)$	$k(\Delta X)$	$k(S)$	$F_{(0,95)}$
CF-FB-0,5AFIN	0,592	0,349	0,788	9,1
FS-WL-2SCRS	0,882	1,196	1,621	
BB-ZB Type C	1,123	1,659	0,147	

Таблица 4

Значения коэффициентов в формуле (5) для исследуемых инструментов

Коэффициент	CF-FB-0,5AFIN	FS-WL-2SCRS	BB-ZB Type C
a_1	$-4{,}719 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}87087 \cdot 10^{-3}$	$3{,}361 \cdot 10^{-4}$
a_2	$-0{,}094678$	$0{,}047806$	$0{,}011929$
a_3	$9{,}555 \cdot 10^{-7}$	$2{,}374 \cdot 10^{-6}$	$-2{,}788 \cdot 10^{-6}$
a_4	$1{,}474 \cdot 10^{-4}$	$3{,}606 \cdot 10^{-5}$	$-6{,}417 \cdot 10^{-4}$
a_5	$1{,}86 \cdot 10^{-3}$	$-0{,}084574$	$-0{,}079337$
a_6	$0{,}125728$	$1{,}30046$	$-0{,}41704$
a_7	$-6{,}415 \cdot 10^{-4}$	$5{,}787 \cdot 10^{-4}$	$-3{,}833 \cdot 10^{-4}$
a_8	$0{,}058611$	$-3{,}119 \cdot 10^{-3}$	$-0{,}141793$
a_9	$0{,}017028$	$0{,}041795$	$0{,}012589$
a_{10}	$1{,}195 \cdot 10^{-5}$	$3{,}101 \cdot 10^{-4}$	$3{,}814 \cdot 10^{-5}$
a_{11}	$4{,}102 \cdot 10^{-4}$	$1{,}66 \cdot 10^{-3}$	$4{,}862 \cdot 10^{-3}$
a_{12}	$5{,}013 \cdot 10^{-4}$	$-5{,}095 \cdot 10^{-3}$	$2{,}019 \cdot 10^{-4}$
a_{13}	$-4{,}336 \cdot 10^{-3}$	$-8{,}605 \cdot 10^{-3}$	$0{,}030199$
a_{14}	$-8{,}662 \cdot 10^{-5}$	$-1{,}769 \cdot 10^{-5}$	$2{,}328 \cdot 10^{-4}$
a_{15}	$-3{,}623 \cdot 100^{-4}$	$-4{,}539 \cdot 10^{-4}$	$-9{,}313 \cdot 10^{-4}$
a_{16}	$-1{,}032 \cdot 10^{-7}$	$-2{,}687 \cdot 10^{-6}$	$-4{,}777 \cdot 10^{-6}$
a_{17}	$2{,}485 \cdot 10^{-6}$	$2{,}439 \cdot 10^{-5}$	$-3{,}371 \cdot 10^{-5}$
a_{18}	$3{,}096 \cdot 10^{-7}$	$4{,}702 \cdot 10^{-7}$	$9{,}342 \cdot 10^{-7}$
a_{19}	$-1{,}48273$	$-1{,}33407$	$1{,}69224$

δ в виде полинома второй степени с учетом всех параметров:

$$\delta = a_1\alpha^2 + a_2\Delta x^2 + a_3 v^2 + a_4 S^2 + a_5\alpha + a_6\Delta x + a_7 v a_8 S + a_9\Delta x\alpha + a_{10}\alpha v + a_{11}\alpha S + a_{12} v\Delta x + a_{13} S\Delta x + a_{14} v S + a_{15}\Delta x\alpha S + a_{16} v\alpha S + a_{17} v\Delta x S + a_{18} v\Delta x S\alpha + a_{19}. \quad (5)$$

Значения коэффициентов a_1—a_{19} приведены в табл. 4.

Исследования показали, что при выборе режимов обработки необходимо обеспечивать $\delta = 0$.

Определение относительного отклонения *k* формы кромки

Параметр k характеризует точность обработки острой кромки [см. формулу (3)]. ГОСТ 30893.1—2002 (ИСО 2768-1—89) устанавливает предельные отклонения параметров обработанных кромок, т. е. наружного радиуса скругления и высоты фасок: для f (точный) и m (средний) классов точности отклонения составляют ±0,2 мм; для c (грубый) и v (очень грубый) классов точности установлены отклонения ±0,4 мм. По отраслевому стандарту авиационной промышленности (ОСТ 1.000.22—80) предельные отклонения притупленных кромок составляют ±0,3 мм.

Экспериментально установлено, что значения k изменяются в диапазоне от 0 до 0,25 (рис. 3, *а—г*). При $r < 1$ мм параметр r не превышает 0,25 мм, что удовлетворяет требованиям ГОСТа для c и v классов точности. Для f и m классов точности при $k = 0{,}25$ допустимое отклонение соответствует $r \leqslant 0{,}8$ мм.

При $\delta = 0$ параметр k уменьшается. Параметр ΔX и подача S не влияют на параметр k (см. рис. 3, *б* и *г*). Это подтверждено статистической обработкой экспериментальных данных [3]. Отношение $F = S_A^2 / S_0^2$ для всех инструментов оказалось меньше квантиля распределения Фишера при значимости 0,95 (см. табл. 3).

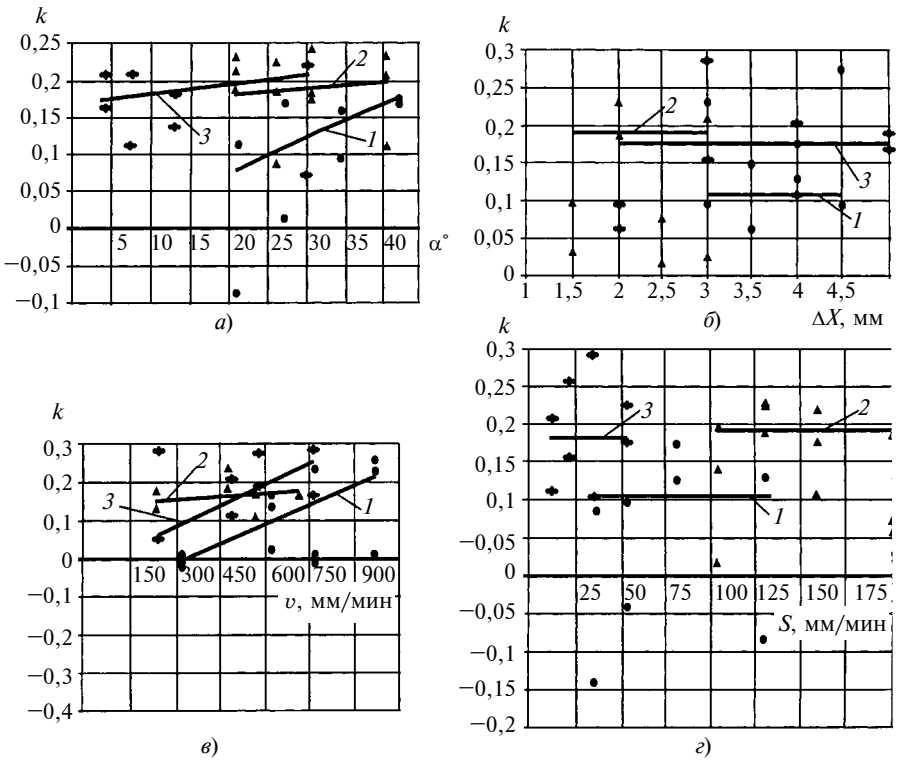


Рис. 3. Зависимости изменения параметра *k* от угла α (*а*), деформации ΔX (*б*), скорости *v* резания (*в*), подачи *S* (*г*) для инструментов (режимы обработки см. табл. 2):
1 — CF-FB-0,5A (•); *2* — FS-WL-2SCRS (▲); *3* — BB-ZB Type C (•◆•)

Изменить параметр k можно путем снижения скорости v резания (см. рис. 3, *в*). Поскольку k не зависит от деформации ΔX (см. рис. 3, *б*) и подачи S (см. рис. 3, *г*), получим выражение

$$k = bv + c. \qquad (6)$$

Значения b и c приведены в табл. 5.

Определение фактического радиуса *r* скругления

Установлено, что с увеличением ΔX фактический радиус r скругления увеличивается [см. формулу (1); (рис. 4, *а—в*)], так как с увеличением деформации увеличивается вертикальная составляющая силы резания, а следовательно, и глубина внедрения единичных зерен в обрабатываемый материал. Кроме того, радиус скругления увеличивается при повышении скорости v резания (рис. 5, *а—в*), так как увеличивается динамическая составляющая силы удара абразивного зерна по обрабатываемой поверхности.

На рис. 6 представлены зависимости изменения фактического радиуса r скругления и приведенной высоты снятой кромки от подачи S.

С увеличением подачи вдоль кромки S (рис. 6, *а—в*) фактический радиус скругления уменьшается. Это объясняется тем, что при одинаковой деформации и скорости резания АК и щетки с увеличением подачи уменьшается время обработки, а следовательно, и радиус r скругления.

Определение относительного параметра ρ

Характер изменения параметра ρ от параметров режима обработки (Δ, X, S, v) аналогичен изменениям радиуса скругления (см. рис. 4—6). Математическая модель параметра ρ с учетом всех значимых факторов обработки представляет собой полином второй степени:

$$\rho = a_1\Delta x^2 + a_2v^2 + a_3S^2 + a_4\Delta x + a_5v + a_6S + a_7\Delta xv + a_8\Delta xS + a_9vS + a_{10}\Delta xvS + a_{11}. \qquad (7)$$

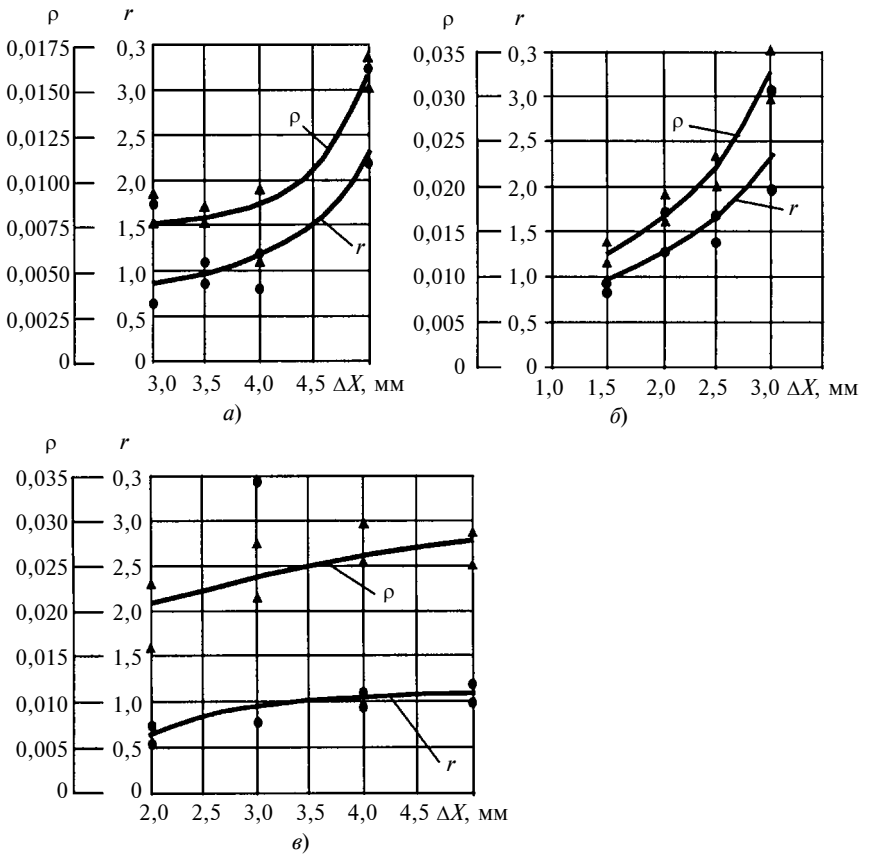


Рис. 4. Зависимости изменения фактического радиуса *r* скругления (Δ) и относительного параметра ρ (•) от деформации ΔX для кругов CF-FB-0,5A (*а*); FS-WL-2SCRS (*б*) и щетки BB-ZB Type C (*в*) (режимы обработки см. табл. 2)

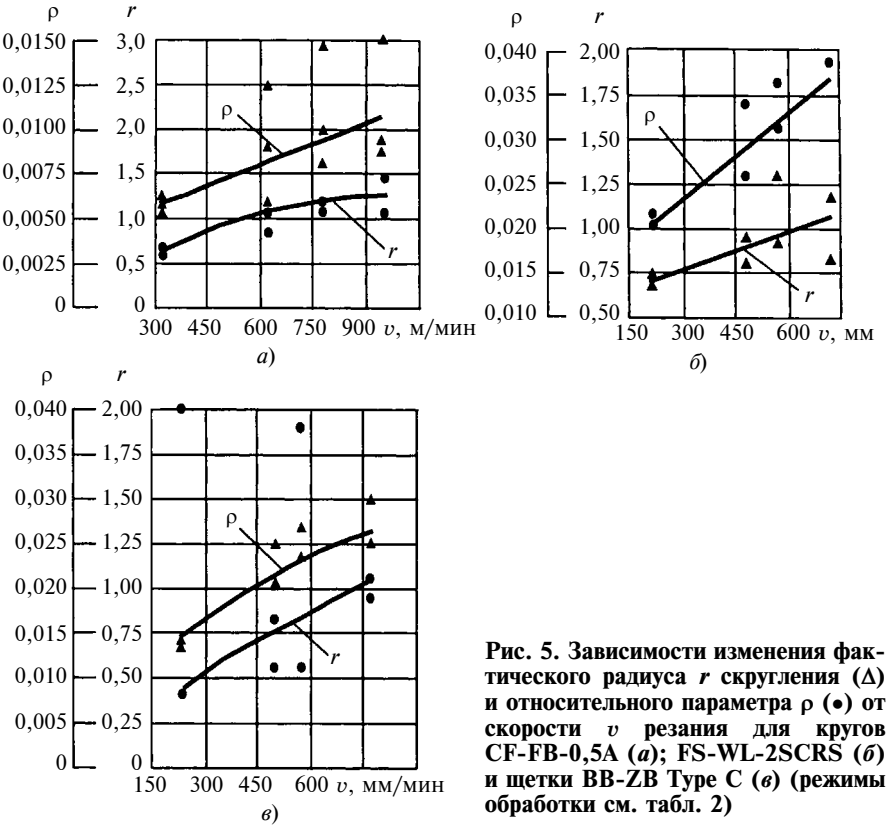


Рис. 5. Зависимости изменения фактического радиуса *r* скругления (Δ) и относительного параметра ρ (•) от скорости *v* резания для кругов CF-FB-0,5A (*а*); FS-WL-2SCRS (*б*) и щетки BB-ZB Type C (*в*) (режимы обработки см. табл. 2)

Значения коэффициентов a_1—a_{10} приведены в табл. 6.

Время обработки определяется по формуле $T = L/S$, где L — длина обрабатываемой кромки.

Экспериментальными исследованиями при режиме обработке $\Delta X = 3$ мм, $S = 52$ мм/мин, $v = 600$ м/мин установлено, что максимальную производительность обеспечивает АК FS-WL-2SCRS ($\rho = 0{,}078$); CF-FB-0,5AFIN ($\rho = 0{,}012$) и щетка BB-ZB Type C зернистостью P400 ($\rho = 0{,}018$) имеют большую эластичность и их следует применять при обработке кромок сложной формы.

Инструмент и режимы обработки следует выбирать в такой последовательности:

1) тип, марка и размеры инструмента с учетом конструкции детали и требований к обрабатываемой поверхности;

2) деформация инструмента ΔX и скорость v из условий минимальной стоимости операции с учетом стойкости и стоимости инструмента, а также требуемого параметра шероховатости Ra обработанной поверхности;

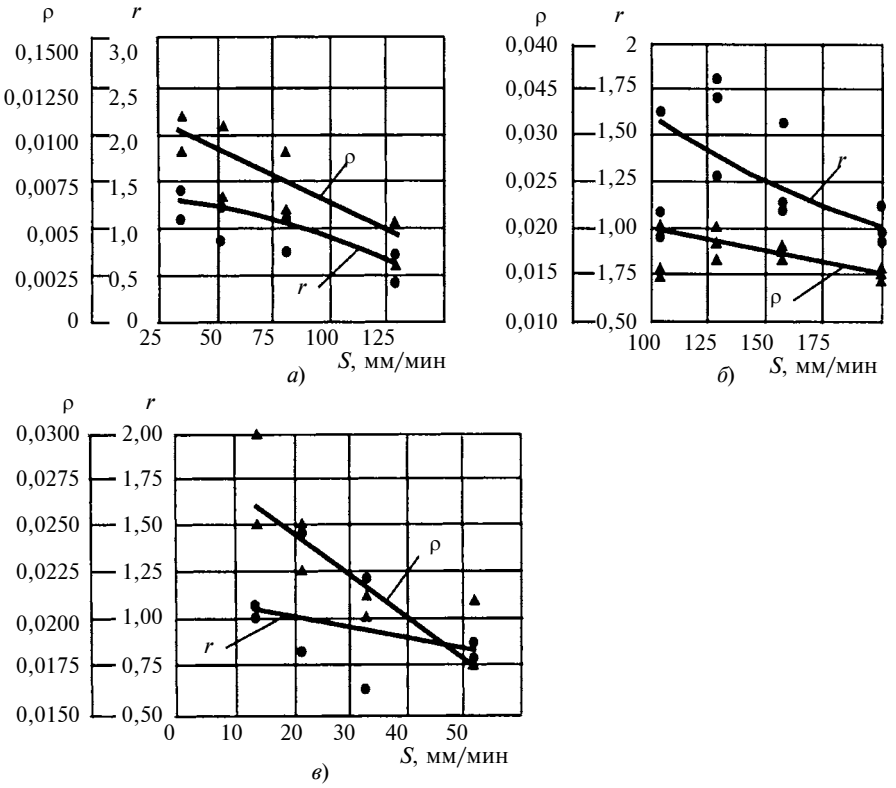


Рис. 6. Зависимости изменения фактического радиуса *r* скругления (Δ) и относительного параметра ρ (•) от подачи *S* для кругов CF-FB-0,5A (*а*); FS-WL-2SCRS (*б*) и щетки BB-ZB Type C (*в*) (режимы обработки см. табл. 2)

3) высота снимаемой кромки в зависимости от требуемого радиуса r скругления;

4) по формуле (4) определяется параметр ρ;

5) по формуле (7) определяется подача S;

6) по формуле (5) при $\delta = 0$ определяется угол α.

Таким образом, установлено, что исследуемые инструменты можно использовать при скруглении острых кромок. Наибольшую производительность обработки обеспечивает АК FS-WL-2SCRS. Эластичный АК CF-FB-0,5AFIN и щетку BB-ZB Type C следует применять для обработки сложных поверхностей.

Таблица 5

Значения коэффициента *b* и свободного члена *c* в формуле (6) для исследуемых инструментов

Инструмент	*b*	*c*
CF-FB-0,5AFIN	$3{,}134 \cdot 10^{-4}$	−0,0940
FS-WL-2SCRS	$7{,}863 \cdot 10^{-5}$	0,1318
BB-ZB Type C	$3{,}472 \cdot 10^{-4}$	−0,0118

Таблица 6

Значения коэффициентов в формуле (7) для исследуемых инструментов

Коэффициент	CF-FB-0,5AFIN	FS-WL-2SCRS	BB-ZB Type C
a_1	0,011413	$7{,}256 \cdot 10^{-3}$	$9{,}297 \cdot 10^{-4}$
a_2	$-2{,}535 \cdot 10^{-8}$	$-9{,}72 \cdot 10^{-8}$	$-1{,}029 \cdot 10^{-7}$
a_3	$2{,}505 \cdot 10^{-7}$	$2{,}957 \cdot 10^{-6}$	$1{,}167 \cdot 10^{-5}$
a_4	−0,098524	−0,0169	−0,01187
a_5	$-1{,}768 \cdot 10^{-5}$	$9{,}187 \cdot 10^{-5}$	$8{,}915 \cdot 10^{-5}$
a_6	$-4{,}011 \cdot 10^{-4}$	$-8{,}979 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}224 \cdot 10^{-3}$
a_7	$1{,}89 \cdot 10^{-5}$	$7{,}902 \cdot 10^{-6}$	$1{,}126 \cdot 10^{-5}$
a_8	$1{,}065 \cdot 10^{-4}$	$-1{,}979 \cdot 10^{-5}$	$1{,}309 \cdot 10^{-4}$
a_9	$-2{,}037 \cdot 10^{-7}$	$4{,}439 \cdot 10^{-8}$	$3{,}168 \cdot 10^{-7}$
a_{10}	$-8{,}298 \cdot 10^{-9}$	$2{,}175 \cdot 10^{-8}$	$-1{,}911 \cdot 10^{-7}$
a_{11}	0,201397	0,07495	0,027536

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Димов Ю. В., Подашев Д. Б.** Круги для финишной обработки деталей // Вестник Иркутского гос. техн. ун-та. 2011. № 5. С. 16—20.
2. **Димов Ю. В.** Обработка деталей свободным абразивом. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2000. 293 с.
3. **Пустыльник Е. И.** Статистические методы анализа и обработки наблюдений. М.: Наука, 1968. 288 с.

УДК 658.562.001.573

Н. И. ПАСЬКО, д-р техн. наук, И. С. КАРТАВЦЕВ (Тульский ГУ), e-mail: ivan_21a@mail.ru

Моделирование процесса текущего контроля и подналадки станка с ЧПУ с применением контрольных карт

Предложена математическая модель контрольной карты для токарной обработки на станке с ЧПУ, учитывающая особенности подналадки станка — контроль размера обрабатываемой детали и износа режущего инструмента.

Ключевые слова: токарная обработка, контрольная карта, коррекция, резец, износ, оптимизация, затраты, статистическое моделирование.

The mathematical model of control chart for turning machining on NC machine tool, considering corrective adjustments specialties — control of machined part size and cutting tool wear, is suggested.

Keywords: turning machining, control chart, correction, cutter bit, wear optimization, costs, statistical modeling.

Снижение себестоимости продукции — одна из основных задач, стоящих сегодня перед машиностроительными предприятиями, решение которой включает в себя снижение числа бракованных деталей и затрат на контроль изготовляемого изделия.

Применительно к автоматизированному производству, использующему станки с ЧПУ, для снижения этих двух составляющих, а также затрат на подналадку станка с ЧПУ можно использовать статистический метод контроля технологического процесса, основанный на контрольных картах, который прост в применении и наглядно отображает ход процесса обработки.

Для эффективного использования данного метода необходимо точно знать зависимость контролируемого параметра качества от параметров технологического процесса и иметь возможность оперативного его изменения путем варьирования технологических параметров.

Для решения поставленной задачи рассмотрим модель контрольной карты, ориентированной на токарные станки с ЧПУ и основанной на оперативном контроле износа инструмента, его аналитической зависимости от порядкового номера детали, изготовляемой после замены инструмента. Кроме того, отслеживаются данные контрольной карты, которая используется для управления контролем и подналадкой станка с ЧПУ методом статистического моделирования и адаптивной оптимизации при изменении стойкости режущего инструмента.

Особенности метода контрольных карт [1], используемого для контроля процесса обработки на станках с ЧПУ, заключаются в том, что контролируются и размер обрабатываемой детали, и износ режущего инструмента. Таким образом, с учетом изнашивания режущего инструмента (резца) выполняется коррекция размерной настройки станка, а инструмент с предельным износом заменяется. Для примера рассмотрим токарную обработку, а точнее — обработку тела вращения на заданный диаметр. Однако данный метод применим и для растачивания, и отчасти для фрезерования.

Износ $Y(t)$ резца после обработки t деталей в общем случае — неубывающая случайная функция, причем $Y(0) = 0$. Случайность размеров готовых деталей — следствие случайного процесса изнашивания резца, который имеет вариации из-за разбросов припуска на обработку, твердости заготовок, стойкости режущего инструмента и др. Отказ резца наступает, если износ $Y(t)$ становится больше нормативной величины L — размерного износа, который в 2 раза больше радиального износа резца [2].

Подналадка — процесс замены резца с учетом размерной настройки станка включает в себя замену резца, настройку станка на размер, обработку и контроль размера первой (пробной) детали. В результате подналадки станок настраивается на размер X_0 (начальная настройка). Так как цикл подналадки — часть процесса обработки между двумя последующими подналадками, то величина цикла подналадки соответствует числу деталей, обработанных за цикл.

Размер деталей (диаметр) в пределах цикла подналадки характеризуется функцией $X(t)$. Чтобы исключить брак, данный размер не должен выходить за границы (X и X^+) поля допуска: $X^- \leqslant X(t) \leqslant X^+$.

При $X(t) < X^-$ имеет место брак I; при $X(t) > X^+$ — брак II; при $Y(t) > L$ возникает отказ резца — брак III.

Чтобы исключить брак необходимо периодически выполнять коррекцию размерной настройки средствами ЧПУ. При этом инструмент не меняется, если его ресурс еще не исчерпан. О величине остаточного ресурса можно судить по измеренному износу резца или косвенным признакам (времени резания, суммарной коррекции размера и др.).

Функция $X(t)$ в общем случае — случайная и зависит как от t, так и от $Y(t)$ с учетом следующих

факторов: границ поля допуска; периодичности и величин коррекций; погрешности обработки и др.:

$$X(t) = X_0 + Y(t) - S_h(t) + \Delta(t), \qquad (1)$$

где $S_h(t)$ — суммарная коррекция размерной настройки с момента последней подналадки до обработки i-й детали, мм; $\Delta(t)$ — погрешность обработки i-й детали, мм.

После обработки партии из N деталей выполняется контроль n последних деталей и по его результатам перед обработкой следующей партии принимается решение о выполнении одного из трех действий:

1) подналадка станка (с заменой резца), если $Y(t)$ больше сигнальной границы по износу: $Y_2 \leqslant L$;

2) коррекция размерной настройки станка, если не требуется подналадка, но средний размер деталей в выборке достиг верхней сигнальной границы;

3) переход к обработке следующей партии без подналадки и коррекции.

Обозначим требуемую коррекцию после обработки j-й партии с момента подналадки через h_j. Если коррекции нет, то $h_j = 0$. Если применяется карта средних величин [1], то о необходимости коррекции судят по среднему арифметическому размеру:

$$\bar{X}_j = \frac{1}{n}\sum_t X(t), \quad t = jN - n + 1, \ldots, jN, \qquad (2)$$

т. е. коррекция выполняется, если $\bar{X}_j > X_2$ или $\bar{X}_j < X_1$, где X_1, X_2 — соответственно нижняя и верхняя сигнальные границы, которые назначают по условию: $X_1 \geqslant X^-$, $X_2 \leqslant X^+$, т. е. поле между сигнальными границами $(X_2 - X_1)$ несколько меньше поля допуска $(X^+ - X^-)$. Это позволяет исключить брак, связанный с тем, что $\bar{X}_j$ является случайной величиной, хотя и с меньшим разбросом по сравнению $X(t)$.

При точении изнашивание резца приводит к увеличению $X(t)$ и соответственно $\bar{X}_j$, поэтому значение имеет только верхняя сигнальная граница с X_2. При растачивании износ резца приводит к уменьшению $X(t)$ и $\bar{X}_j$, поэтому важна нижняя сигнальная граница X_1.

Что же касается коррекции h_j, то из-за отсутствия прямых данных о величине износа резца приходится пользоваться оценками этого износа. В данном случае ограничимся только процессом точения. Если $\bar{X}_j \leqslant X_2$, то коррекция не нужна ($h_j = 0$) и обрабатывается еще одна партия. В противном случае коррекция может рассчитываться по одному из вариантов:

1) $h_j = aN$ — для всех партий, кроме последней; в этом случае $n = 0$;

2) $h_j = \bar{X}_j - X_0$ — для всех партий, кроме последней; здесь и далее $n \geqslant 1$;

3) $h_j = (j - j_к)Na$ ($j_к$ — номер последней партии с коррекцией), если $\bar{X}_j > X_2$;

4) $h_j = X_2 - X_0$, если $\bar{X}_j > X_2$;

5) $h_j = \bar{X}_j - X_0$, если $\bar{X}_j > X_2$;

6) $h_j = X(jN) - X_0$, если $\bar{X}_j > X_2$;

7) $h_j = a_{jk}(j - j_к)N$, при $\bar{X}_j > X_2$,

где $a_{jk} = \bar{X}_j \Big/ \left[\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(jN - n + i - j_к N)\right]$ — оценка по методу наименьших квадратов изменения размера на деталь при выполнении j-й партии; $j_к$ — номер партии, после обработки которой выполнялась предыдущая коррекция.

Если $\bar{X}_j \leqslant X_2$, $h_j = 0$.

Предполагается, что износ резца непосредственно не измеряется, но его приближенное значение можно определить из формулы (1):

$$Y(t) \approx X(t) + S_h(t) - X_0.$$

Таким образом, износ после обработки j-й партии составит:

$$Y(jN) \approx X(jN) + S_h(jN) + h'_j, \qquad (3)$$

где h'_j — предполагаемая коррекция, рассчитанная по одному из рассмотренных выше вариантов (см. пп. 1—7).

По первому варианту коррекции $Y(jN) \approx jNa$.

Если $Y(jN) > Y_2$, то выполняется подналадка. Приближенность оценки износа компенсируется тем, что $Y(jN)$ сравнивается не с предельным износом L, а с сигнальной границей $Y_2 < L$. Если подналадка не выполняется, а проводится коррекция, то $h_j = h'_j$ и $S_h[(j + 1)N] = S_h(N) + h_j$.

Чтобы количественно оценить эффективность контроля по описанному варианту контрольной карты необходимо учитывать конкретную модель процесса износа резца и изменение размера $X(t)$. Износ резца — сумма износов при обработке каждой детали:

$$Y(t) = \sum_{i=1}^{t} \Delta Y(i),$$

где $\Delta Y(i)$ — износ резца за время обработки i-й детали.

Данное приращение износа является неотрицательной случайной величиной со средним значением a и квадратичным отклонением σ. В качестве

плотности распределения приращения примем гамма-распределение:

$$f_{\Delta Y}(y) = \frac{1}{\rho\Gamma(\beta)}\left(\frac{y}{\rho}\right)^{\beta-1}\exp\left(-\frac{y}{\rho}\right), \qquad (4)$$

где ρ и β — параметры распределения, определяемые через a и σ по формулам: $a = \beta\rho$ и $\sigma = \rho\sqrt{\beta}$:

$$\left.\begin{aligned}\beta &= (a/\sigma)^2;\\ \rho &= \sigma^2/a.\end{aligned}\right\} \qquad (5)$$

Гамма-распределение согласуется с опытными данными [3] и обладает следующими значимыми свойствами:

а) не имеет отрицательной ветки (износ — величина положительная);

б) при статистической независимости приращений суммарный износ $Y(t)$ распределен также по закону гамма-плотности [см. формулу (3)], но с параметрами ρ и $\beta_t = \beta t$;

в) с увеличением t износ $Y(t)$ имеет асимптотически нормальное распределение со следующими средним значением и дисперсией:

$$\bar{Y}(t) = at = \rho\beta t;$$

$$D_Y(t) = \sigma^2 t = \rho^2\beta t.$$

Линейность зависимости $\bar{Y}(t)$ достигается линеаризацией шкалы износа. Если $y'(t) = \varphi(t)$ — нелинейная функция износа, то линейность достигается преобразованием шкалы износа по формуле

$$y = \frac{L}{\bar{T}}\varphi^{-}(y'),$$

где $\varphi^{-}(y')$ — функция, обратная функции $\varphi(t)$; $\bar{T}$ — средняя стойкость резца — число обработанных деталей.

Компонента размера $\Delta(t)$ в формуле (1) зависит от погрешности базирования, точности измерения, точности позиционирования системы ЧПУ, а также других факторов, не связанных непосредственно с износом резца. Предполагается, что данная компонента имеет нормальное распределение со средним значением $\bar{\Delta}(t) = 0$ (постоянная часть этой погрешности учитывается при установке начальной настройки X_0 и квадратичным отклонением σ_0).

Процессы контроля, коррекции и подналадки в данном случае характеризуются шестью параметрами (N, n, X_1, X_2, X_0, Y_2), от оптимальности которых зависит эффективность контроля. В качестве критерия оптимальности режима контроля принимаем удельные затраты, связанные с контролем деталей, коррекцией размерной настройки, подналадкой, исправлением возможного брака, приходящиеся на одну деталь. Так как они зависят от случайных величин, то удельные затраты Θ выразим через отношение средних затрат $\bar{Z}$ за цикл подналадки к средней наработке $\bar{j}N$ за этот цикл [4]:

$$\Theta = \bar{Z}/(jN). \qquad (6)$$

Средние затраты на контроль за цикл составят $\bar{Z}_{\text{к}} = c_{\text{к}}n\bar{j}$, где $c_{\text{к}}$ — относительные затраты на контроль одной детали; $\bar{j}$ — среднее число партий в цикле подналадки.

Средние затраты на коррекции размерной настройки находим по формуле: $\bar{Z}_{\text{кор}} = c_{\text{кор}}\bar{K}$, где $c_{\text{кор}}$ — относительные затраты на одну коррекцию; $\bar{K}$ — среднее число коррекций за цикл.

Средние затраты на подналадки за цикл составят $\bar{Z}_p = c_p$, где c_p — относительные затраты на одну подналадку.

Средние затраты $\bar{Z}_b$ на исправление брака разделим на три части (число видов брака). Брак I имеет место, если $X(t) < X^{-}$; брак II — если $X(t) > X^{+}$; брак III — если деталь обработана неисправным резцом — износ $Y(t) > L$. Если $\bar{B}_1$, $\bar{B}_2$, $\bar{B}_3$ — средние числа соответствующего вида брака за цикл, c_{b1}, c_{b2}, c_{b3} — соответствующие затраты на исправление брака, получим:

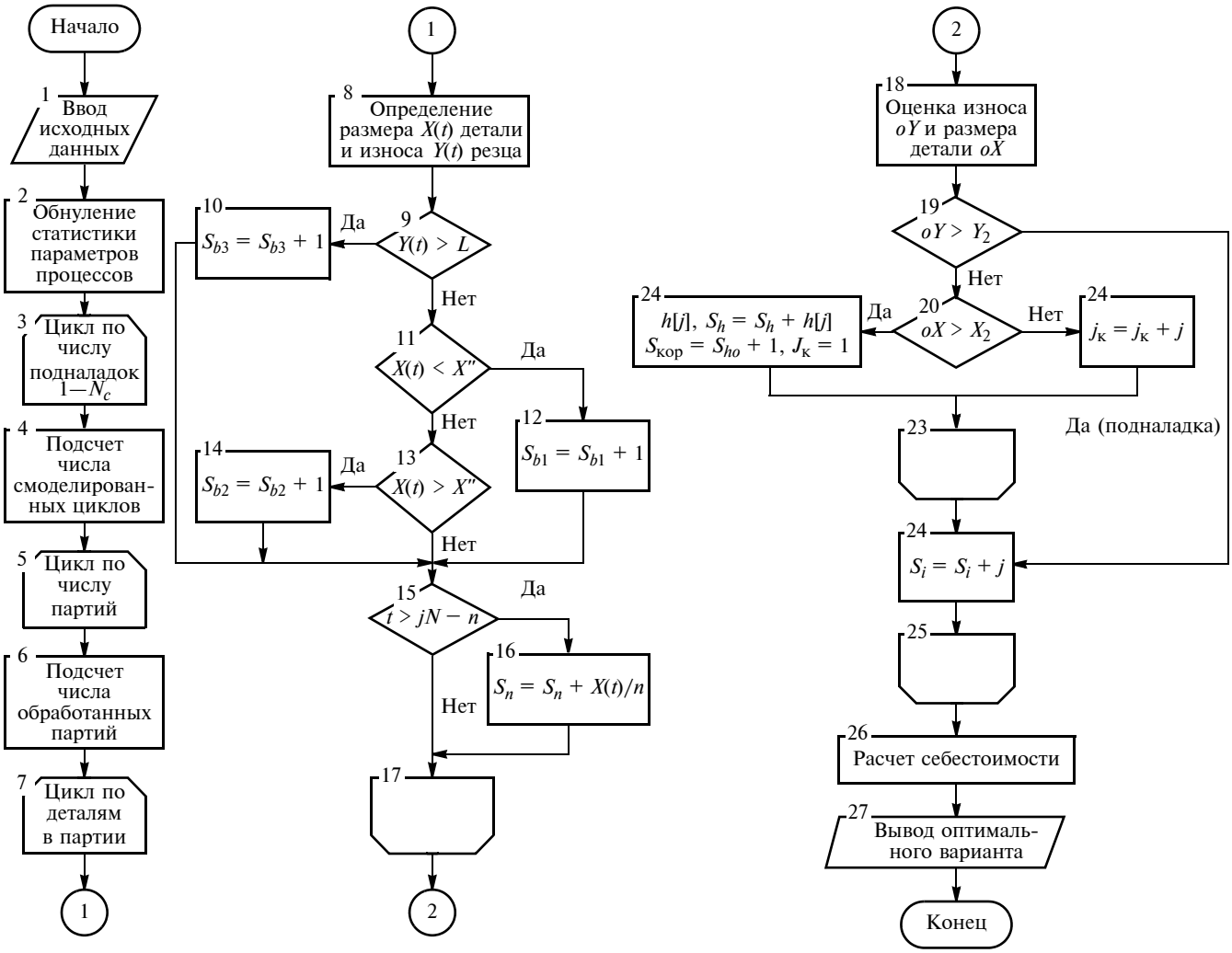
$$\bar{Z}_b = c_{b1}\bar{B}_1 + c_{b2}\bar{B}_2 + c_{b3}\bar{B}_3.$$

Полные средние затраты за цикл составят:

$$\bar{Z} = \bar{Z}_{\text{к}} + \bar{Z}_{\text{кор}} + \bar{Z}_p + \bar{Z}_b.$$

Для расчета показателей $\bar{j}$, $\bar{K}$, $\bar{B}_1$, $\bar{B}_2$, $\bar{B}_3$ воспользуемся методом статистического моделирования [5]. Для этого промоделируем на ЭВМ процесс контроля на интервале времени с достаточно большим числом N_c циклов подналадки. При заданных параметрах N, n, X_1, X_2, X_0, Y_2, границах поля допуска X^{-} и X^{+}, максимальном износе L, параметрах процесса изнашивания и погрешностях обработки a, σ и σ_0 расчет тем точнее, чем больше циклов в интервале моделирования.

При моделировании влияния износа на деталь по гамма-закону [см. формулу (3)] используется алгоритм, приведенный в работе [5, с. 36]. При моделировании погрешности Δt используется алгоритм для нормального распределения [5, с. 30]. При моделировании контроля процесса в N_c циклов необходимы следующие статистические данные: S_j — число обработанных партий; $S_{\text{к}}$ — число проконтролированных деталей; $S_{\text{кор}}$ — число проведенных коррекций; S_{b1}, S_{b2}, S_{b3} — объемы брака



Алгоритм статистического моделирования контроля по методу контрольной карты для станка с ЧПУ

по всем видам. Используя собранную статистику, определим следующие показатели процесса:

$$\left.\begin{aligned} \bar{j} &= \frac{S_j}{N_c}; \\ \bar{K} &= \frac{S_{кор}}{N_c}; \\ \bar{B}_1 &= \frac{S_{b1}}{N_c}; \\ \bar{B}_2 &= \frac{S_{b2}}{N_c}; \\ \bar{B}_3 &= \frac{S_{b3}}{N_c}. \end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

Брак соответствующего вида рассчитываем по формуле, %:

$$P_i = \bar{B}_i 100/(\bar{j} N), \quad i = 1;\ 2;\ 3.$$

На рисунке приведен алгоритм статистического моделирования процессов контроля, коррекции и подналадки.

Рассмотрим подробнее назначение блоков.

Блок 1 — ввод исходных данных (себестоимость исправимого брака или стоимость подналадки станка).

Блок 2 — обнуляется статистика параметров, которые в процессе моделирования будут пополняться; рассчитываются параметры гамма-распределения [см. формулу (4)] через средний износ на деталь и его квадратичное отклонение σ по формулам (5).

Блок 3 — организация моделирования контроля в течение N_c циклов подналадки.

Блок 4 — задаются начальные значения суммарной коррекции S_h за цикл, число j обработанных партий за цикл, номер $j_к$ партии с предыдущей коррекцией, а также подсчитываются смоделированные циклы.

Блок 5 — открывается цикл по числу партий в каждом из циклов подналадки станка.

Блок 6 — подсчитывается смоделированное число циклов.

Блок 7 — открывается цикл по деталям.

Блок 8 — определяются размеры деталей и износ резца.

Блоки 9—14 — определяется категория детали (годная, с исправимым или неисправимым браком) и пополняются статистические данные.

Блоки 15, 16 — в определенный момент подсчитывается среднее значение по выборке деталей.

Блок 17 — закрывается цикл по деталям.

Блок 18 — оценивается износ оY резца по формуле (3) и средний размер оX по формуле (2).

Блок 19 — сравниваются оценка износа резца и его сигнальная граница Y_2 по износу.

Блок 20 — рассчитывается коррекция по одному из пяти рассмотренных выше вариантов, определяются суммарная коррекция S_h за цикл и число коррекций, задается начальное значение для $j_к$. Если коррекции не было, то $j_к$ увеличивается на единицу (блок 22) и $j_к$ используется при расчете коррекции по варианту 7.

Блок 21 — сравнивается размер детали и верхняя сигнальная граница X_2.

Блок 22 — номер партии, после обработки которой проводилась коррекция ($j_к$), увеличивается на единицу.

Блок 23 — закрывается цикл по числу партий.

Блок 24 — увеличивается число выполненных подналадок.

Блок 25 — закрывается цикл по числу циклов подналадки.

Удельные затраты Θ рассчитывают по формуле (6) с учетом результатов моделирования [см. формулы (7)] в блоке 26.

Блок 27 — вывод оптимального варианта.

Оптимальные значения параметров N, n, X_2, X_0, Y_2 находят моделированием контроля при всех возможных значениях, заданных с некоторыми шагами, и определяют вариант, при котором удельные затраты Θ будут минимальными.

Пример оптимизации коррекции. Исходные данные частично взяты из работы [3]. Границы поля допуска обрабатываемой детали: $X = 35{,}0$ мм, $X^+ = 35{,}2$ мм; максимально допустимый размерный износ резца $L = 0{,}4$ мм. Параметры процесса изнашивания резца: $a = 0{,}00181$ мм, $\sigma = 0{,}00138$ мм, $\sigma_0 = 0{,}00097$ мм. Экономические константы; $c_к = 0{,}01$; $c_{кор} = 0{,}01$; $c_p = 0{,}2$; $c_{b1} = 0{,}2$; $c_{b2} = 0{,}1$; $c_{b3} = 1$ в относительных единицах (о.е), т. е. за единицу принимается себестоимость детали на момент выполнения соответствующей операции. Шаги при переборе вариантов по X_0, X_2, Y_2 равны 0,1 мм, по N и n − 1. Длина реализации процесса при подсчете средних затрат по каждому варианту режима контроля $N_c = 50$ циклов подналадки. Результаты оптимизации приведены в табл. 1.

По принятому критерию оптимальности [см. формулу (6)] лучшим оказался первый вариант коррекции, при котором после первой и второй партии (по 63 детали в каждой) проводится коррекция размерной настройки на 0,114 мм без контроля последних деталей партий, после третьей партии — подналадка, включающая в себя замену резца. При этом удельные затраты составляют 0,00117 о.е.

Полученный результат на первый взгляд выглядит парадоксально. Однако, если параметры износа и точности обработки известны точно, то для оптимизации не требуется дополнительная информация о фактических размерах деталей. Варианты 2—7 коррекции основываются на результатах контроля n последних деталей каждой партии, которые не дают новой информации, но требуют затрат времени

Таблица 1

Значения параметров и показателей оптимального процесса контроля, коррекции и подналадки при различных вариантах коррекции

Параметры и показатели	Вариант коррекции						
	1	2	3	4	5	6	7
Размер партии N, шт.	63	62	63	45	64	64	64
Размер выборки n, шт.	0	1	1	1	1	1	1
Уровень начальной настройки X_0, мм	35,04	35,04	35,04	35,01	35,04	35,04	35,04
Сигнальная граница X_2, мм	—	—	35,11	35,11	35,12	35,12	35,12
Сигнальная граница Y_2, мм	0,34	0,30	0,34	0,39	0,25	0,25	0,25
Удельные затраты, о.е	0,0012	0,0015	0,0013	0,0015	0,0014	0,0014	0,0014
Наработка за цикл, шт.	189	186	189	180	180,5	180,5	180,5
Брак I, %	0	0,1	0	0	0	0	0
Брак II, %	0,0106	0,043	0,0106	0,0111	0,0554	0,0554	0,0554
Брак III, %	0	0	0	0	0	0	0
Коэффициент использования стойкости	0,857	0,844	0,857	0,816	0,818	0,818	0,818

и средств, что учитывается компонентой $\bar{Z}_к$ затрат в критерии оптимальности [см. формулу (6)].

Если учесть, что параметры a, σ, σ_0 процесса являются приближенными оценками истинных параметров a', σ', σ'_0 и эти параметры со временем могут изменяться, например из-за разброса стойкости резцов или твердости обрабатываемых деталей и припуска на обработку, то более эффективными могут оказаться варианты с контролем размеров деталей.

При этом появляется возможность уточнения коррекции и прогнозирования износа резца. В этом случае реализуется внутрицикловая адаптация [6].

Проиллюстрируем это на конкретном примере. Параметры процесса изнашивания резца: $a' = 0{,}001$ мм, $\sigma' = 0{,}00138$ мм, $\sigma'_0 = 0{,}00097$ мм, т. е. параметр a' оказался меньше, чем предполагалось при оптимизации параметров, приведенных в табл. 1. Тогда статистическое моделирование процесса управления станком с ЧПУ дает результаты, которые приведены в табл. 2. В этом случае лучшими оказались варианты 5—7, так как они полнее используют информацию о фактических размерах деталей и частично компенсируют неточности оценок параметров a, σ, σ_0 и N, n, X_2, X_0, Y_2. Особенно эффективным оказался вариант 7. Если при тех же параметрах режима принять $n = 2$, то удельные затраты сократятся до 0,00163 о.е. Несколько хуже вариант 6 — для него удельные затраты при $n = 2$ снизятся до 0,00179 о.е.

Таблица 2

Значения показателей процесса контроля, коррекции и подналадки при различных вариантах коррекции

Параметры и показатели	Вариант коррекции						
	1	2	3	4	5	6	7
Удельные затраты, о.е	0,073	0,005	0,005	0,003	0,002	0,002	0,002
Наработка за цикл, шт.	189	335	139	180	224	224	224
Число партий в цикле	3	5	2	4	4	4	4
Число коррекций в цикле	2	4	0	1	1	1	1
Брак I, %	35,9	0,6	1,8	0,7	0,2	0,2	0,2
Брак II, %	0	0	0,014	0,056	0,48	0,48	0,48
Брак III, %	0	0	0,257	0	0	0	0
Коэффициент использования стойкости	0,472	0,837	0,346	0,450	0,56	0,56	0,56

Информацию о размерах последних деталей в партиях можно использовать для внецикловой адаптации, при которой параметры N, n, X_2, X_0, Y_2 уточняются после каждого цикла. Для этого необходимо накапливать статистику о размерах деталей и использовать данную информацию для оптимизации уточняемых параметров. Однако этот вопрос требует отдельного рассмотрения.

После апробации данной модели на примере обработки реальной детали — тихоходного вала 10.5.1-А.001, при обработке размера $\varnothing 35^{+0,16}$ [$L \approx 400$ мм, материал сменной твердосплавной пластины резца — сплав ВК8 (ГОСТ 25413—82), начальная настройка на обработку — 35,02 мм, материал детали — сталь 40Х (ГОСТ 4543—71)] получены: период подналадки; число коррекций за цикл подналадки; коррекция за цикл подналадки и другие параметры контрольной карты, хорошо согласующиеся с экспериментальными данными производства на ОАО "Полема" (г. Тула).

Это указывает на адекватность разработанной модели и возможности ее использования для управления текущим контролем и подналадкой станка с ЧПУ с целью уменьшения затрат и исключения необходимости дальнейших разработок для решения основной задачи — снижения себестоимости продукции.

Дальнейшее развитие данных исследований направлено на создание дополнительных модулей функционального расширения УЧПУ станка для расчета параметров контрольной карты для контроля и подналадки станка на рабочем месте в режиме реального времени, для дальнейшего снижения себестоимости продукции путем повышения точности используемой модели качества.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ Р 50779.42—98** (ИСО 8258—91). Статистические методы. Контрольные карты Шухарта. М.: Изд-во стандартов. 1998.

2. **Картавцев И. С.** Моделирование процесса подналадки станка с ЧПУ // Изв. ТулГУ. Технические науки. Вып. 2. 2012. С. 282—292.

3. **Кокс Д. Р., Смит В. Л.** Теория восстановления. М.: Советское радио, 1967. 300 с.

4. **Макаров А. Д.** Износ и стойкость режущих инструментов. М.: Машиностроение, 1966. 264 с.

5. **Пасько Н. И., Иноземцев А. Н., Зайков С. Г.** Статистическое моделирование процессов и систем. Тула: Изд-во ТулГУ, 2008. 112 с.

6. **Пасько Н. И., Картавцев М. С.** Математическая модель контроля размерной настройки станка с ЧПУ по методу контрольной карты // Изв. ТулГУ. Технические науки. Вып. 2. 2012. С. 292—301.

УДК 621.9.04.001.24

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

Теоретическое обеспечение технологической механики. 6. Сопоставление теории пластичности с теорией обработки металлов давлением. Часть 2*

Показана принципиальная разница решений задач пластической деформации методами прикладной теории пластичности и инженерной теории обработки металлов давлением.

Ключевые слова: условие пластичности, напряжение, деформация.

The principal differences in solutions of plastic deformation problems by applied theory of plasticity methods and by metal forming theory methods are shown.

Keywords: plasticity condition, stresses, deformations.

Продолжим анализ критики работ автора данного цикла статей (пп. 1, 2 — см. [1]).

3. Рассмотрим суть претензии Критика, недовольного тем, что автор данного цикла использует в своих работах закон трения Зибеля вместо "намного более адекватного", по мнению Критика, закона трения Амонтона—Кулона.

Для учета контактного трения при расчетах процессов обработки металлов давлением (ОМД) в подавляющем большинстве случаев [2] используют либо *закон Амонтона—Кулона*

$$\tau_к = f\sigma_n, \qquad (22)$$

(σ_n — нормальное напряжение на контактной поверхности, f — коэффициент трения по нормальному напряжению), либо *закон постоянной силы трения — закон Зибеля*

$$\tau_к = \beta\mu\sigma_s, \qquad (23)$$

где σ_s — напряжение текучести; β — коэффициент Лоде; μ — коэффициент трения по напряжению текучести.

Как указано в работе [3, с. 23], "попытка опереться на основы теории сухого трения, описываемые законом Амонтона—Кулона, при точном анализе процессов обработки металлов давлением приводит в ряде случаев к неудовлетворительным результатам, особенно при анализе объемных процессов деформирования". Дело в том, что при значительных нормальных напряжениях происходит пластическая деформация контактной поверхности, обусловливающая потерю линейной зависимости силы трения от нормальной нагрузки. Поэтому закон трения Амонтона—Кулона целесообразно использовать лишь для анализа процессов, при которых $\sigma_n < \sigma_s$, в частности для расчета операций листовой штамповки [2, 3], но и то лишь при применении элементарных инженерных методов теории ОМД (подробнее далее).

Известно, что коэффициент f трения по нормальному напряжению значительно зависит от целого ряда факторов: от повышения температуры, обусловленного трением на поверхности контакта или температурным режимом обработки (коэффициент f может изменяться более чем в 2 раза [4, с. 64, рис. 14, *а*]); от скорости скольжения (например, для стали при увеличении скорости скольжения в 2 раза зафиксировано изменение коэффициента f в 1,7 раза [5, с. 30, рис. 17]; между тем при прессовании, например, скорость скольжения на входе и выходе матрицы может отличаться в 15 и более раз); от величины контактного давления, т. е. нормального напряжения на контактной поверхности (для стали при изменении контактного давления в 3 раза — от 200 до 600 МПа, зафиксировано изменение коэффициента f в 5 раз [5, с. 95, рис. 67]; между тем даже при малонагруженном процессе волочения контактные давления на входе и выходе матрицы могут отличаться в 3 раза [7, с. 38, рис. 32], а при прессовании эта разница может увеличиться в несколько раз [8, с. 508]). Это вынуждает при создании инженерных теорий ОМД и стремлении к показной точности вместо одного допущения о выборе того или иного закона трения дополнительно принимать еще три-четыре. Например, при попытке создания теории волочения И. Л. Перлин допускает [7, с. 184, 185], что коэффициент трения f: 1) не зависит от повышения температуры; 2) не зависит от скорости скольжения; 3) не зависит от величины контактного давления; 4) не меняется по длине контактной по-

* Продолжение цикла. Начало — см. "Вестник машиностроения" № 1—7 за 2013 г., продолжение — № 9 за 2013 г.

верхности. В результате достигаемое повышение точности при использовании закона Амонтона—Кулона вместо закона постоянной силы трения является более чем спорным.

Большим преимуществом коэффициента μ трения по напряжению текучести является то, что он усредняет влияние всех факторов и изменяется в сравнительно малом, но ощутимом диапазоне $0 \leqslant \mu \leqslant 0{,}5$. Поэтому его применение легко унифицировать. Например, в расчетах операций холодной объемной штамповки стальных заготовок при хорошем смазывании (фосфатирование и омыливание) независимо от вида операций (высадка, редуцирование, закрытая калибровка или формовка, выдавливание прутков или стаканов, вытяжка с утонением стенки), скоростей и т. д. рекомендовано использовать "стандартный" коэффициент трения по напряжению текучести $\mu = 0{,}1$. При экспериментальной проверке различных теорий в условиях предельного сухого трения, в условиях горячей штамповки или просто при желании получить максимальное значение силы деформирования можно смело принимать $\mu = 0{,}5$ независимо от температуры, скорости скольжения, контактного давления и вида трущихся материалов.

В противоположность коэффициенту μ коэффициент f трения по нормальному напряжению не только существенно зависит от перечисленных параметров, но и изменяется в очень большом диапазоне: $0{,}01 \leqslant f \leqslant 6{,}00$ [9]. Поэтому при проверке предельных значений по какой-либо теории, построенной на основе закона трения Амонтона—Кулона и коэффициента f, очень непросто обоснованно выбрать его предельное значение в условиях сухого трения (потребуются дополнительные сложные и малонадежные эксперименты по определению f в конкретных условиях). Предельно возможные значения коэффициента f существенно зависят не только от указанных выше параметров, но и от вида трущихся материалов. Значения коэффициента f для стали, алюминия и меди существенно отличаются друг от друга (так, для меди $f = 4{,}8$ [10, с. 26], а для стали $f = 6{,}0$ [9, с. 28]), т. е. выбрать какой-нибудь "стандартный" предельный коэффициент невозможно.

Однако в поддержку своей позиции о необходимости применения закона трения Амонтона—Кулона Критик привел такой "убедительный" практический пример: известно, что при волочении волоки изнашиваются по своей длине неравномерно, следовательно, постоянного трения в процессе волочения быть не может: где больше износ, там больше и трение, а это и описывает адекватно закон Амонтона—Кулона.

Однако все известные ученые, занимавшиеся проблемами изнашивания инструмента при наличии пластических деформаций обрабатываемого материала, единодушно считают, что "закон Амонтона—Кулона тут неприменим" [11, с. 62], а для наилучшего математического описания наблюдаемых процессов следует использовать "хорошо зарекомендовавший себя закон постоянной силы трения" [11, с. 62; 12, с. 78; 13, с. 43; 14, с. 84]. Крупнейший исследователь процессов изнашивания инструментальных материалов А. Д. Макаров пишет [5, с. 21]: "Несмотря на то, что износ и трение взаимосвязаны, непосредственной и однозначной функциональной связи износостойкости и коэффициента трения f не установлено. Максимум износостойкости и минимум коэффициента трения не совпадают. Отсутствие непосредственной связи между коэффициентом трения и износом инструментального материала не позволяет использовать коэффициент трения в качестве показателя истирающих свойств сплавов или износостойкости инструментальных материалов".

Распределение контактных напряжений, в том числе и касательных, на передней рабочей поверхности режущих инструментов изучали очень многие отечественные и зарубежные ученые. При этом использовались самые различные методы: поляризационно-оптический; разрезных (составных) резцов; делительных сеток; твердости; электромоделирования и т. д. [5, 6, 11—15]. Найденное в экспериментах распределение напряжений сравнивали с наблюдаемыми закономерностями и видами изнашивания инструмента. В результате установили, что наибольший износ токарных резцов наблюдается не на острие резца, где напряжения трения максимальны, а на значительном удалении от него: там, где напряжения трения приблизительно вдвое меньше [11, с. 213, рис. 300; 12, с. 76, рис. 43 и с. 101, рис. 44].

Дело в том, что вследствие большой разницы прочностных свойств и твердости инструментальных и обрабатываемых материалов изнашивание путем механического истирания (абразивный износ) играет в данном случае крайне незначительную роль. Немного бóльшую роль играет адгезионное изнашивание, т. е. схватывание или прилипание контактирующих материалов друг к другу с последующим вырыванием частиц изнашиваемого тела. Указывают и на холодное сваривание контактирующих материалов. В силу упомянутой разницы свойств в основном вырывается не инструментальный, а обрабатываемый материал, налипающий на инструмент. Наибольшую же роль играет диффузион-

ное изнашивание, т. е. взаимопроникающее растворение вещества контактирующих тел с последующим уносом атомов изнашиваемого тела [5, 11—15].

В результате экспериментальных исследований установлено, что пластическая деформация значительно ускоряет диффузионные процессы в твердых телах, так как при этом образуется значительное количество свободных дислокаций, коэффициенты диффузии вдоль которых на много порядков больше, чем в местах с правильным строением кристаллической решетки.

Еще более усиливаются диффузионные процессы в результате тепловыделения от пластической деформации (при любой пластической деформации ≈90 % затраченной энергии выделяется в виде теплоты [2, с. 70]). При этом абразивный и адгезионный износы еще более снижаются, так как с ростом температуры возрастает разница контактных твердостей инструмента и обрабатываемого материала.

Ни механическим истиранием, ни адгезией нельзя объяснить износ твердосплавного инструмента при обработке мягких меди или алюминия, а также, например, износ алмаза или эльбора при пластической деформации или мягкого армко-железа [11, с. 203]. Именно диффузия является причиной изнашивания даже таких сверхтвердых материалов [11, с. 201—205].

Итак, экспериментальные исследования убедительно показали, что в изнашивании рабочих поверхностей формообрабатывающего инструмента наибольшую роль играет диффузионное соединение обрабатываемого и инструментального материалов.

Реальное изнашивание инструментальных материалов математически хорошо описывается с использованием закона постоянной силы трения, что убедительно показано автором в серии статей, посвященной разработке новой математической теории теплофизики и износа в процессах резания (см. "Вестник машиностроения", 2010, № 1÷12, 2011, № 1÷7). На основании этого можно утверждать, что, например, износ волок, адекватный реально наблюдаемому, вполне можно описать математически без использования закона трения Амонтона—Кулона.

Кроме физических доводов в пользу применения закона постоянного трения целесообразно привести и доводы математического характера, опровергающие мнение Критика, что применение в теоретическом анализе закона постоянного трения вызвано низкой математической подготовкой исследователей.

На самом деле это обусловлено не уровнем математической подготовки, а *математической необходимостью* в том случае, если ставится задача аналитического определения напряженного состояния по всему объему пластической области с получением решения в явном виде. Независимо от того, какой закон контактного трения следует считать наилучшим, жесткие ограничения в данном случае накладывает возможность непротиворечивого решения задачи с позиции уравнений математической теории пластичности. Поясним это подробнее.

Инженерный метод в теории ОМД, связанный с именем Е. П. Унксова, является вполне определенным понятием: это простейший метод определения силы деформирования путем решения сильно упрощенного уравнения равновесия в простых (а не в частных!) производных.

Чтобы лучше понять колоссальную разницу, рассмотрим простейший математический пример.

Допустим, что надо найти напряжение $\sigma_z(x)$ из уравнения в простых производных

$$d\sigma_z/dx = C, \qquad (24)$$

где C — произвольная постоянная.

Выполнив интегрирование, получим:

$$\sigma_z = \int C dx + C_1 = Cx + C_1. \qquad (25)$$

Остается найти произвольные постоянные C и C_1 из двух статических граничных условий и задача будет полностью решена.

Теперь допустим, что надо найти напряжение $\sigma_z(x, y, z)$ из уравнения в частных производных

$$\partial\sigma_z/\partial x = C. \qquad (26)$$

Выполнив интегрирование, получим:

$$\sigma_z = \int C\partial x + C_1 + f_1(y) + f_2(z) + f_3(y, z) = Cx + C_1 + f_1(y) + f_2(z) + f_3(y, z). \qquad (27)$$

Здесь уже в результате интегрирования возникла не только новая произвольная постоянная C_1, но и новые произвольные функции $f_1(y)$, $f_2(z)$ и $f_3(y, z)$, которые при дифференцировании по независимой координате x обращаются в ноль, в результате чего уравнение (26) удовлетворяется. Для определения этих функций недостаточно не только двух, но даже и тысячи статических граничных условий, а требуется дополнительно решать соответствующие системы определяющих уравнений в частных производных, каждое из которых может быть (и, как правило, бывает) намного сложнее рассмотренного исходного уравнения. Именно в этом и состоит колоссальная математическая разница примитивных инженерных методов теории ОМД и достаточно строгих методов прикладной теории пластичности.

Как уже было указано [16], в современной механике деформируемого твердого тела задача считается решенной точно уже тогда, когда ее решение сведено от частных производных к определяющему уравнению в простых производных, поскольку для многих типов таких уравнений известны точные решения, а если точное решение и неизвестно, то существуют детально разработанные методы получения приближенного решения с любой заданной точностью.

В инженерном методе теории ОМД все реальные математические сложности устраняются уже на стадии начального принятия различных допущений. В результате задача сводится к простому уравнению, решение которого с любой точностью не вызывает затруднений при любом задании закона контактного трения. Например, при анализе задачи осадки цилиндрической заготовки [1, рис. 3] решение сводится к элементарному уравнению [2, с. 259]

$$\frac{d\sigma_z}{d\rho} + \frac{2\tau_к}{h} = 0. \qquad (28)$$

Проинтегрировать это уравнение, т. е. получить окончательное решение, можно без особых трудностей при любом выборе закона изменения $\tau_к$ [кроме перечисленных законов (22) и (23) можно выбрать, например, зависимость И. В. Крагельского или закон Б. В. Дерягина, но какой закон ни выбери, говорить о высоком математическом уровне нельзя].

Однако простой инженерный метод принципиально непригоден для определения напряженного состояния по объему деформируемого тела и, соответственно, не позволяет, например, при анализе выдавливания стакана (рис. 4) найти такие важные параметры, как максимальное давление на стенку матрицы, необходимое для расчета матрицы на прочность, или гидростатическое давление, необходимое для прогнозирования разрушения. О еще более тонких задачах, таких как расчет размеров и формы застойных зон, утяжин, определение оптимальной скорости перемещения матрицы при выдавливании с активными силами трения, определение формы волокон структуры получаемого изделия, нахождение неравномерного распределения накопленных деформаций, даже и говорить не приходится.

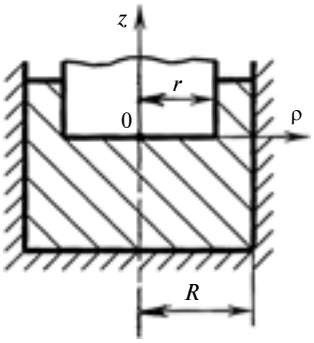


Рис. 4. Расчетная схема выдавливания цилиндрического стакана

При этом авторы известных решений инженерным методом принимают взаимоисключающие допущения, не подозревая об этом (а при корректной постановке задачи с использованием уравнений в частных производных совместимость условий является обязательной). Такие допущения будут подробно проанализированы в следующей статье.

Но при достаточно строгом решении задачи приходится использовать уравнения в частных производных, полная система которых представлена уравнениями (1)—(17) в работе [1]. В этих уравнениях касательное напряжение τ_{xz} является *переменной по объему неизвестной величиной*, которую нельзя подобно инженерному методу задать заранее, использовав тот или иной закон контактного трения. Если принять закон трения Амонтона—Кулона, то он войдет не в уравнения равновесия, а в граничные условия. Например, при осадке [1, рис. 3] будем иметь граничное условие $\tau_{\rho z} = f\sigma_z$ при $z = h$. В уравнение равновесия типа уравнения (3) в работе [1] нельзя подставить $\tau_{\rho z} = f\sigma_z$, так как внутри объема деформируемого тела касательные напряжения $\tau_{\rho z}$ подчиняются законам пластичности, а не законам контактного трения, т. е. будут совершенно иными и должны быть найдены в ходе решения всей системы уравнений теории пластичности.

При анализе же выдавливания стаканов (см. рис. 4) в соответствии с законом трения Амонтона—Кулона будем иметь граничные условия, согласно которым на поверхности контакта заготовки с пуансоном (т. е. при $z = 0$ и $0 \leqslant \rho \leqslant r$), $\tau_{\rho z} = f_1\sigma_z$, а на поверхности контакта с матрицей (т. е. при $\rho = R$) $\tau_{\rho z} = f_2\sigma_\rho$. Таким образом, и при осадке, и при выдавливании граничные условия будут содержать *неизвестные функции* σ_z и σ_ρ, и будут представлять собой не простые равенства, а *дополнительные уравнения*. В результате получим переопределенную систему уравнений, в которой число уравнений превышает число неизвестных. Задачу в такой постановке в принципе нельзя решить корректно [17, с. 261], а тем более решить в явном замкнутом виде. Можно лишь пытаться получить численными методами более или менее *приемлемое на вид* решение, в котором на самом деле всегда будет непреодолимое противоречие между принятым законом контактного трения Амонтона—Кулона и кинематикой течения, определяющей, в частности, отличный от упомянутого закон изменения касательных напряжений (это будет доказано математически в следующей статье).

Автору не известно ни одно аналитическое решение класси-

ческой системы уравнений теории пластичности, в котором был бы использован закон трения Амонтона—Кулона. Что касается тех, кто при использовании МКЭ полностью полагается на компьютер, то они никогда не анализируют, можно ли было в принципе получить решение при той или иной постановке задачи: раз компьютер выдал решение, значит все в порядке.

Будет полезно привести цитату из книги крупного ученого-механика К. Н. Шевченко, учившегося в МГУ вместе с А. А. Ильюшиным и работавшего долгие годы в Институте механики СССР [18, с. 139, 140]: "В основу работ по теории прокатки листа Кармана, А. И. Целикова, И. М. Павлова, А. П. Чекмарёва и др. положены упрощающие задачу допущения, позволившие свести задачу прокатки полосы к одномерной задаче. Принятые гипотезы привели к тому, что ряд вопросов — распределение напряжений внутри полосы, характер течения металла, неоднородность деформации и др. — остались вне поля зрения, не отражены в решении. Приведенное ниже решение устраняет ряд невыясненных вопросов. Задача прокатки полосы ставится как задача пластичности при плоской деформации тела. Принимается гипотеза идеального жестко-пластического тела. Но постановка математической задачи прокатки даже широкого и тонкого листа встречает ряд трудностей. Особые трудности возникают в связи с заданием контактного трения. Задание трения по закону Кулона с разными знаками на входе и выходе полосы из-под валков приводит к разрыву его в одной из точек линии контакта". Далее даже при использовании закона трения в виде простой суммы постоянной величины и члена, зависящего от скорости скольжения (но не от давления), К. Н. Шевченко сводит задачу к численному решению методом конечных разностей. Подчеркнем, что К. Н. Шевченко — высококвалифицированный математик, который ставил и решил все свои задачи не как ученый в области инженерных методов теории ОМД, а как специалист в области механики деформируемого твердого тела (не случайно на его труды ссылаются такие крупные зарубежные теоретики, как Р. Хилл, В. Прагер и Ф. Ходж).

В соответствии с изложенным автор считает, что при решении задач прикладной теории пластичности нет никакой необходимости в использовании закона Амонтона—Кулона. При такой постановке эти задачи станут аналитически неразрешимыми и потребуют грубого упрощения уравнений по принципу инженерной теории ОМД, в связи с чем псевдоточность вообще потеряет всякий смысл.

Тому, кто с этим не согласен, предлагаю решить аналитически какую-нибудь задачу теории пластичности с использованием полной системы классических уравнений в сочетании с законом трения Амонтона—Кулона. Тогда можно будет поучиться виртуозной математике. Но, боюсь, ждать такого решения нам придется невероятно долго.

Дальнейшее рассмотрение критических замечаний по работам автора требует привлечения большого математического аппарата и будет продолжено в следующей статье.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Воронцов А. Л.** Теоретическое обеспечение технологической механики. 6. Сопоставление теории пластичности с теорией обработки. Часть 1 // Вестник машиностроения. 2013. № 7. С. 64—69.

2. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.

3. **Исаченков Е. И.** Контактное трение и смазки при обработке металлов давлением. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.

4. **Охрименко Я. М., Тюрин В. А.** Теория процессов ковки. М.: Высшая школа, 1977. 295 с.

5. **Макаров А. Д.** Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976. 278 с.

6. **Полетика М. Ф.** Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. М.: Машиностроение, 1969. 148 с.

7. **Перлин И. Л., Ерманок М. З.** Теория волочения. М.: Металлургия, 1971. 448 с.

8. **Воронцов А. Л.** Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение, 2004. 721 с.

9. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматиздат, 1963 . 471 с.

10. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.

11. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982, 320 с.

12. **Резников А. Н.** Теплофизика резания. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.

13. **Рыжкин А. А.** Теплофизические процессы при изнашивании инструментальных режущих материалов. Ростов-н/Д: ДГТУ, 2005. 311 с.

14. **Талантов Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение, 1992. 240 с.

15. **Трент Е. М.** Резание металлов. М.: Машиностроение, 1980. 263 с.

16. **Воронцов А. Л.** Теоретическое обеспечение технологической механики. 1. Принципы и разделы механики сплошной среды // Вестник машиностроения. 2013. № 1. С. 51—56.

17. **Качанов Л. М.** Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. 420 с.

18. **Шевченко К. Н.** Основы математических методов в теории обработки металлов давлением. М.: Высшая школа, 1970. 351 с.

УДК [621.91.025.11:681.3.04].001.573

Н. Н. ЩЕГОЛЬКОВ, д-р техн. наук (ОАО НПО "ЦНИИТМАШ", г. Москва), e-mail: shchegol@live.ru

Алгоритм профилирования стружечных канавок конических концевых фрез с винтовыми зубьями

Рассмотрен метод профилирования квазивинтовых поверхностей на основе определения касательных траекторий точек формообразующей поверхности дискового инструмента. Приведен алгоритм расчета торцевого профиля стружечных канавок обрабатываемых конических концевых фрез с винтовыми зубьями.

Ключевые слова: конические концевые фрезы, профилирование.

The profiling method of quasi-helical surfaces based on definition of tangential path of points on shape-generating surface of a disk blade is considered. The calculation algorithm of end profile of chip grooves, which are machined by taper flute cutters with helical teeth, is described.

Keywords: taper flute cutter, profiling.

При обработке стружечных канавок конических концевых фрез с винтовыми зубьями (далее изделий) дисковыми двухугловыми фрезами (далее инструментами) с помощью существующих методов не представляется возможным заранее точно определить параметры установки инструмента и форму получаемых зубьев. Форма получаемой впадины значительно отличается от прямолинейного углового профиля дискового инструмента и зависит от факторов, степень влияния которых заранее невозможно определить. Обработанная канавка представляет собой квазивинтовую поверхность, профиль которой непрерывно изменяется по длине изделия. Настройка необходимых для обработки параметров, выполняемая опытным путем непосредственно на станке, часто не дает желаемых результатов и приводит к непроизводительным затратам.

В данной статье описывается алгоритм расчета профиля квазивинтовых стружечных канавок конических концевых фрез при обработке двухугловыми дисковыми фрезами, позволяющий решить указанные проблемы с помощью компьютерного моделирования результатов обработки.

Рассматриваемый способ профилирования основан на том, что при обработке изделия траектории сопряженных точек формообразующей поверхности инструмента являются касательными к этой поверхности. Поиск сопряженных точек с помощью касательных траекторий основан на фундаментальных положениях теории проектирования режущих инструментов [1]. Сопряженные (профилирующие) точки, принадлежащие одновременно поверхности инструмента и обработанной поверхности изделия, образуют в каждый момент обработки линию контакта (характеристику). Последовательный ряд этих линий формирует поверхность изделия. Профилирование сводится к выбору тех точек на поверхности инструмента, траектории движения которых относительно мысленно остановленного в данный момент изделия, являются касательными к этой поверхности.

Простейший случай профилирования (фрезерование фасонной дисковой фрезой прямого паза при подаче S, перпендикулярной к оси инструмента), представленный на рис. 1, показывает, что, например, точка F_O профиля инструмента является сопряженной точкой, так как прямолинейная траектория T_O ее движения представляет собой касательную к поверхности инструмента. Точка F, представляющая собой ту же точку F_O, но перемещенную на угол τ по окружности с радиусом r_F, не будет сопряженной, так как ее траектория T_F пересекает поверхность инструмента (показано штриховой линией). Линия контакта в данном случае повторяет осевой профиль инструмента и совпадает с получаемым профилем изделия.

При обработке квазивинтовой поверхности линия контакта имеет пространственный и гораздо более сложный характер. Она не совпадает ни с профилем инструмента, ни с профилем изделия. Более того, ее форма изменяется в каждый момент обработки и является мгновенной, так как зависит

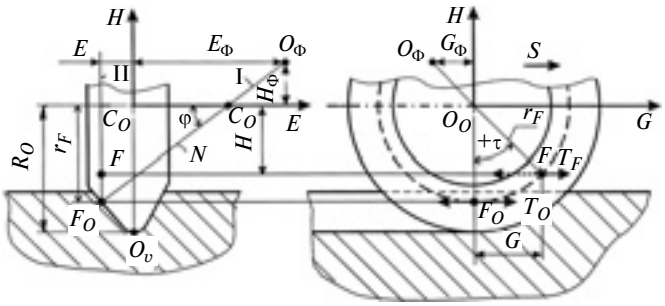


Рис. 1. Схема фрезерования фасонной дисковой фрезой прямого паза при подаче, перпендикулярной к оси инструмента

от изменяющегося положения инструмента относительно оси конического изделия. Непостоянство формы линии контакта вызвано изменением условий касания поверхностей инструмента и изделия. Для винтового движения углы наклона ω_i винтовых траекторий точек зависят от расстояний r_i последних до оси изделия, которые изменяются при наклонном движении инструмента относительно оси изделия. Угол ω_i определяется из формулы $\mathrm{tg}\omega_i = r_i/p$, где $p = R/\mathrm{tg}\omega_R$ — параметр винтового движения (ω_R — угол наклона зубьев изделия, заданный для сечения с радиусом R). Поскольку форма линий контакта изменяется при продольном перемещении инструмента, профили торцевых сечений изделия по его длине также будут различными.

Расположение точек на поверхности инструмента будем рассматривать в правой системе координат O_OEHG. Ось абсцисс E направим по оси инструмента, оси ординат H и аппликат G — как показано на рис. 1. Точечную поверхность инструмента образуем вращением точек его осевого профиля вокруг оси O_OE. В качестве исходного примем положение осевого профиля в плоскости EO_OH. Последовательно поворачивая каждую точку F_O исходного профиля на программно изменяемый угол $\pm\tau$, получим текущие точки F, лежащие на окружности торцевого сечения с радиусом r_F. Используя итерационный принцип, можно найти такое положение, в котором траектория текущей точки будет касательной к поверхности инструмента и точка будет принадлежать линии контакта.

Условия касания в текущей точке F должны соблюдаться в любом из бесконечного множества нормальных сечений к поверхности инструмента, проходящих через нормаль N (рис. 2). Траектория точки F представляет собой пространственную кривую T_F, которая не лежит в плоскости чертежа (кроме самой точки F). Кривизна поверхности инструмента в любой точке изменяется при изменении направления нормального сечения. Для упрощения расчетов малый участок реальной поверхности, расположенный вокруг точки F, целесообразно заменить эквивалентной поверхностью Ф постоянной средней кривизны. В этом случае достичь требуемой точности расчетов можно, если условия касания рассматривать в малой окрестности точки F. В римановой геометрии принимается, что в малой окрестности точки криволинейную поверхность можно с большой степенью точности заменить на касательную плоскость. Действительно, если взять прямоугольный треугольник с катетами $R_\Phi = 50$ мм и $\rho = 0{,}5$ мм, то разница гипотенузы и большего катета составит 0,0025 мм. Следовательно, в определенных условиях меньший катет можно заменить дугой окружности радиусом R_Φ с практически незначимой погрешностью, а окрестность точки — сферической поверхностью с центром O_Φ, находящимся на нормали N, что позволило получить формулу радиуса окрестности точки:

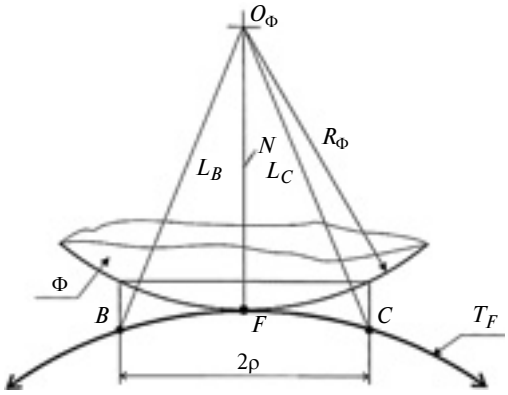


Рис. 2. Схема касания сферы Ф и относительной траектории T_F точки F инструмента

$$\rho = \sqrt{2R_\Phi q}, \qquad (1)$$

где R_Φ — радиус средней кривизны поверхности в заданной точке, q — погрешность при замене касательной плоскости сферической поверхностью Ф радиусом R_Φ.

Таким образом, поверхность окрестности точки F можно заменить поверхностью Ф постоянной кривизны, не снижая точности расчета профиля стружечной канавки, и считать ее эквивалентной поверхности инструмента.

Из теории поверхностей средняя кривизна поверхности определяется по формуле

$$\frac{1}{R_\Phi} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}\right), \qquad (2)$$

где R_1 и R_2 — наибольший и наименьший радиусы кривизны, определяемые в главных нормальных сечениях.

Радиусы R_1 и R_2 имеют постоянные значения для всех текущих точек F поверхности инструмента, лежащих на окружности радиусом r_F, поэтому соответствуют значениям для исходной точки F_O. Одно из двух главных нормальных сечений в точке F_O находится в плоскости I (см. рис. 1), проходящей через нормаль N перпендикулярно к профилю инструмента, другое — в осевой плоскости, т. е. в плоскости профиля.

Максимальный радиус кривизны участка поверхности инструмента с прямолинейным профилем в осевом сечении равен бесконечности ($R_1 = \infty$). Минимальный радиус кривизны R_2, находящийся в плоскости I, можно определить, используя теорему Менье. Угол между плоскостью I и торцевой плоскостью II равен $\pi/2 - \varphi$ (φ — угол в плане в данной точке профиля). Радиус кривизны торцевого сечения плоскостью II соответствует радиусу r_F ок-

ружности, на которой лежит выбранная точка. Тогда минимальный радиус кривизны (соответствующий отрезку $F_O C_O$ нормали N) определяем по формуле Менье:

$$R_2 = r_F/\sin\varphi. \quad (3)$$

Радиус R_Φ средней кривизны (на рис. 1 отрезок $F_O O_\Phi$) в соответствии с формулой (2) найдем следующим образом:

для прямолинейных участков профиля:

$$R_\Phi = 2r_F\sin\varphi; \quad (4)$$

для радиусных участков, для которых R_1 определяется по формуле (3), а $R_2 = r_в$:

$$R_\Phi = \frac{2r_в r_F}{r_F + r_в\sin\varphi}, \quad (5)$$

где $r_в$ — радиус при вершине профиля.

Траектория T_F будет касательной, если она не пересекает поверхности инструмента. Поскольку сферическая поверхность Ф средней кривизны в пределах расчетной окрестности эквивалентна поверхности инструмента, точки B и C, принадлежащие траектории T_F точки F и находящиеся от последней на расстояниях $\pm\rho$, не должны располагаться внутри сферы Ф. Отсюда получим условие касания:

$$\left.\begin{aligned} L_B &> R_\Phi; \\ L_C &> R_\Phi, \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

где L_B и L_C — соответствующие расстояния от точек B и C до центра O_Φ (см. рис. 2).

Если неравенства (6) выполняются, то точка F является сопряженной точкой.

Рассмотренный принцип профилирования был реализован с помощью компьютерной программы, исходные данные которой делятся на три группы:

1) для инструмента: D_O — наружный диаметр; W_O — ширина; ϑ — угол при вершине профиля; φ_O — угол в плане стороны, обрабатывающей переднюю поверхность зубьев; H_O — высота стороны для обработки передней поверхности зубьев; $r_в$ — радиус при вершине профиля;

2) для изделия: d — меньший диаметр конуса; ε_k — половина угла при вершине конуса; L — длина конуса; ω_D — угол наклона зубьев на большем диаметре; z — число зубьев изделия;

3) для установки: β — угол поворота стола; b и h — смещения стола соответственно в поперечном и вертикальном направлениях; ε — наклон оси делительной головки; $H_с = \pi D\mathrm{ctg}\omega_D/\cos\varepsilon$ — шаг настройки винтового движения изделия на станке (D — больший диаметр изделия, на котором задается угол ω_D).

Данные параметры установки соответствуют наладке при фрезеровании зубьев концевых фрез на универсально-фрезерном станке. Смещения b и h вершины профиля инструмента отсчитывают относительно верхней точки меньшего торца изделия. Поскольку заранее точно определить значения этих параметров не представляется возможным, их начальные значения определяют ориентировочно. В подсказке, выдаваемой программой, данные рассчитываются по формулам: $\beta = \omega_D$; $h = 0{,}35\pi d/z$; $b = (d/2 - h)\mathrm{tg}\varphi$; $\varepsilon = 0{,}5\varepsilon_k$. Достаточно грубые приближения легко корректируются подбором благодаря интерактивной работе программы и высокой скорости вычислений.

Блок-схема основной части алгоритма расчета приведена на рис. 3.

В блоке 1 вычисляются необходимые параметры точек профиля двухугловой фрезы (рис. 4): координаты A_{ij} и B_{ij} точек F, углы φ_{ij} в плане для каждой из них в локальной системе координат AO_vB. Индексы i и j соответствуют номерам точек и участков профиля: $i = 1$ — первая точка участка, $i = 0$ — последняя. Профиль разделен на четыре участка; участки 1 и 4 — прямолинейные. Скругление профиля радиусом $r_в$ разделено на два участка (2 и 3) так, чтобы точка стыка совпадала с началом O_v локальной системы координат. Дискретизацию профиля, т. е. представление его в виде массива параметров точек, можно выполнить по методике [2, 3], предназначенной для профилей любой формы, состоящих из отрезков прямых линий и дуг окружностей. В данном случае двухугловой профиль инструмента имеет вполне определенную форму, что позволяет конкретизировать данную методику и полностью автоматизировать процесс дискретизации с помощью подпрограммы, блок-схема алгоритма которой приведена на рис. 5.

В блоке 1.1 вычисляются абсциссы и ординаты первых и последних точек каждого из четырех участков профиля: A_{11}, B_{11}, A_{01}, B_{01}; A_{12}, B_{12}, A_{02}, B_{02}; A_{13}, B_{13}, A_{03}, B_{03}; A_{14}, B_{14}, A_{04}, B_{04}. В блоке 1.2 определяются длины каждого участка: L_1, L_2, L_3, L_4. В блоке 1.3 задаются расстояния между точками на каждом участке (шаги): t_1, t_2, t_3, t_4. Шаги выбираются при отладке программы с учетом качества изображений на мониторе и при печати. Далее вычисляется число точек на каждом участке: n_1, n_2, n_3, n_4. Приведенные формулы обеспечивают на каждом участке не менее двух точек, что при округлении результатов исключает деление на ноль. В блоке 1.4 организуются циклы расчетов по участкам j от 1 до 4 и точкам каждого участка от 1 до n_j (n_j — число точек на каждом участке). Если участок прямолинейный ($j = 1$ или $j = 4$) из блока 1.5 расчет переходит в блок 1.6, где определяют приращения ∇A и ∇B абсцисс и ординат при переходе к каждой следующей точке. В блоке 1.7 рассчитываются координаты A_{ij} и B_{ij} точки. Угол φ_{ij} в плане для точек

прямолинейных участков 1 и 4 соответствует углам φ_O или φ_c в плане этих участков, что и определяется в блоках 1.8, 1.9 или 1.10. Если участок профиля радиусный ($j = 2$ или $j = 3$) из блока 1.5 расчет переходит в блок 1.11, где находится угловое приращение $\nabla\varphi$ для текущего участка j в зависимости от центрального угла U_j (см. рис. 4). Если $j = 2$, то расчет из блока 1.12 переходит в блок 1.13, где определяется угол φ_{ij} для текущей точки участка, затем — в блок 1.14, где вычисляется ее абсцисса A_{ij}. Если $j = 3$, то угол φ_{ij} рассчитывается в блоке 1.15 по другой формуле, так как для первой точки этого участка угол в плане равен $\pi/2$. В блоке 1.16 рассчитываются абсцисса A_{ij} точки участка 3. Ординаты B_{ij} точек участков 2 и 3 определяются в блоке 1.17 по общей формуле в зависимости от углов φ_{ij}.

На этом подпрограмма дискретизации профиля инструмента заканчивается, расчет продолжается в соответствии с основной блок-схемой (см. рис. 3). В блоке 2 организуется цикл расчетов заданного числа N_s торцевых сечений конического изделия. В данной программе принято $N_s = 3$. Рассчитываются профили меньшего, среднего и большего торцевых сечений, а в блоке 3 — расстояния по оси изделия от меньшего торца до указанных сечений по формуле

$$L_s = (s - 1)L/(N_s - 1) \tag{7}$$

и наружные радиусы сечений:

$$r_s = r + L_s \mathrm{tg}\varepsilon_k, \tag{8}$$

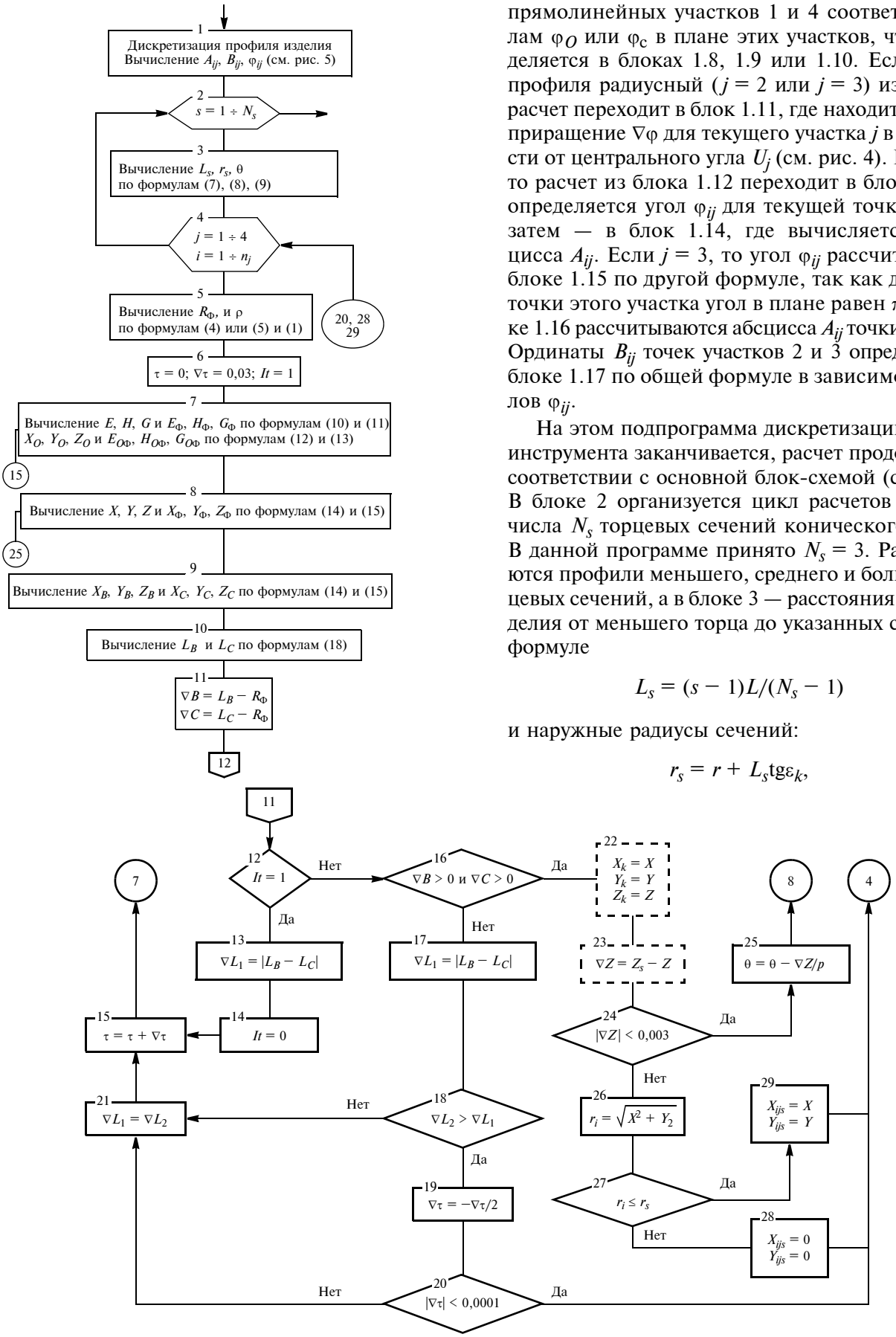


Рис. 3. Блок-схема алгоритма расчета торцевого профиля квазивинтовых поверхностей стружечных канавок конической концевой фрезы при обработке дисковым инструментом

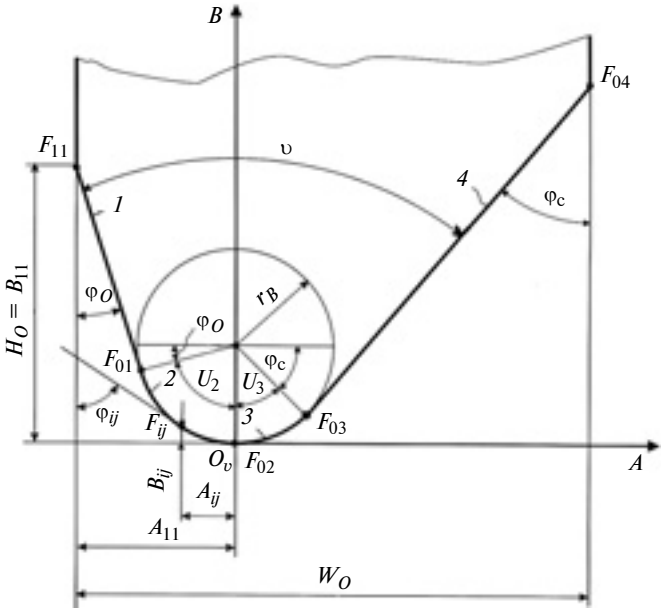


Рис. 4. Параметры профиля дисковой двухугловой фрезы в автономной системе координат

а также угол относительного вращения инструмента вокруг оси изделия при перемещении вдоль нее на величину L_s (в данном случае принимают, что изделие неподвижно, а инструмент перемешается):

$$\theta_s = L_s/p, \tag{9}$$

где s — номер сечения; p — параметр винтового движения.

Блок 4 организует циклы итерационного поиска сопряженных точек. В качестве исходных принимают точки осевого профиля инструмента в координатной плоскости EO_OH системы координат инструмента O_OEHG (см. рис. 1). Расчет выполняется последовательно для каждой i-й точки каждого j-го участка. В блоке 5 вычисляются параметры окрестности текущей точки: радиус ρ окрестности по формулам (1) и радиус $R_Ф$ заменяющей сферической поверхности по формулам (4) или (5), где $r_F = R_O - B_{ij}$, здесь $R_O = D_O/2$. Затем в блоке 6 задаются начальные значения угла $\tau = 0$, определяющего положение точки на поверхности инструмента, и шага итераций $\nabla\tau = 0{,}03$, величина которого устанавливается при отладке программы. Там же задается индекс первой итерации $It = 1$.

В блоке 7 в системе координат инструмента O_OEHG вычисляются координаты E, H, G текущей точки и соответствующие ей координаты $E_Ф$, $H_Ф$ и $G_Ф$ центра сферы Ф по формулам (см. рис. 1 и 4):

$$\left.\begin{aligned} E &= A_{ij}; \\ H &= (B_{ij} - R_O)\cos\tau; \\ G &= (R_O - B_{ij})\sin\tau; \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

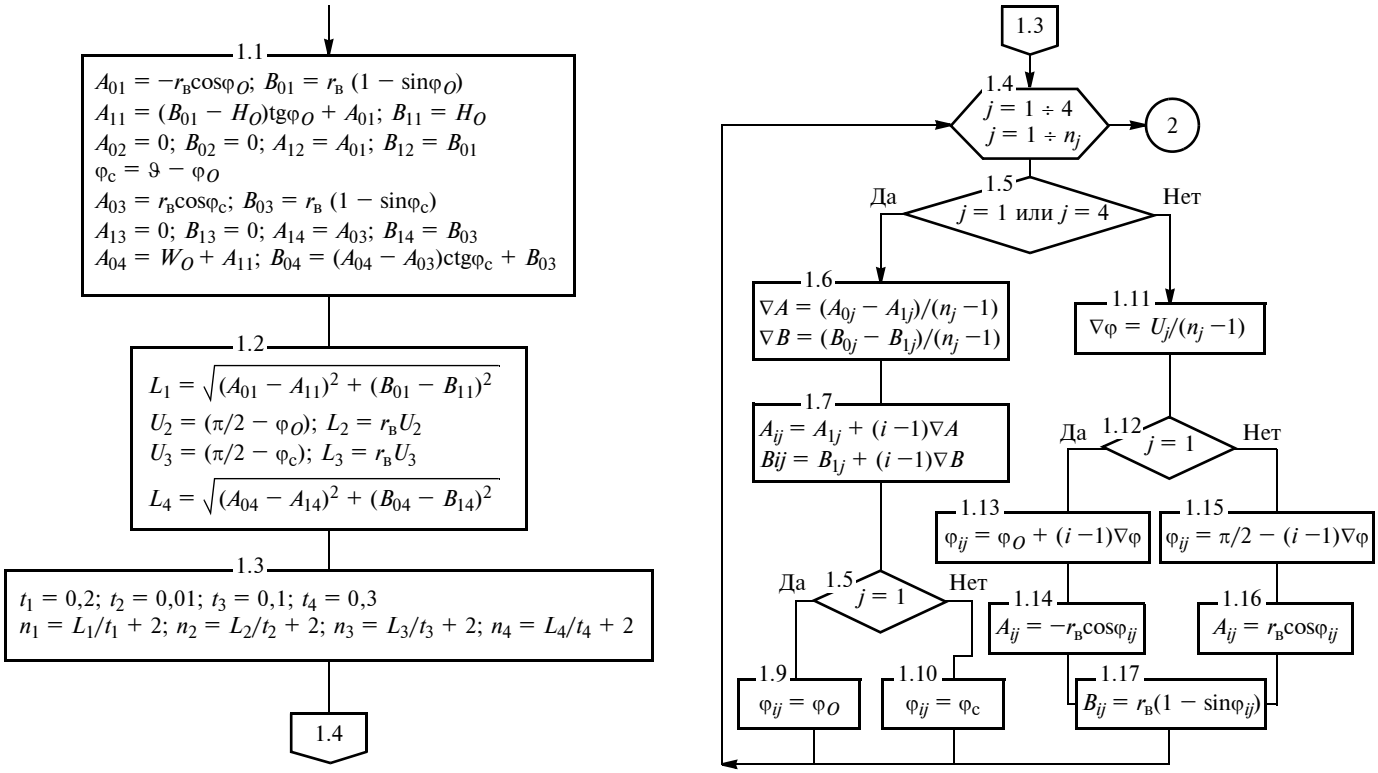


Рис. 5. Блок-схема алгоритма дискретизации профиля дисковой двухугловой фрезы

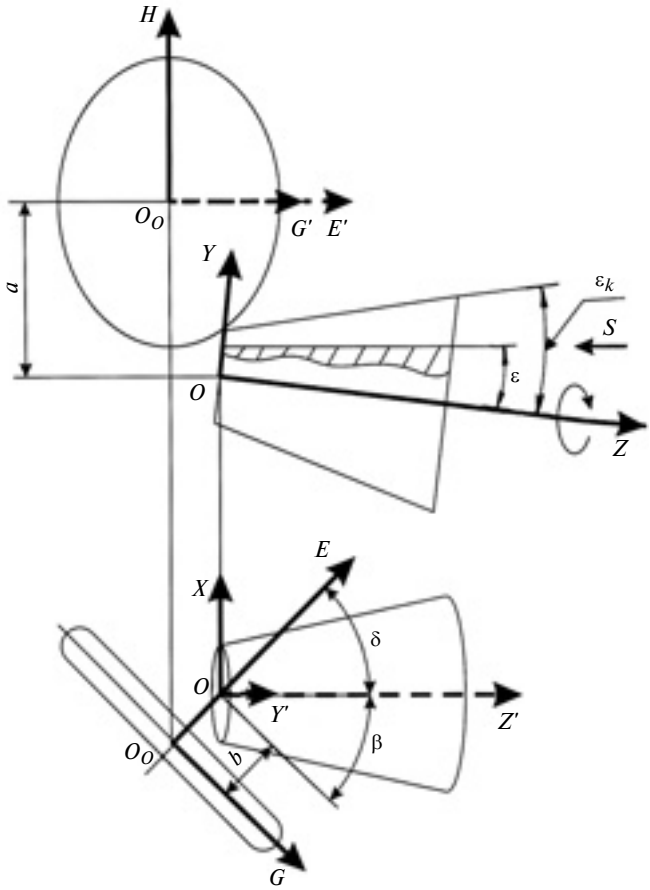


Рис. 6. Схема расположения систем координат инструмента (O_OEHG) и изделия ($OXYZ$) в начальный момент обработки

$$\left.\begin{aligned} E_\Phi &= E - \mathrm{sign}(E) r_F \cos\varphi_{ij}; \\ H_\Phi &= (R_\Phi \sin\varphi_{ij} - r_F)\cos\tau; \\ G_\Phi &= (r_F - R_\Phi \sin\varphi_{ij})\sin\tau, \end{aligned}\right\} \quad (11)$$

где τ — текущее значение угла, изменяющееся в процессе итераций; $\mathrm{sign}(E) = \mathrm{sign}(A)$ — функция знака абсциссы A, обеспечивающая правильное расположение центра O_Φ в системе координат инструмента для точек обеих сторон профиля. Это связано с тем, что угол φ_{ij} в плане не может иметь отрицательных значений.

Затем методом преобразования координат определяют координаты текущей точки в системе координат $OXYZ$ изделия. Преобразование производится в соответствии со схемой взаимного расположения систем координат инструмента (O_OEHG) и изделия ($OXYZ$) (рис. 6). В обозначении проекции осей, не лежащих в плоскости чертежа, используется штрих: Y', G', E' и Z'. Взаимное расположение систем определяется параметрами a, b, ε и δ, а расстояние между центрами систем координат формулой $a = R_O - h + r\cos\varepsilon$, где $r = d/2$.

Угол скрещивания осей инструмента и изделия $\delta = \pi/2 - \beta$.

Параметры b, h, ε и β — параметры установки, значения которых интерактивно корректируются.

В результате преобразования координаты X_O, Y_O, Z_O текущей точки F и $X_{O\Phi}$, $Y_{O\Phi}$, $Z_{O\Phi}$ центра O_Φ в системе $OXYZ$ определятся по формулам:

$$\left.\begin{aligned} X_O &= (E - b)\sin\delta - G\cos\delta; \\ Y_O &= (G\sin\delta + (E - b)\cos\delta)\sin\varepsilon + (H + a)\cos\varepsilon; \\ Z_O &= (G\sin\delta + (E - b)\cos\delta)\cos\varepsilon - (H + a)\sin\varepsilon; \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

$$\left.\begin{aligned} X_{O\Phi} &= (E_\Phi - b)\sin\delta - G_\Phi\cos\delta; \\ Y_{O\Phi} &= (G_\Phi\sin\delta + (E_\Phi - b)\cos\delta)\sin\varepsilon + \\ &+ (H_\Phi + a)\cos\varepsilon; \\ Z_{O\Phi} &= (G_\Phi\sin\delta + (E_\Phi - b)\cos\delta)\cos\varepsilon - \\ &- (H_\Phi + a)\sin\varepsilon. \end{aligned}\right\} \quad (13)$$

При винтовом движении вдоль оси OZ изделия текущие координаты X, Y, Z точки F и X_Φ, Y_Φ, Z_Φ центра O_Φ в соответствии с параметрическим уравнением относительного винтового движения инструмента в системе координат изделия рассчитываются по формулам:

$$\left.\begin{aligned} X &= X_O\cos\theta - (Y_O + p\theta\,\mathrm{tg}\varepsilon)\sin\theta; \\ Y &= (Y_O + p\theta\,\mathrm{tg}\varepsilon)\cos\theta + X_O\sin\theta; \\ Z &= Z_O + p\theta; \end{aligned}\right\} \quad (14)$$

$$\left.\begin{aligned} X_\Phi &= X_{O\Phi}\cos\theta - (Y_{O\Phi} + p\theta\,\mathrm{tg}\varepsilon)\sin\theta; \\ Y_\Phi &= (Y_{O\Phi} + p\theta\,\mathrm{tg}\varepsilon)\cos\theta + X_{O\Phi}\sin\theta; \\ Z_\Phi &= Z_{O\Phi} + p\theta. \end{aligned}\right\} \quad (15)$$

После определения положения рассматриваемой точки поверхности инструмента в системе координат изделия в блоке 9 рассчитываются координаты X_B, Y_B, Z_B и X_C, Y_C, Z_C контрольных точек B и C, расположенных в пределах окрестности точки F радиусом ρ (см. рис. 2):

$$\left.\begin{aligned} X_B &= X_O\cos(\theta - \nabla\theta) - \\ &- (Y_O + p(\theta - \nabla\theta)\mathrm{tg}\varepsilon)\sin(\theta - \nabla\theta); \\ Y_B &= (Y_O + p(\theta - \nabla\theta)\mathrm{tg}\varepsilon)\cos(\theta - \nabla\theta) + \\ &+ X_O\sin(\theta - \nabla\theta); \\ Z_B &= Z_O + p(\theta - \nabla\theta); \end{aligned}\right\} \quad (16)$$

$$\left.\begin{aligned} X_C &= X_O\cos(\theta+\nabla\theta)- \\ &-(Y_O+p(\theta+\nabla\theta)\mathrm{tg}\varepsilon)\sin(\theta+\nabla\theta); \\ Y_C &= (Y_O+p(\theta+\nabla\theta)\mathrm{tg}\varepsilon)\cos(\theta+\nabla\theta)+ \\ &+X_O\sin(\theta+\nabla\theta); \\ Z_C &= Z_O+p(\theta+\nabla\theta). \end{aligned}\right\} \quad (17)$$

Здесь $\nabla\theta = \rho\cos\omega_i/p$ — приращение углового генерирующего параметра θ, соответствующее перемещению точки по винтовой траектории на расстояние ρ, где $\omega_i = \mathrm{arctg}\left(\frac{\sqrt{X^2+Y^2}}{p}\right)$.

Затем в блоке 10 для контрольных точек B и C вычисляются их расстояния L_B и L_C до центра O_Φ заменяющей сферы (см. рис. 2):

$$L_B = \sqrt{(X_B-X_\Phi)^2+(Y_B-Y_\Phi)^2+(Z_B-Z_\Phi)^2};$$

$$L_C = \sqrt{(X_C-X_\Phi)^2+(Y_C-Y_\Phi)^2+(Z_C-Z_\Phi)^2}, \quad (18)$$

а в блоке 11 определяются разности ∇B и ∇C соответственно расстояния L_B или L_C и радиуса R_Φ сферы.

Далее начинается итерационный поиск положения текущей точки поверхности инструмента, при котором она принадлежит не только линии контакта, но и торцевому сечению изделия.

Сначала в блоке 12 проверяется, является ли выполняемая итерация первой. Это необходимо для того, чтобы установить в блоке 13 начальное значение контролируемого параметра, т. е. абсолютную величину разности L_B и L_C. Чем меньше эта величина, тем больше вероятность, что траектория T сканирующей точки F является касательной к поверхности инструмента. На основе сравнения старого (предыдущего) значения ∇L_1 с новым (последующим) ∇L_2 выполняется коррекция хода итерационных вычислений. В блоке 14 обнуляется индекс первой итерации, а в блоке 15 первоначально назначенный в блоке 6 угол τ текущей точки увеличивается на шаг итераций, т. е. $\nabla\tau$. Поскольку положение точки на поверхности инструмента изменилось, расчет возвращается в блок 7, повторяется до блока 12 и по ветви "Нет" переходит в блок 16, где проверяется условие касания.

Если условие касания не выполняется, в блоке 17 вычисляется новое абсолютное значение ∇L_2. В блоке 18 проверяется, как изменилась эта величина по сравнению с ее прежним значением ∇L_1. Если $\nabla L_2 > \nabla L_1$, то в блоке 19 шаг $\nabla\tau$ меняет свой знак и уменьшается в 2 раза. При этом текущая точка меняет направление движения, а ее перемещение уменьшается. Если условие блока 18 не выполняется, то шаг и его знак не изменяются. После определения шага расчет направляется в блок 21, где переменной величине ∇L_1 присваивается новое значение ∇L_2. Далее через блок 15, где рассчитывается новое значение угла τ поворота текущей точки, расчет возвращается в блок 7 и повторяется до блока 16. Блок 20 выполняет вспомогательную функцию — устраняет зацикливание при очень малом шаге $\nabla\tau$, прерывая и переводя расчет через блок 4 сразу к следующей точке профиля инструмента. Такая ситуация, вероятно, указывает на то, что сопряженной точки не существует.

Если условие блока 16 выполняется, то текущая точка является сопряженной точкой. В блоке 22 фиксируются ее координаты X_k, Y_k и Z_k как координаты точки мгновенной линии контакта. Блок 22 имеет смысловое значение, по его данным при необходимости получают графическое изображение линии контакта. Расчет продолжается в блоке 23, где определяется расстояние ∇Z этой точки линии контакта до текущего торцевого сечения изделия по оси OZ. Если аппликата Z точки больше расстояния L_s (определенного в блоке 3), то ∇Z будет отрицательной. Знак ∇Z определяет направление перемещения точки по оси при итерации. Когда абсолютное значение ∇Z превышает заданное значение (в данном случае 0,003 мм), то считаем, что точка находится в плоскости торцевого сечения.

Если условие блока 24 не выполняется, то генерирующий угловой параметр θ, определяющий положение инструмента, корректируется в блоке 25 на величину, обеспечивающую перемещение инструмента на расстояние ∇Z (с учетом знака) по оси изделия, и расчет возвращается в блок 8. Если условие блока 24 выполняется, то в блоке 26 вычисляется расстояние r_i найденной точки до оси изделия. Необходимость вычисления r_i вызвана тем, что точка принадлежит сечению воображаемого следа, оставляемого формообразующей поверхностью инструмента, образованной его профилем. Поскольку инструмент не врезается в изделие на полную глубину, профиль получаемой канавки является частью этого следа, ограниченного окружностью торцевого сечения изделия. Если r_i не превышает наружного радиуса r_s данного торцевого сечения (блок 27), то в блоке 29 значения абсциссы X и ординаты Y этой точки присваиваются соответствующим координатам с тройными индексами X_{ijs} и Y_{ijs} (i — номер точки; j — номер участка профиля инструмента; s — номер торцевого сечения изделия), которые являются координатами точки торцевого сечения изделия. Если условие блока 27 не выполняется, то координаты обнуляются (блок 28) и в профилировании изделия точка с радиусом r_i участия не принимает. После блоков 28 и

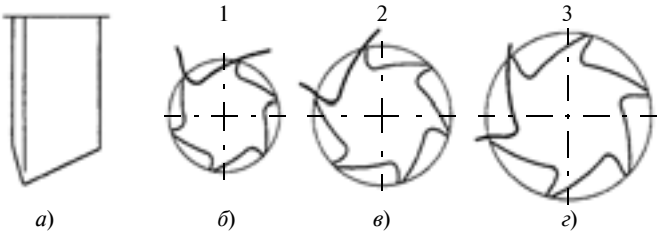


Рис. 7. Результат моделирования торцевых сечений конической концевой фрезы после профилирования квазивинтовых стружечных канавок:
а — профиль дискового инструмента; *б—г* — профили сечений соответственно по меньшему, среднему и большему диаметрам

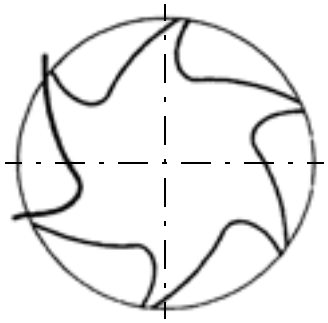


Рис. 8. Торцевой профиль стружечных канавок цилиндрической фрезы с винтовыми зубьями

29 расчет повторяется, начиная с блока 4, для следующей точки *i* профиля.

После расчета всех точек и участков исходного профиля инструмента, всех торцевых сечений изделия основная часть алгоритма профилирования заканчивается в блоке 2. Полученные данные используют при создании изображения профиля изделия и вычисления параметров полученной канавки.

Результат рассмотренного алгоритма приведен на рис. 7, а именно осевой профиль дискового инструмента и три торцевые сечения 1, 2 и 3 конической концевой фрезы по меньшему, среднему и большему диаметрам после фрезерования винтовых стружечных канавок. Для одной стружечной канавки в каждом сечении толстой линией показан профиль воображаемого следа в пространстве формообразующей части инструмента. Размеры инструмента: D_O = 60 мм, W_O = 16 мм, ϑ = 80°, φ_O = 15°, H_O = 7 мм, r_B = 0,5 мм. Размеры изделия: d = 20 мм, ε_k = 7°, L = 40 мм, ω_D = 25°, z = 6. Параметры установки: β = 25°, b = 5,5 мм, h = 3,7 мм, ε = 3,5°. Передний угол и глубина стружечной канавки составили для сечения 1 — соответственно 10,6° и 2,7 мм, для сечения 2 — 23,2° и 4 мм, для сечения 3 — 6,9° и 5,3 мм.

Данный способ профилирования позволяет получать "срез" изделия по длине в любом месте. Видно, как изменяется профиль канавки: вогнутая передняя поверхность превращается в выпуклую. Передние торцевые углы значительно изменяются по оси изделия. Несмотря на то, что их значения могут быть несколько выровнены на операции заточки, традиционную обработку стандартными двухугловыми дисковыми инструментами целесообразно использовать для изделий с небольшими углами конуса и наклона винтовых зубьев.

Алгоритм профилирования — универсален. Так, для изделий цилиндрической формы принимаются в качестве исходных данных $\varepsilon_k = \varepsilon = 0$. На рис. 8 показано торцевое сечение заготовки цилиндрической концевой фрезы с наружным диаметром 32 мм после обработки винтовых стружечных канавок с углом наклона 30° дисковым инструментом с теми же параметрами, что и в предыдущем случае (см. рис. 7, *а*). Параметры установки: β = 35°, b = 2,8 мм, h = 6,5 мм, ε = 0. Передний угол составил 14,3°, глубина канавки — 6,4 мм.

Компьютерная программа на языке Visual Basic 6 позволяет изменять исходные данные в процессе работы. Мгновенный вывод на экран профиля изделия позволяет оценить применение дисковых инструментов различной конфигурации и выбор параметров установки.

Предложенный способ (метод следа) является итерационным профилированием [4, 5]. Его особенность — использование двух связанных итерационных процессов: цикла определения точки линии контакта и цикла расчета точки торцевого профиля изделия.

Данный алгоритм можно использовать и для других кинематических схем обработки, например на станках с ЧПУ при соответствующей корректировке формул, учитывающих особенности траектории движения инструмента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Родин П. Р.** Основы теории проектирования режущих инструментов. Киев: Южное отделение Машгиза, 1960. 160 с.

2. **Щегольков Н. Н.** Дискретизация профиля изделия при автоматизированном проектировании фасонных режущих инструментов // Станки и инструмент. 1993. № 5. С. 16—20.

3. **Щегольков Н. Н.** Моделирование профиля изделия при компьютерном профилировании обрабатывающего инструмента // Вестник машиностроения. 1995. № 5. С. 32—35

4. **Щегольков Н. Н.** Итерационное профилирование дисковых инструментов для обработки винтовых поверхностей с использованием метода нормалей // Станки и инструмент. 1991. № 6. С. 26—28.

5. **Щегольков Н. Н.** Итерационное профилирование винтовой поверхности изделия по заданному профилю инструмента // СТИН. 2001. № 3. С. 21—24.

УДК 621.7.011:669.018

А. И. ХОРЕВ, д-р техн. наук (ФГУП "ВИАМ"), e-mail: tokage@rambler.ru

Основы обработки давлением титановых сплавов

Разработана теория термомеханической обработки и текстурного упрочнения титановых сплавов. Определены режимы обработки при изготовлении различных полуфабрикатов. Рассмотрены направления повышения стабильности механических свойств титановых сплавов комплексным легированием.

Ключевые слова: титановые сплавы, комплексное легирование, деформация, термомеханическая обработка.

The theory of thermomechanical treatment and texture hardening of titanium alloys is developed. The machining modes at production of various semi finished materials are determined. The ways of improvement of mechanical properties stability of titanium alloys by complex alloying are considered.

Keywords: titanium alloys, complex alloying, deformation, thermomechanical treatment.

Повышение прочности и эксплуатационной надежности титановых сплавов, применяемых в современном машиностроении, является важнейшей задачей. Стабильность механических и технологических свойств сплавов во многом определяется металлургическим производством полуфабрикатов и технологией изготовления конструкций.

В статье рассматривается повышение стабильности механических свойств титановых сплавов комплексным легированием при уменьшении диапазона легирования и применением новых режимов обработки давлением ($\alpha + \beta$)-титановых сплавов ВТ23М и ВТ23 (системы Ti—Al—Mo—V—Cr—Fe) и новейшего ($\alpha + \beta$)-титанового сплава ВТ43 (системы Ti—Al—Mo—V—Cr—Fe—Zr—Nb—Cu) высокой и сверхвысокой прочности [1—11].

Сплавы ВТ23М, ВТ23 и ВТ43 разработаны автором на основе созданной им теории комплексного легирования, обеспечивающего постоянное суммарное содержание β-стабилизирующих элементов в разных зонах как слитка, так и изготовленных из него полуфабрикатов. Уменьшение диапазона легирования в сплаве ВТ23М способствовало повышению стабильности механических свойств и эксплуатационных характеристик ($\alpha + \beta$)-титановых сплавов, а дополнительное легирование сплавов ВТ23М и ВТ23 цирконием, ниобием и медью — повышение прочности α- и β-фаз в сплаве ВТ43 (при большем упрочнении α-фазы) и достижению равной прочности α- и β-твердых растворов. Создание титановых сплавов с применением комплексного легирования, микролегирования, термической и термомеханической обработок, а также текстурного упрочнения будет перспективным направлением в ближайшие 20÷30 лет. Особая роль будет отведена перспективным композиционным материалам на основе титановых сплавов нового поколения и прогрессивных технологий.

Сплавы ВТ23М, ВТ23 и ВТ43 являются сплавами универсального применения, из которых можно изготовлять все виды полуфабрикатов и типы конструкций (монолитные, сварные, паяные и др.). Из сплавов ВТ23 и ВТ23М изготовляют: листы толщиной 0,8÷10 мм; ленты толщиной 0,1÷1 мм; фольгу толщиной 0,08 мм; ковано-катаные плиты толщиной 11÷160 мм; поковки массой до 3500 кг и сечением до 300 мм; штамповки массой до 3000 кг и сечением до 250 мм; прутки диаметром 10÷150 мм; прессованные профили; прессованные, горячекатаные и холоднокатаные трубы. Такой же сортамент полуфабрикатов можно изготовить и из сплава ВТ43, по параметрам деформирования аналогичного сплавам ВТ23 и ВТ23М.

Комплексно легированные титановые ($\alpha + \beta$)-сплавы работают в диапазоне температур от −196 до 450 °С в отличие от β-сплавов, работающих при температуре от −70 до 200÷300 °С.

Сплавы ВТ23М, ВТ23 и ВТ43 имеют меньшую плотность (4530 кг/м^3), большую на 15÷25 % удельную прочность по сравнению с основным материалом и на 25÷30 % по сравнению со сварным соединением, меньшие на 25÷30 % стоимость, в 2÷3 раза энергоемкость и трудоемкость термической и механической обработки по сравнению с высокопрочными β-сплавами аналогичного назначения. Комплексно легированные сплавы ВТ23М, ВТ23 и ВТ43 закаливаются на α''-фазу (пластичный мартенсит), что обеспечивает их высокую пластичность при изготовлении и эксплуатации конструкций [по сравнению с ($\alpha + \beta$)-сплавами, закаливающимися на α'-фазу низкой пластичности и на хрупкую ω-фазу в β-сплавах]. Из этих сплавов изготовляют конструкции авиационной, космиче-

ской и ракетной техники, к которым предъявляются высокие требования по надежности и весовой эффективности.

Отраслевой стандарт ОСТ1 90013 устанавливает следующий диапазон легирования сплава ВТ23: 4÷6,3 % Ti; 1,5÷2,5 % Al; 4÷5 % Mo; 0,8÷1,4 % V; 0,4÷1 % Cr; остальное Fe. В листах, ленте, фольге и холоднокатаных трубах должно содержаться 4÷5,5 % Al (сплав ВТ23Л), в остальных полуфабрикатах — 5,2÷6,3 % Al (сплав ВТ23К).

Содержание остальных легирующих элементов не зависит от вида полуфабриката. Для уменьшения дисперсии механических свойств сплава ВТ23М (ВТ23МЛ, ВТ23МК) наряду с комплексным легированием предусмотрен меньший диапазон содержания всех легирующих элементов по сравнению с установленными ОСТ1 90013 пределами легирования сплава ВТ23. Следовательно, легирование сплава ВТ23М находится в диапазоне легирования сплава ВТ23.

В связи с тем, что механические и эксплуатационные свойства сплава ВТ23 определяли на полуфабрикатах с составом, близким к среднему, то все полученные результаты можно отнести и к сплаву ВТ23М с более узким диапазоном легирования. Технологии изготовления полуфабрикатов и конструкций из сплава ВТ23 можно использовать и для сплава ВТ23М, что в 2÷3 раза ускорит его применение при высокой стабильности свойств.

Сплав ВТ23М с пониженной по сравнению со сплавом ВТ23 дисперсией механических свойств можно применять как в отожженном, так и в термически упрочненном состоянии. Термически обработанный сплав с прочностью $\sigma_в$ = 1030÷1130 МПа в отожженом состоянии и $\sigma_в$ = 1100÷1220 МПа в термически упрочненном состоянии рекомендуется для изготовления силовых монолитных и сварных деталей и узлов самолетов. Сплав с прочностью $\sigma_в$ = 1180÷1370 МПа рекомендуется для изготовления силовых деталей и узлов ограниченного ресурса эксплуатации.

Изготовление конструкций из хорошо свариваемых и высоко технологичных сплавов ВТ23 и ВТ23М позволяет в 3 раза повысить коэффициент использования материала (КИМ), снизить трудоемкость изготовления и стоимость конструкций. Более перспективным для создания конструкций авиационной, ракетной и космической техники нового поколения является сплав ВТ43.

Механические свойства полуфабрикатов из сплава ВТ23М приведены в табл. 1. Они аналогичны свойствам сплава ВТ23, но более стабильны благодаря меньшей дисперсии химического состава сплава ВТ23М. В табл. 2 приведены механические свойства сплава ВТ23М после термической обработки. Созданные на основании теории комплексного легирования универсальные свариваемые титановые сплавы ВТ23 и ВТ23М обладают более высокими удельной прочностью и трещиностойкостью (K_{1c} = 112÷135 МПа · м$^{1/2}$, чем сплав 3-10-2 (K_{1c} ⩾ 60 МПа · м$^{1/2}$) (США) при более высокой стабильности. Сплав ВТ43 имеет еще большие значения K_{1c} — главной характеристики, определяющей его высокую надежность при эксплуатации. Сплавы ВТ23, ВТ23М и ВТ43 с (α + β)-структурой на 30 % дешевле и имеют в 3 раза меньшую

Таблица 1

Полуфабрикат	Состояние	Механические свойства							
		$\sigma_{0,2}$	$\sigma_в$	*KCU*	*KCT*	K_{1c}, МПа · м$^{1/2}$	МЦУ при K_t = 2,6		σ_{-1} на базе 10^7 циклов, МПа
		МПа		МДж/м^2			σ_{max}, МПа	число циклов	
Лист толщиной 3 мм	Отожженное	980÷1080	1080÷1180	—	—	—	—	—	—
Пруток диаметром 20 мм	Исходное состояние* + старение (ВТМО)	1130÷1180	1180÷1230	0,46÷0,55	0,20÷0,29	—	—	—	—
Штамповка массой 10÷60 кг	То же	980÷1130	1080÷1180	0,46÷0,71	0,20÷0,40	85÷110***	490 440	10^4 $2,5 \cdot 10^4$	—
Поковка сечением 200 × 330 мм	-"-	980÷1130	1080÷1180	0,38÷0,44	0,20÷0,25	85÷110***	340 275	$5 \cdot 10^4$ 10^5	590 412**
Плита толщиной 100 мм	-"-	980÷1100	1080÷1180	0,46÷0,71	0,36÷0,50	112÷135	—	—	—

* После горячей деформации. **Образцы с надрезом. ***K_{1c} = 85÷95 МПа · м$^{1/2}$ при окончательной деформации в (α + β)-области 50÷70 % и 112÷135 МПа · м$^{1/2}$ — при деформации 30÷40 %.

Таблица 2

Температура испытания, °С	Отжиг при 750 °С					Исходное состояние + старение при 470 °С в течение 10 ч (ВТМО)					Закалка в воде с 780 °С + старение при 550 °С в течение 10 ч				
	$\sigma_в$	$\sigma_в^н$	δ_5	ψ	*KCU*, МДж/м^2	$\sigma_в$	$\sigma_в^н$	δ_5	ψ	*KCU*, МДж/м^2	$\sigma_в$	$\sigma_в^н$	δ_5	ψ	*KCU*, МДж/м^2
	МПа		%			МПа		%			МПа		%		
20	1030÷÷1050	1630÷÷1670	13÷17	59÷68	0,70÷÷0,86	1325÷÷1430	1775÷÷1884	7÷11	45÷52	0,66÷÷0,70	1230÷÷1256	1736÷÷1775	10÷12	54÷57	0,57÷÷0,63
−70	1245÷1305	1825÷÷1880	8÷11	43÷52	0,42÷÷0,50	1500÷÷1630	1933÷÷1962	6÷7	31÷39	0,45÷÷0,53	1413÷÷1452	1933÷÷1962	5÷8	21÷42	0,45÷÷0,47
196	1690÷÷1740	2160÷÷2265	5÷7	32÷39	0,34÷÷0,37	1884÷÷1972	2237÷÷2325	4÷6	32÷36	0,34÷÷0,36	1825÷÷1864	2247÷÷2404	4÷6	34÷40	0,3÷÷0,4

энергоемкость и трудоемкость термической и механической обработки по сравнению с β-сплавами ВТ22 и 3-10-2 (США) аналогичного назначения [1—10].

Обработка давлением поковок, штамповок, плит и листов

Наряду с комплексным легированием сплавов и пониженной дисперсией химического состава (сплав ВТ23М) важными являются и термомеханические параметры обработки их давлением, определяющие однородность механических свойств и качество полуфабрикатов. При изготовлении поковок, штамповок, плит и листов необходимо учитывать следующее:

для повышения однородности структуры в β-области необходимо проводить не менее двух ковок каждой стороны с изменением направления деформации на 90° при каждой ковке и не менее двух фазовых перекристаллизаций, осуществляемых при нагреве β-области после предварительных деформаций (α + β)-области;

для получения мелкозернистой структуры, что прямо зависит от степени деформации (α + β)-области, необходимо выбирать технологию, обеспечивающую главные свойства данного вида полуфабриката;

для обеспечения высокой трещиностойкости (*KCT* и K_{1c}) на последнем этапе необходимо уменьшить степень деформации до 30÷40 % в (α + β)-области;

для обеспечения высоких значений $\sigma_в$, δ, ψ и предела выносливости гладких образцов необходима большая степень деформации (70÷85 %) в (α + β)-области (для деталей двигателя). Так, для лопаток двигателя при окончательной деформации в (α + β)-области со степенью 80÷85 % получен рекордно высокий предел выносливости σ_{-1} = 590 МПа при $K_t = 1$ и $N = 10^7$ циклов. Это дает основание сделать вывод о большой перспективе применения сплава ВТ23 для лопаток вентилятора двигателя, что подтвердили заводские исследования.

Таким образом, при изготовлении полуфабрикатов за основу следует принять многостадийную технологию, включающую многократный нагрев и последующее чередование деформаций в β- и (α + β)-областях. Окончательное деформирование заготовки проводят в (α + β)-области в целях формирования регламентированной микроструктуры [1—10].

Отметим, что приведенные термомеханические параметры изготовления полуфабрикатов подходят как для сплавов ВТ23, ВТ23М, ВТ43, так и для других (α + β)-сплавов. При определенной корректировке режимов термомеханической обработки рассмотренные процессы могут быть применены также для β-, α- и псевдо α-титановых сплавов. Рассматриваемые процессы обработки давлением являются основой для всех титановых сплавов.

Плиты — один из основных видов полуфабрикатов, используемых для получения длинномерных деталей, а также в мелкосерийном производстве. При прокатке плит возможности воздействия на структуру сплава ограничены, поэтому ее формируют в основном в процессе ковки сляба на прессах. От качества подготовки сляба зависят: температура нагрева под прокатку; глубина фронтального и пограничного (проникающего) окисления; допустимая степень деформации при прокатке; состояние поверхности; механические и эксплутационные характеристики деталей и узлов; надежность и безаварийность их работы.

После первого — высокотемпературного [$T_{пп}$ + + (280÷350) °С] (здесь $T_{пп}$ — температура полиморфного превращения), нагрева в β-области следует проводить двукратную осадку/протяжку со степенью деформации 20÷50 % и изменением ее направления на 90° при каждой операции.

Для получения более однородных механических свойств необходимо максимально исключить зональную ликвацию и добиться более однородного распределения легирующих элементов. Высокая температура нагрева и последующая деформация позволяют исключить образование трещин с поверхности, в значительной степени убрать (зава-

рить) междендритные поры, частично раздробить дендритную структуру. Изменение направления деформации позволяет подготовить изотропную структуру и способствует завариванию различно ориентированных дефектов и уплотнению металла.

После второго низкотемпературного [$T_{пп}$ + + (100÷160) °С] нагрева в β-области следует проводить ковку по схеме осадка/протяжка/осадка со степенью деформации 20÷50 % при каждой из этих операций. На этой стадии происходит дальнейшее дробление дендритной структуры, усреднение химического состава и уменьшение размера первичных β-зерен.

После охлаждения на воздухе заготовку нагревают в (α + β)-области при температуре [$T_{пп}$ − (20÷40) °С] и осуществляют ковку (протяжку) вдоль оси со степенью деформации 20÷60 %. Динамическая рекристаллизация в этих условиях проходит не до конца, сохраняется достаточно высокая плотность дефектов кристаллического строения.

При последующем нагреве в β-области при температуре [$T_{пп}$ + (20÷50) °С] зерна меньшего размера, подвергнутые большей предыдущей деформации в (α + β)-области и имеющие большую плотность дефектов (термодинамически менее устойчивые), будут расти быстрее, чем зерна бóльшего размера. Произойдет выравнивание структуры в процессе первой фазовой перекристаллизации (переход из (α + β)-области в β-область). При деформации (осадке) в β-области со степенью 30÷70 % происходит дальнейшее измельчение β-зерен. После охлаждения на воздухе заготовку нагревают в (α + β)-области при температуре [$T_{пп}$ − (20÷40) °С]. При последующей ковке сляба со степенью деформации 20÷60 % происходит измельчение внутризеренной (α + β)-структуры.

Возможность достижения однородности химического состава и структуры в процессе прокатки сляба ограничена, поэтому качество плит, особенно толщиной более 40 мм, зависит в основном от температурно-деформационных параметров ковки сляба. При нагреве сляба в β-области при температуре [$T_{пп}$ + (100÷130) °С] происходит вторая фазовая перекристаллизация. В процессе последующей прокатки сляба на промежуточный размер в β-области со степенью деформации 55÷80 % происходит дальнейшее уменьшение размера β-зерен.

При окончательном нагреве в (α + β)-области при температуре [$T_{пп}$ − (20÷40) °С] происходит рекристаллизация без значительного изменения фрагментов структуры. В результате последующей прокатки с этой температурой на окончательный размер со степенью деформации 30÷40 % (α + β)-структура измельчается, границы β-зерен приобретают зубчатый и прерывистый вид. Такая структура благоприятна для получения высокой трещиностойкости (K_{1c}), так как обеспечивает ветвление трещины при ее развитии и увеличивает энергию разрушения. После деформации проводят термическую обработку (старение) при температуре [$T_{пп}$ − (370÷470) °С] в течение 10 ч. В промышленных условиях таким образом осуществляется процесс высокотемпературной термомеханической обработки (ВТМО—исходное состояние после деформации + старение).

При изготовлении поковок и штамповок по условиям технологии должны соблюдаться: однородность химического состава; однородность структурно-фазового состояния разных зон полуфабриката; однородность и стабильность механических свойств.

Проводят две всесторонние ковки в β-области: первую при температуре [$T_{пп}$ + (200÷270) °С], вторую — при температуре [$T_{пп}$ + (170÷230) °С]. По возможности целесообразно провести третью всестороннюю ковку при температуре [$T_{пп}$ + (50÷80) °С]. Фазовую перекристаллизацию (деформацию в (α + β)-области с последующим нагревом и деформацией в β-области) следует проводить не менее, чем 2 раза, для достижения однородной структуры.

Окончательная деформация в (α + β)-области с регламентированной степенью деформации 20÷40 % обеспечивает оптимальное структурное состояние для получения высокой трещиностойкости. Для получения высоких прочности и пластичности нужна бóльшая степень деформации в (α + β)-области — 40÷50 %. Для получения изотропной структуры металла при каждой последующей деформации следует изменять ее направление.

Листы из сплавов ВТ23, ВТ23М, ВТ43 и других предназначены для изготовления конструкций с применением штамповки, гибки, выдавки и отбортовки. Для повышения пластичности листов необходимо получить однородную мелкозернистую структуру металла и высокое качество поверхности — без следов газонасыщения и других дефектов. Для получения листов сляб подвергают ковке с двумя фазовыми перекристаллизациями — после нагрева в β- и (α + β)-областях.

Однородная мелкозернистая структуры сляба позволяет уменьшить глубину окисления по границам зерен и глубину строжки сляба, снизить температуру нагрева сляба под дальнейшую прокатку, увеличить степень деформации за проход, исключить растрескивание по торцам и поверхности листов, уменьшить время травления и наводораживания [1—10].

Ковку плоского сляба из цилиндрического слитка осуществляют в четыре этапа:

1) нагрев до температуры [$T_{пп}$ + (230÷270) °С], деформация со степенью 50÷90 %, охлаждение;

2) нагрев до температуры [$T_{пп}$ − (20÷40) °С], деформация со степенью 30÷60 %, охлаждение;

Таблица 3

Температура нагрева заготовок под штамповку, °С	Продолжительность нагрева, мин, листов толщиной, мм							
600÷750	0,3÷0,8	0,9÷1,2	1,3÷1,5	1,6÷2,0	2,1÷3,0	3,1÷5,0	5,1÷7,0	>7
	4,0÷4,5	4,5÷5,0	5÷6	6÷7	7÷8	8÷10	10÷15	15÷20

3) нагрев до температуры [$T_{пп}$ + (60÷160) °С], деформация со степенью 40÷70 %, охлаждение;

4) нагрев до температуры [$T_{пп}$ − (10÷40) °С], деформация со степенью 40÷70 %, охлаждение.

Прокатку листов из сляба проводят в пять этапов:

1) нагрев до температуры [($T_{пп}$ − 40) − ($T_{пп}$ + + 60) °С], деформация со степенью 65÷95 %;

2) нагрев до температуры [$T_{пп}$ − (100÷160) °С], деформация со степенью 40÷70 %;

3) нагрев до температуры [$T_{пп}$ − (100÷160) °С], деформация со степенью 20÷50 %;

4) нагрев до температуры [$T_{пп}$ − (100÷160) °С], деформация со степенью 15÷40 %;

5) нагрев до температуры [$T_{пп}$ − (150÷190) °С], деформация со степенью 2÷5 %.

Обработка сплавов давлением при вытяжке, гибке, отбортовке и выдавке

Следует учитывать, что пластичность при формообразовании деталей из листов зависит от технологии их изготовления, качества и особенно от состояния поверхности. Из листов сплавов ВТ23 и ВТ23М указанными способами изготовляют, например, шаробаллоны, люки, обшивки и др.

При разработке технологических процессов листовой штамповки деталей необходимо учитывать следующее:

детали сложной формы штампуют в нагретом состоянии;

при штамповке деталей в холодном состоянии листы предварительно обрабатывают по режиму: отжиг при температуре 750÷800 °С, охлаждение на воздухе или с печью;

при нагреве на воздухе заготовки необходимо защищать от окисления или удалять с поверхности газонасыщенный слой;

пружинение при холодной штамповке вызывает необходимость ручной доводки или проведения термофиксации деталей после штамповки. Для устранения ручной доводки окончательный отжиг готовых деталей проводят с термофиксацией или совмещают с термоправкой;

необходимы тщательная зачистка кромок заготовок, особенно в зонах интенсивной деформации, и применение эффективных технологических смазочных материалов.

Заготовки под штамповку и калибровку целесообразно нагревать в электрических печах, штампах или радиационным и индукционным методами. Штампы для получения заготовок толщиной до 1,5 мм нагревают до температуры не ниже 250÷300 °С. С целью уменьшения глубины окисления и газонасыщенного слоя заготовки нагревают в печах с защитной средой, в вакууме или с применением защитных покрытий. Оптимальный температурный интервал листовой штамповки и время нагрева под штамповку приведены в табл. 3.

При холодной штамповке (в отожженном состоянии) коэффициент предельной вытяжки сплавов ВТ23 и ВТ23М $K_{выт}$ = 1,6÷1,7, при штамповке после нагрева до температуры 600÷750 °С коэффициент вытяжки $K_{выт}$ = 1,8÷2,0 предельная степень вытяжки определяется отношением диаметра исходной заготовки ($D_{заг}$) к диаметру вытягиваемой детали по средней линии ($D_{ср}$).

Для материала толщиной S = 1÷3 мм минимальные допустимые радиусы гибки на угол 90° в толщинах листа (S) при холодной гибке отожженного материала R_{min} = (4÷6)S; при гибке с нагревом — R_{min} = (2÷3)S.

Способность материала к отбортовке характеризуется коэффициентом предельной отбортовки: $K_{отб} = D_{отб}/d_0$, где $D_{отб}$ — диаметр отбортованного отверстия по средней линии, мм; d_0 — минимальный диаметр отверстия в заготовке, которое возможно отбортовать без разрушения кромки, мм.

Способность листов к формообразованию рифтов и выдавок определяется коэффициентом выдавки ($K_{выд}$).

В табл. 4 приведены предельные коэффициенты отбортовки и выдавки в зависимости от толщины листов из сплава ВТ23М.

Штампуемость, характеризуемая параметрами $K_{выд}$, $K_{отб}$, R_{min}, зависит от технологии изготовления листов и качества их поверхностей. Для повышения пластичности применяют: химическое полирование поверхности листов; плакирование листов технически чистым титаном ВТ1-00; поверхност-

Таблица 4

Состояние материала	Коэффициенты отбортовки и выдавки материала толщиной, мм			
	0,8÷1,5		1,6÷3,0	
	$K_{отб}$	$K_{выд}$	$K_{отб}$	$K_{выд}$
Холодный и отожженный	1,5÷1,6	12÷14	1,6÷1,7	10÷12
Нагретый и отожженный	1,7÷1,8	14÷18	1,8÷1,9	14÷16

ное водородное пластифицирование (β-водородное плакирование) при наводороживании в процессе травления с обязательным удалением водорода вакуумным отжигом после операций формообразования, изготовление листов продольно-поперечной прокаткой с заданной кристаллографической текстурой базиса и текстурным упрочнением при двухосном растяжении.

Обработка сплавов давлением при формовании в условиях сверхпластичности

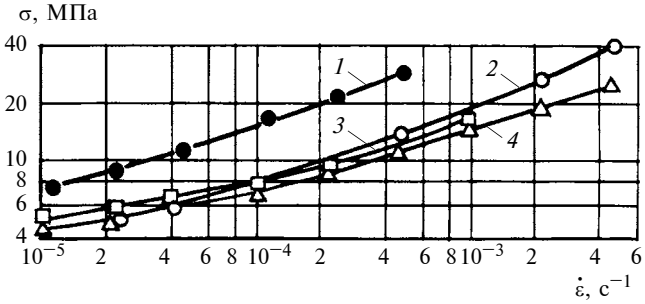
Сверхпластическое формование сплавов ВТ23 и ВТ23М реализуется в условиях изотермического деформирования при постоянной температуре. Один из способов сверхпластического формования листовых полуфабрикатов — пневмоформовка [1—11].

Сверхпластичность титановых сплавов заключается в том, что при температуре (α + β)-области, но вблизи границы полиморфного превращения и скорости деформации порядка 10^{-4} $с^{-1}$ отсутствует местное утонение материала при растяжении. Удлинение достигает нескольких сотен процентов, заметно снижается усилие деформирования и практически отсутствует деформационное упрочнение в процессе пластического течения, напряжение течения существенно зависит от скорости деформации.

При формовании лист нагревают до заданной температуры в герметичной матрице. Затем в матрицу подают сжатый газ, под давлением которого лист облегает полость матрицы. Во избежание окисления в качестве рабочего газа используют аргон. В этом случае даже при невысоком давлении из листовых титановых сплавов можно изготовить детали очень сложной конфигурации с большой степенью вытяжки. Повóдок и остаточных напряжений в процессе сверхпластичного формования не наблюдается. Процесс обеспечивает высокое качество деталей при снижении трудоемкости изготовления и повышении коэффициента использования материала.

Главными параметрами процесса являются температура T, давление p, время τ деформирования. Режим формообразования (T, p, τ) рассчитывают по наиболее сложному элементу рельефа (минимальному радиусу r кривизны, наибольшей степени ε вытяжки). Напряжения в заготовке в конце формования рассчитывают исходя из геометрии элемента детали по формуле Лапласа: $\sigma = 0{,}86pr/\delta$, где δ — толщина заготовки; r — минимальный радиус кривизны на прямоугольном участке элемента жесткости.

Время деформирования (штамповки) не более 2 ч. Исходя из этого, минимальную скорость деформации определяют по формуле $\acute{\varepsilon} = \varepsilon/\tau$, где ε — наибольшая степень вытяжки. Значения σ и $\acute{\varepsilon}$ сопоставляют по зависимостям, представленным на рисунке, полученным при растяжении образцов в



Зависимости напряжения течения сплавов ВТ23 и ВТ23М от скорости деформации при температуре испытаний 800 (*1*), 875 (*2*), 900 (*3*) и 925 °С (*4*)

вакууме; при необходимости изменяют параметры T и p.

Формообразование в режиме сверхпластичности осуществляют при температурах, обеспечивающих минимальные напряжения течения: для сплавов ВТ23 и ВТ23М при температуре [$T_{пп}$ − (10÷40) °С]. Для достижения высоких показателей деформирования в условиях сверхпластичности листы необходимо изготовлять продольно-поперечной прокаткой. В этом случае обеспечиваются текстура базиса и изотропные механические свойства в плоскости листа [1—11].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хорев А. И.** Комплексное легирование и термомеханическая обработка титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1979. 228 с.
2. **Хорев А. И.** Современные методы повышения конструкционной прочности титановых сплавов. М.: Воениздат, 1979. 256 с.
3. **Хорев А. И.** Опыт применения титановых сплавов в народном хозяйстве. М.: ЦНИИТЭМС, 1977. 37 с.
4. **Металловедение** титана и его сплавов / С. П. Белов, А. И. Хорев, М. А. Хорев и др. М.: Металлургия, 1992. 352 с.
5. **Хорев А. И.** Результаты фундаментальных и прикладных работ по титановым сплавам и перспективы их развития // Вестник машиностроения. 2012. № 5. С. 47—49.
6. **Хорев М. А., Хорев А. И.** Титановые сплавы, их применение и перспективы развития // Материаловедение. 2005. № 7. С. 25—34.
7. **Хорев А. И.** Титан — это авиация больших скоростей и космонавтика // Технология легких сплавов. 2002. № 4. С. 92—97.
8. **Хорев А. И.** Механические свойства сварных соединений (а + β)- и β-титановых сплавов // Цветные металлы. 2006. № 1. С. 77—83.
9. **Хорев А. И.** Титановый сплав ВТ23 и его сравнение с лучшими зарубежными сплавами // Титан. 2006. № 1(18). С. 47—52.
10. **Хорев М. А.** Структурно-фазовое состояние и надежность сварных соединений титановых сплавов. М.: НПО ВИАМ, 1991. 107 с.
11. **Хорев А. И.** Создание титанового β-сплава ВТ19 на основе комплексного легирования // Вестник машиностроения. 2012. № 7. С. 69—71.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 65.012.2

А. В. РЕЧКАЛОВ, д-р техн. наук, Д. Н. ДУНАЕВ, О. Р. ДАУТОВА
(Уфимский государственный авиационный технический университет),
e-mail: dunaevdn@gmail.com

Применение функционала системы Infor ERP Ln для объемно-календарного планирования

Рассматриваются подходы и варианты реализации объемно-календарного планирования средствами системы Infor ERP Ln и критерии выбора.

Ключевые слова: основное планирование, объемно-календарное планирование, критические ресурсы, система Infor ERP Ln.

The approaches and variants of realization of master production scheduling by means of Infor ERP Ln System and selection criteria are considered.

Keywords: master planning, master production scheduling, critical resources, Infor ERP Ln System.

Сложившаяся на предприятиях система оперативно-производственного планирования (ОПП) в основном представляет собой ежемесячное номенклатурное планирование на основе графиков производства продукции. При этом имеется ряд проблем:

система ОПП с учетом продолжительностей циклов производства и ожидания материалов (до 24÷30 мес) требует формирования номенклатурного плана производства и поставок на аналогичный горизонт, что для большинства предприятий практически невыполнимо;

качество ОПП напрямую зависит от периода планирования (день, реже — неделя), в случае увеличения горизонта планирования время расчета резко увеличивается и зачастую выходит за рамки требуемых сроков представления планов;

отказ от расчетов потребностей в мощностях и трудовых ресурсах из-за значительных затрат при ручных расчетах или отсутствия необходимой исходной информации и программного обеспечения.

Поэтому предприятия сокращают горизонт оперативного планирования до 6÷12 мес, а планирование ресурсных потребностей с продолжительными циклами обеспечения, т. е. критических ресурсов (материалов, оборудования, персонала уникальных специальностей), выходящих за этот горизонт, выполняется вручную, основывается на опыте руководителей и плановых служб. Такое планирование не отличается достоверностью, поэтому возникающие отклонения на оперативном уровне приводят к управлению предприятием по дефициту.

Из вышеизложенного следует, что есть необходимость в разработке метода расчета потребностей предприятия в критических ресурсах на горизонте 24÷30 мес при сохранении горизонта оперативного планирования (6÷12 мес) для формирования номенклатурных планов.

Таким подходом является объемно-календарное планирование (ОКП), которое отличается от ОПП выделением только критических ресурсов и мощностей, закупка и монтаж которых занимают продолжительное время, при этом включение их в горизонт оперативного планирования значительно увеличивает время расчета и составления оперативно-производственных планов.

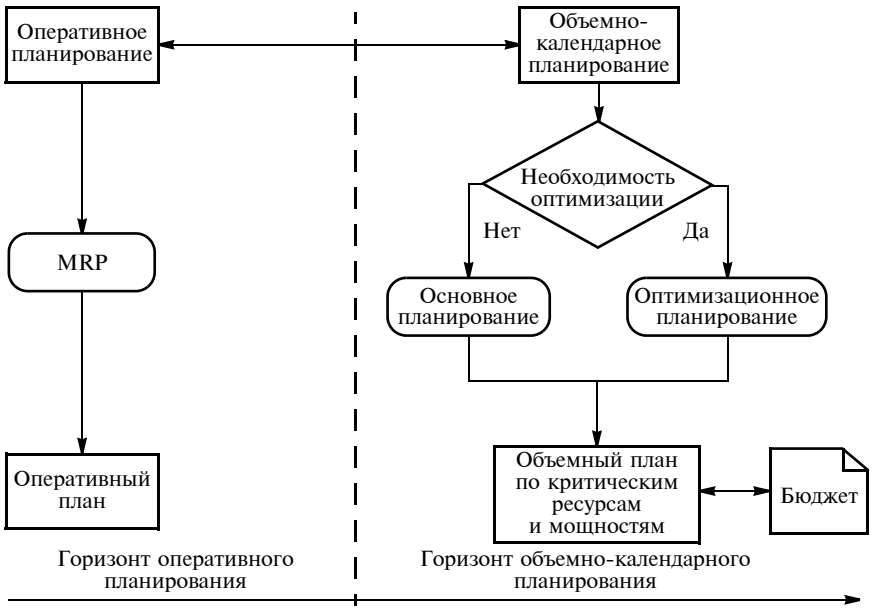
ОКП обеспечивает составление и выполнение реальных бизнес-планов, поскольку планы всех уровней сбалансированы с планируемыми (или доступными) производственными мощностями. Используя метод ОКП, можно установить необходимые товарные запасы, основываясь на плановых показателях обслуживания клиентов, и использовать их для определения оптимальных страховых запасов. С помощью ОКП также можно установить бизнес-правила, которые будут со временем изменяться, например правила снабжения предприятий, находящихся в разных регионах, гарантии взаимодействия с большим числом поставщиков с разными договорными стратегиями (отсрочки, ограничения, оговорки) и др.

Реализация ОКП средствами MPS планирования ERP системы

ОКП можно выполнять по двум вариантам: с оптимизацией и без нее (рисунок). Если в оптимизации нет необходимости, достаточно воспользоваться заложенной в ERP системах функциональностью MPS планирования. В противном случае можно воспользоваться оптимизационными средствами APS системы или выполнить собственную разработку.

Для решения задач по ОКП в системе Infor ERP Ln есть модуль основного планирования, который позволяет:

использовать алгоритмы прогнозирования;



Структура производственного планирования

горизонтально представлять плановые данные по интервалам времени;

планировать по семействам;

планировать резервный запас;

планировать критические материалы и загрузки критических рабочих центров;

создавать объемные планы, а не сводки запланированных заказов;

оптимизировать планирование по методу "управление загруженностью".

Функциональность основного планирования позволяет планировать в следующих режимах: планирование без ограничений, управление загруженностью, смешанное планирование. Предусмотрена возможность выполнения нескольких вариантов планирования и их сравнения. Особенность данного модуля заключается в том, что при планировании используются только критические ресурсы и мощности.

Функционал системы имеет следующие достоинства:

создается широкий перечень возможных ситуаций, по которым система автоматически формирует сигналы предупреждения и выдает рекомендации;

осуществляется проверка возможных (по мощностям) и доступных (по запасам) объемов продукции;

имеется возможность агрегации и десегрегации плановых единиц.

Недостатком является отсутствие встроенных алгоритмов оптимизации.

Вариант ОКП с оптимизацией

Критерии необходимости применения алгоритмов оптимизации:

наличие системы с функцией MPS (основное планирование), удовлетворяющей требованиям согласования планов поставок и производства;

необходимость минимизации складских запасов;

стоимость системы оптимизации.

Для оптимизации можно использовать оптимизационные средства APS систем или разработать новые, что весьма целесообразно, так как системы APS дорогие, их функционал избыточен для задач ОКП. Поэтому можно разработать собственный алгоритм внутри ERP системы, при этом исключается необходимость в интеграции.

Для оптимизации можно воспользоваться средствами линейного программирования, например симплекс-методом, который представляет собой легко программированный алгоритм. Кроме того, преимуществом симплекс-метода является то, что не перебираются все возможные варианты, а на каждом шаге ищется решение, которое лучше предыдущего. Это ускоряет поиск оптимального решения даже при большом числе ограничений и большой целевой функции.

Симплекс-метод справляется с оптимизацией производственных программ крупных предприятий, производящих по несколько тысяч видов товарной продукции, включая до 30 переделов в производственном процессе и множество транспортных операций (по доставке сырья и готовой продукции).

Таким образом, метод ОКП можно реализовать с помощью имеющейся в ERP системы функциональности основного планирования, что не требует покупки дополнительных программных комплексов. А алгоритм оптимизации целесообразнее разработать под конкретное производство, что будет небольшой и недорогой доработкой по сравнению с покупкой APS решений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Уоллас Т., Сталь У.** Планирование продаж и операций: Практическое руководство: Пер. с англ. СПб.: Питер, 2010. 272 с.

2. **Голдратт Э.** Цель. Процесс непрерывного совершенствования. М.: Попурри, 2009. 203 с.

3. **Голдратт Э.** Цель-2. Дело не в везении. М.: Манн, Иванов и Фербер. 2011. 280 с.

4. **Голдратт Э.** Цель-3. Необходимо, но недостаточно. Киев: Необхідно і достатньо, 2009. 250 с.

5. **Речкалов А. В., Дунаев Д. Н., Даутова О. Р.** Оптимизация цепочки поставок производственного предприятия с использованием симплекс-метода / Сб. науч. тр. 9-й ежегодной конф. "Эффективные методы автоматизации подготовки и планирования производства". М.: Спектр, 2012. 208 с.

6. **Речкалов А. В., Дунаев Д. Н., Даутова О. Р.** Теория ограничений систем меняет парадигму управления предприятием / Сб. науч. тр. 9-й ежегодной конф. "Эффективные методы автоматизации подготовки и планирования производства". М.: Спектр, 2012. 208 с.

7. **Рязанова В. А., Люшина Э. Ю.** Организация и планирование производства. М.: Академия, 2010. 272 с.

УДК 669.1

Н. Е. КОКОДЕЕВА, д-р техн. наук (Саратовский ГТУ), Ж. Н. КАДЫРОВ, д-р техн. наук (Казахский университет путей сообщения, г. Алматы), А. В. КОЧЕТКОВ, д-р техн. наук (Пермский национальный исследовательский политехнический университет), e-mail: kokodeewa@mail.ru

Пути совершенствования системы технического регулирования в машиностроении

Представлен анализ стандартов по управлению рисками в машиностроении. Разработаны основы их оценки и уменьшения. Рассмотрены основные критерии при оценке рисков. Предложен комплексный показатель вероятности появления брака в производстве.

Ключевые слова: изделие, производство, риск, оценка, управление, суммарный риск.

The analysis of standards on risk management in mechanical engineering is presented. Basic principles of the risk assessment and reduction are developed. The basic criteria at risk assessment are considered. The complex factor of probability of defect appearance during production process is suggested.

Keywords: product, production, risk, assessment, management, total risk.

В России начало нового столетия ознаменовалось реформированием сложившейся за многие десятилетия системы технического нормирования. Федеральный закон № 184-ФЗ "О техническом регулировании" [1] определил новую систему требований к продукции, процессам производства, работам и услугам. Его основные положения базируются на Соглашении о технических барьерах в ВТО и Директиве ЕС "О процедуре предоставления информации в области технических регламентов и стандартов" и отвечают современным мировым тенденциям, направленным на либерализацию торговых отношений.

До принятия данного закона в России не было деления стандартов на обязательные и добровольные. Все требования носили обязательный характер, устанавливались преимущественно государственными стандартами и нормативными документами на федеральном уровне. Существующая нормативно-методическая база включала в себя более 20 тыс. ГОСТов, содержащих многочисленные ссылки друг на друга. По мнению некоторых ученых, сформировавшаяся в СССР нормативно-техническая система, включающая в себя законодательные акты, стандартизацию, государственный надзор, ведомственный контроль (оценка соответствия), и являлась системой технического регулирования. Однако она была направлена в большей степени на удовлетворение нужд государства и, в частности, отраслей народного хозяйства. В законе № 184-ФЗ впервые появившийся термин "техническое регулирование" базируется на иных принципах: повышение безопасности человека, окружающей среды и имущества любой формы собственности является приоритетом, т. е. главное — удовлетворение интересов потребителя.

Под системой технического регулирования понимается совокупность нормативных международных соглашений и законодательных актов Российской Федерации, технических регламентов с учетом оценки уровня риска и степени причиняемого ущерба, национальных стандартов и стандартов организаций в области технического регулирования, гармонизированных между собой и отражающих необходимые минимальные требования к безопасности объектов и услуг.

В области машиностроения приняты: Технический регламент о безопасности машин и оборудования [2] и Перечень машин и оборудования, подлежащих обязательной сертификации для подтверждения соответствия требованиям технического регламента о безопасности машин и оборудования [3].

В соответствии с законом № 184-ФЗ в технических регламентах не должно быть никаких нормативных параметров, конструктивных, технических и технологических решений. Должны быть допустимые (приемлемые) риски, формы и схемы соответствия, основанные на оценках риска любых параметров, конструкций, технических и технологических решений всех объектов (всей продукции) конкретной отрасли.

Если обоснованные в новой продукции риски, допущенные при ее разработке, производстве и эксплуатации, меньше или равны рискам, которым соответствуют решения отраслевого стандарта, и в первую очередь меньше или равны допустимым рискам технического регламента, то наличие типовых решений не является для экспертов препятствием к положительному заключению при согласовании нововведения. Именно наличие в новых решениях оценок риска и техническую грамотность этих оценок будут проверять эксперты относительно продукции, в которой применяются инновации. Эксперты проверяют оценку риска и выдают положительное заключение, если расчеты риска, выполненные разработчиком продукции, отвечают формам и схемам соответствия регламента, а величина риска соответствует допустимому значению.

Проблема, с которой сталкиваются разработчики законодательных документов, состоит в отсутствии научно-методического подхода к оценке безопасности продукции (процессам) через оценку

риска причинения вреда, как этого требует Федеральный закон № 184-ФЗ.

Рекомендациями типовой структуры технического регламента Евразийского экономического сообщества (утвержденного Решением Межгосударственного Совета Евразийского экономического сообщества № 231 от 27.10.2006 г.) технические регламенты разбиваются на содержащие существенные требования безопасности, в которых допустимый риск должен присутствовать, и содержащие конкретные требования безопасности, в которых описываются конкретные решения, принятые раньше в национальных и международных стандартах, т. е. допускается количественное выражение требований и отсутствие допустимого риска.

Необходимо отметить, что законодательные документы машиностроения, принятые на обязательной или добровольной основе, практически не содержат информации об оценке риска, формах и схемах соответствия.

Таким образом, в области машиностроения, как и в других технических отраслях, должна действовать иная законодательная структура, содержащая процедуру оценки риска причинения вреда с целью обеспечения безопасности человека, окружающей среды и имущества любой формы собственности.

Поэтому необходима гармонизация старой и новой систем технического регулирования (нормирования), основанная на совместном использовании действующих законодательных документов и методов оценки риска. С этой целью существующие методы должны быть усилены теоретико-вероятностными подходами для оценки риска причинения вреда.

Вред в машиностроении может быть описан в терминах: риска недостижения требуемого срока службы, отклонения от требований нормативной и контрактной документации по качеству, производительности, экономичности (параметрический риск), показателей брака (некондиционная продукция), как опасности риска причинения вреда в различных формах, например экологического риска, пожарной опасности, риска разрушения конструкции, эксплуатационной и функциональной надежности. В качестве измерителей можно применять оценку степени риска, среднее значение, дисперсию, коэффициент вариации, автокорреляционную функцию, число знакочередований. Можно руководствоваться типовым критерием при принятии решения, например, коэффициентом вариации, равным 0,14.

Вероятность безотказной работы, т. е. свойство объекта сохранять работоспособность непрерывно в течение некоторого времени или некоторой наработки, является основным базовым показателем надежности и безопасности объекта.

На основе работ известных исследователей и концепции закона № 184-ФЗ в рамках настоящей статьи рассмотрим вопросы по созданию и совершенствованию теоретико-вероятностного подхода для комплексной оценки параметрической надежности (количественной оценкой надежности является вероятность выполнения объектом его функций) как необходимой базы для нормирования, анализа, оценки и расчета риска.

В законе "О техническом регулировании" определено: риск — вероятность причинения вреда жизни или здоровью граждан, имуществу физических или юридических лиц, государственному или муниципальному имуществу, окружающей среде, жизни или здоровью животных и растений с учетом тяжести этого вреда. Для анализа риска имеется группа стандартов: ГОСТ Р 51901.4—2005 "Менеджмент риска. Руководство по применению при проектировании", ГОСТ Р 14.09—2005 "Экологический менеджмент. Руководство по оценке риска в области экологического менеджмента", ГОСТ Р 51901.10—2009 "Менеджмент риска. Процедуры управления пожарным риском на предприятии" и др.

С международным стандартом МЭК 60300-3-9— 1995 "Управление надежностью. Часть 3. Руководство по применению. Раздел 9. Анализ риска технологических систем" гармонизирован стандарт ГОСТ Р 51901—2002 "Управление надежностью. Анализ риска технологических систем", назначение которого — обеспечение качества при планировании и анализе риска, он содержит рекомендации по представлению полученных результатов и выводов.

Методологическая составляющая данных стандартов одинакова, основана на Руководстве ИСО/МЭК 51:1999 "Аспекты безопасности. Руководящие указания по включению их в стандарты" и является определяющей при разработке правил включения в стандарты аспектов безопасности, относящихся к людям, имуществу, окружающей среде, а также к их сочетанию. С учетом Руководства ИСО/МЭК 51:1999 разработан ГОСТ Р 51898—2002 "Аспекты безопасности. Правила включения в стандарты" [4], который направлен на уменьшение риска, возникающего при использовании продукции, процессов или услуг.

В данном ГОСТе выделены аспекты безопасности, которые необходимо учитывать при стандартизации большинства видов продукции. Нельзя достичь абсолютной безопасности — всегда остается некоторый риск. Можно только снизить риск до допустимого уровня. Таким образом, следует добиваться баланса между уровнем безопасности и степенью удовлетворения требований к изделию с учетом таких факторов, как эффективные затраты, выгодность для пользователя и др. Допустимого уровня риска достигают с помощью итерационных процессов оценки и снижения риска.

Порядок действий при достижении допустимого риска:

1) определить группы пользователей для данного изделия (процесса, услуги);

2) определить предназначение и все возможные варианты неправильного использования;

3) выявить все опасности, которые могут возникнуть за весь жизненный цикл изделия;

4) оценить риски для каждой группы пользователей для каждой опасности;

5) определить, является ли риск допустимым;

6) при недопустимом риске снизить его значение.

Способы снижения риска:

разработка безопасного проекта;

использование защитных устройств;

разработка инструкций по установке и эксплуатации;

обучение пользователей.

Пользователь косвенно участвует в снижении рисков, выполняя предписания разработчиков. При разработке изделия мероприятия по снижению рисков располагаются по их приоритетности в отличие от мероприятий, касающихся пользователей.

Стандарты, относящиеся к безопасности продукции, можно классифицировать следующим образом:

1) фундаментальные — основные аспекты безопасности (концепции, принципы и требования);

2) групповые — применимые к нескольким видам или семейству изделий;

3) определяющие вид или семейство изделий;

4) на конкретное изделие, включающие аспекты безопасности.

Рассматриваются следующие аспекты безопасности изделия: назначение; возможные варианты неправильного его применения; функциональность при ожидаемых условиях эксплуатации; воздействие на окружающую среду; эргономические свойства; уровень безотказности; ремонтопригодность и удобство при техническом обслуживании; долговечность; условия утилизации; специальное назначение (например, для детей, пожилых людей, инвалидов).

Управление безопасностью выпускаемой продукции основывается на системном подходе к выявлению источников опасности и контролю факторов, обусловливающих риски, путем их минимизации. При оценке риска учитывается вероятность опасности и тяжесть последствий.

Методы оценки риска можно разделить следующим образом [5]:

1) инженерные — используют статистические данные, выполняют вероятностный анализ, строят древо опасности;

2) модельные — строят модель воздействия негативных факторов;

3) экспертные — определяют вероятность возможных событий по данным опроса экспертов;

4) социологические — по данным опроса населения.

Методы оценки риска также можно разделить на количественные и качественные. Первые используют для расчета вероятности причинения вреда. Качественные методы позволяют определить степень риска (низкая, средняя, высокая) [5, 6]. Они имеют ряд преимуществ: просты, нетрудоемки, экономичны. При использовании количественных методов требуется больше данных и времени, они более затратные.

Качественные методы, как правило, включают в себя предварительный анализ опасностей; анализ последствий отказов; анализ опасностей методом потенциальных отклонений; анализ ошибок обслуживающего персонала; причинно-следственный анализ; построение древа причин и древа последствий. Однако данные методы не выявляют природу риска и динамику его развития.

Количественная оценка риска заключается в определении относительного отклонения от допустимого значения исследуемого показателя, указанного в технических требованиях (стандартах) и входящего в обязательный перечень. Отклонение исследуемого параметра от допустимых значений называют параметрическим риском.

Следует помнить, что необоснованно жесткие и уменьшенные пределы допусков неоправданно повышают себестоимость изделия, а увеличенные — повышают риск недостижения поставленных целей и требований. Поэтому допуски должны быть обоснованными.

Экспертные методы оценки рисков позволяют разложить комплекс рисков на управляемые составляющие [7]. Их недостаток — высокая субъективность.

К перспективным методам относится такой экспертный метод, как комплексный рейтинг, объединяющий все факторы в одном показателе, что требует сопоставимости и определения значимости всех составляющих. Это можно обеспечить путем их приведения, т. е. делением их значения на максимальное значение. Значимость показателей определяется их ранжированием по степени влияния.

Риск можно рассматривать с позиции квалиметрии как меру проявления нежелательных последствий в результате принятия решения в категориальной, вероятностной и временной шкалах.

Используя разработанный в начале 80-х годов прошлого столетия профессором В. В. Столяровым нормальный закон распределения параметров, получим зависимости для определения рисков [8]:

1. При $A > A_{кр}$, где A — математическое ожидание расчетного (или фактического) параметра; $A_{кр}$ — математическое ожидание критического значения (в данном случае минимальное) параметра, при котором вероятность отказа системы составляет 50 %, справедлива формула

$$r = 0{,}5 - \Phi\left(\frac{A - A_{кр}}{\sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_{A_{кр}}^2}}\right), \qquad (1)$$

где σ_A и $\sigma_{A_{кр}}$ — средние квадратические отклонения A и $A_{кр}$.

Анализ формулы (1) показал, что при $A = A_{кр}$ вероятность нежелательного события составляет 50 %, т. е. $r = 0{,}5$. При $A > A_{кр}$ имеем $r < 0{,}5$ и $r \to 0$ при $A \gg A_{кр}$. При $A < A_{кр}$ имеем $r > 0{,}5$ и $r \to 1$ при $A \ll A_{кр}$.

2. При $A < A_{кр}$ справедлива формула

$$r_t = 0{,}5 - \Phi\left(\frac{A_{кр} - A}{\sqrt{\sigma^2_{A_{кр}} + \sigma^2_A}}\right), \qquad (2)$$

в данном случае $A_{кр}$ — математическое ожидание максимального значения исследуемого параметра.

Анализ формулы (2) показал, что при $A = A_{кр}$ вероятность нежелательного события составляет 50 %. При $A < A_{кр}$ имеем $r < 0{,}5$ и в пределе, когда $A \ll A_{кр}$, риск стремится к нулю. При $A > A_{кр}$ имеем $r < 0{,}5$ и $r \to 0$ при $A \gg A_{кр}$. При $A < A_{кр}$ имеем $r > 0{,}5$ и $r \to 1$ при $A \ll A_{кр}$.

Таким образом, при определении рисков, используя комплексную оценку надежности изделия, можно применять вероятностный подход на основе теории риска В. В. Столярова.

Изменение приоритетов в системе технического регулирования, например относительно транспортных средств, заключается в отходе от приоритетности удовлетворения потребностей их владельцев к более полному удовлетворению потребностей пользователей (водителей, пешеходов, перевозчиков) с учетом возможности взаимной компенсации влияющих факторов.

Надежность изделия — комплексный показатель, включающий в себя безотказность, долговечность, ремонтопригодность и т. д. Причем все составляющие показатели — функции от времени: безотказность — время работы до момента отказа; ремонтопригодность — время, затрачиваемое на предупреждение отказа и устранение его последствий; долговечность — время до наступления предельного состояния.

В качестве количественного показателя отказа изделия предлагается предельный коэффициент разрушения $K_{п.р}$, определяющий предельную интенсивность разрушения, которая связана с установленным риском выражением $r = 1 - K_{п.р}$.

Наряду с гармонизацией российской и зарубежной систем технического регулирования не менее важна гармонизация новой и ранее действовавшей в России систем.

В качестве комплексного показателя вероятности появления брака при производстве изделия можно использовать показатель суммарного риска, определяемый, например, по методике В. В. Столярова [9].

Установим суммарную вероятность возникновения брака от всех факторов с учетом их взаимосвязи.

При наличии двух факторов, определяющих появление брака, справедлива формула суммарной вероятности

$$r_{1,2} = r_1(1 - P_1) + r_2(1 - P_2), \qquad (3)$$

где r_1 и r_2 — риски соответствующих факторов; P_1 — вероятность изменения r_1 при влиянии на него риска r_2; P_2 — вероятность изменения r_2 при влиянии на него риска r_1.

Из уравнения (3) получено частное уравнение суммарной вероятности:

$$r_{1,2} = r_1 + r_2 - r_1 r_2.$$

При наличии n факторов, получим:

$$\sum_1^3 r_i = \sum_1^2 r_i + r_3 - r_3 \sum_1^2 r_i;$$

$$\vdots$$

$$\sum_1^n r_i = \sum_1^{n-1} r_i + r_n - r_n \sum_1^{n-1} r_i.$$

При любом числе n опасностей суммарный риск r_i всегда находится в диапазоне $0 \leqslant r_i \leqslant 1$.

Для обеспечения безопасности необходимо контролировать как минимум два параметра: нормативное значение показателя и его среднее квадратическое отклонение. В случае превышения показателя допустимых значений средних квадратических отклонений повышается вероятность причинения вреда [10].

Пути совершенствования системы технического регулирования:

1) гармонизация старой и новой систем;

2) создание системы добровольной сертификации по оценке рисков и причинения ущерба;

3) создание системы добровольной сертификации испытательных лабораторий (центров);

4) совершенствование методов оценки риска возникновения опасности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Федеральный Закон № 184-ФЗ.** О техническом регулировании. http://www.consultant.ru.
2. **Технический** регламент о безопасности машин и оборудования: постановление Правительства Российской Федерации № 753 от 15.09.2009.
3. **Перечень** машин и оборудования, подлежащих обязательной сертификации для подтверждения соответствия требованиям технического регламента о безопасности машин и оборудования: постановление Правительства Российской Федерации № 753 от 15.09.2009.
4. **ГОСТ Р 51898—2002.** Аспекты безопасности. Правила включения в стандарты.
5. **Ветошкин А. Г.** Надежность технических систем и техногенный риск. Пенза: Изд-во ПГУАиС, 2003. 154 с.

УДК 65.01.56

С. П. СОБОЛЕВ (ОАО НПО "Искра", г. Пермь), e-mail: ssi732@iskra.perm.ru

Проблемы автоматизации крупных машиностроительных предприятий

Подъем экономики и модернизация производства требуют инновационных программ, направленных на повышение производительности и оптимизацию бизнес-процессов (БП).

Многие машиностроительные предприятия за последние 20 лет, диверсифицировав производства, повысили свою устойчивость к колебаниям спроса, но в области инжиниринга и реинжиниринга БП пока достижения весьма скромные. Как правило, разрабатываются и внедряются внутренние стандарты предприятий (СП). Некоторые предприятия сертифицируют системы менеджмента качества на соответствие требованиям ISO. Однако действующие СП нечетко описывают процессы и разрабатываются подразделениями, имеющими свои локальные бизнес-цели, слабо коррелируемые с целями предприятия.

Возникает ситуация, когда присутствуют номинальные атрибуты процессного управления, т. е. недостаточная формализация БП, нет четкой стыковки процессов — она осуществляется по ситуации. Невозможно оценить действительную эффективность той или иной процедуры или БП с точки зрения целей предприятия. Кроме того, абсолютное большинство описанных БП ориентированы на документ как результат деятельности.

Автоматизация на предприятиях связана с внедрением интегрированных автоматизированных систем управления (ERP), системы поддержки жизненного цикла изделия (PLM), системы автоматизированного проектирования (САПР), позволяющих организовать параллельную работу над проектами при разработке изделий и технологической подготовке производства. При этом максимальный эффект обеспечивается их высокой взаимосвязью.

Нередко возникают противоречия между унаследованным состоянием и возможностями современного управленческого инструментария, поэтому наибольшие трудности возникают ввиду несоответствия существующих БП целевым функциям и логике современных автоматизированных систем. При значительных масштабах внедрения резко возрастает роль фактора времени, так как в случае нестыковки необходимо решать вопросы локальных изменений тех или иных процедур БП и внедрение крупной автоматизированной системы может растянуться на 5÷10 лет.

Как можно повлиять на практику автоматизации, сложившуюся путем наложения современных автоматизированных систем на БП, разработанные, зачастую, в 70÷80-е годы прошлого века?

Наработки ОАО НПО "Искра" в области автоматизации жизненного цикла конструкторской документации (ЖЦКД) показали пути решения столь сложных задач — предпроектное обследование предприятия с последующим моделированием БП с помощью специализированного методического инструментария и получение информации, являющейся основой для настройки автоматизированных систем под конкретные требования заказчика. Практическим результатом стал технический проект автоматизации ЖЦКД с детальным описанием процедур и БП в виде электронного архива.

Для разработки укрупненных моделей БП использовали действующие СП, на основе которых путем декомпозиции разрабатывали детализацию процессов по принципу "как есть". Затем выполняли оптимизацию или реинжиниринг по принципу "как будет".

Основной критерий оптимизации БП — его значимость в прибавочной стоимости продукта. Все затраты, не связанные с увеличением прибавочной стоимости, должны быть ликвидированы или минимизированы. Для этого разрабатывается система объективных контрольных показателей.

Оптимизированные и экспериментально отработанные БП, формализованные в виде диаграмм, использовали для автоматизации ЖЦКД и проводили актуализацию СП. Важным условием успешной модернизации является подготовка персонала и в первую очередь руководителей предприятия. В результате были значительно сокращены сроки внедрения автоматизации на предприятии и снижены затраты на проводимые в связи с этим мероприятия.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 82)

6. **Техническое** регулирование / Под ред. В. Г. Версана, Г. И. Элькина. М.: Экономика, 2008. 680 с.

7. **Бешелев С. Д., Гурвич Ф. Г.** Математико-статистические методы экспертных оценок. М.: Статистика, 1980. 263 с.

8. **Столяров В. В.** Проектирование автомобильных дорог с учетом теории риска. Саратов: СГТУ, 1994. Ч. 1, 184 с.; Ч. 2, 232 с.

9. **Кокодеева Н. Е.** Обеспечение безопасности автомобильных дорог с учетом теории риска // Строительные материалы. 2009. № 11. С. 80—81.

10. **Методологические** основы оценки технических рисков в дорожном хозяйстве / Н. Е. Кокодеева, В. В. Талалай, А. В. Кочетков и др. // Вестник Пермского национального исслед. политехн. ун-та. Урбанистика. 2011. № 3. С. 38—49.

УДК 630.232.337

Д. Г. ХИНЧУК (Северный (Арктический) федеральный университет им. М. В. Ломоносова, г. Архангельск), e-mail: d.khinchuk@narfu.ru

Лесная сеялка на базе средств малой механизации

Разработана сеялка на базе мобильных средств малой механизации. Приведена ее структурно-функциональная модель, полученная с использованием системного анализа.

Ключевые слова: малая механизация, сеялка, модель, системный анализ.

The seeding machine is developed based on mobile means of small-scale mechanization. The structural-functional model of the seeding machine, obtained by using of system analysis, is presented.

Keywords: small-scale mechanization, seeding machine, model, system analysis.

Применение современной лесозаготовительной техники оправдано только на промышленных лесосеках с большим запасом древесины. В труднодоступных местах перестойных лесов и для восстановления лесов в таких районах, а также в заповедниках и парках более оправдано использование средств малой механизации в виду того, что применение другой техники невозможно или нецелесообразно [1]. Малая механизация предназначена для работ в лесу под кронами деревьев, на заболоченных, холмистых землях и в труднодоступных местах. Согласно работе [2] при разукрупнении лесных предприятий в их техническом оснащении будут необходимы средства малой механизации.

Цель данной работы — определить оптимальный набор узлов и механизмов для лесной сеялки и получить ее модель на базе средств малой механизации для лесовосстановительных работ (высев семян ели обыкновенной) на дренированных почвах в условиях небольших участков.

Для создания данной конструкции использовали метод системного анализа [3], включающий: выделение объекта исследования; установление цели исследования; построение дерева функций системы; определение функциональных и конструктивных модулей; установление ограничений; структурно-функциональное моделирование.

На основании собранной информации и обобщения данных исследований были определены основные функции будущей модели: работа на дренированных вырубках и под кронами деревьев; обеспечение агротехнических требований к посеву ели. Выбраны конструктивные модули: тяговый модуль; высевающий аппарат; почвообрабатывающее орудие (плуг, сошник); схема компоновки навески (присоединения) оборудования. Основными ограничениями в данной системе приняты размеры лесовосстановительной техники, так как она создавалась на базе средств малой механизации, и затраты на восстановление лесов.

На основании анализа лесной и сельскохозяйственной техники, а также выводов авторов работы [4] в качестве почвообрабатывающего орудия был выбран сферический однокорпусный плуг, который позволяет работать в достаточно сложных природных условиях, в том числе на вырубках и тяжелых суглинистых почвах. С учетом первого ограничения принято решение о совмещении некоторых функций плуга [5] и сошника [6] в одном сферическом диске. В функции плуга диск обеспечивает заглубление с учетом лесной подстилки и частичное рыхление почвы, в функции сошника — укладку семян на заданную глубину. Высевающим аппаратом в данном случае выбран барабан с высевающими ячейками, отвечающими агротехническим требованиям по норме высева ели и способу посева. Для обеспечения шага высева и крепления высевающего барабана в данной конструкции предусмотрено опорное колесо, диаметр которого и определяет шаг высева. В качестве тягового модуля планируется средство малой механизации, в частности мотоблок "Сиверко" [2].

Оптимальной схемой компоновки [7] выбрано навешивание орудий обработки почвы и высевающих устройств на отдельную раму позади тягового агрегата. Достоинства выбранной компоновки по сравнению с другими схемами:

агрегаты можно оборудовать необходимым набором рабочих органов для наиболее эффективных способов формирования семенного ложа и посева;

почвообрабатывающую часть агрегата можно оборудовать как пассивными, так и активными рабочими органами, что расширяет зону его применения;

тяговый модуль можно легко отсоединить от агрегата и при необходимости использовать для других работ.

С учетом особенностей средств малой механизации было выбрано не навешивание, а агрегирование оборудования на тяговый модуль в виде прицепного модуля, скомпонованного на отдельной раме. Это позволяет использовать данный агрегат с большим набором тяговых модулей разных средств малой механизации. Однако в работе [8] отмечен такой недостаток минимизации обработки почвы, как возрастание засоренности посевов. Чтобы преодолеть его и оптимизировать экономические затраты, применяют современные технологии активации семян (в том числе лазерную обработку или магнитное излучение). Эти методы сравнительно недороги и уже хорошо зарекомендовали себя в сельском хозяйстве (в лесном хозяйстве они только апробируются). Предпосевная обработка семян позволяет получить хорошие результаты по быстроте их прорастания, всхожести и другим параметрам. Применительно к моделируемому прицепному устройству обработку магнитным импульсным излучением можно проводить, решив задачу относительно кривой наискорейшего спуска (брахистохроны) с привязкой к заданным опытным условиям. Кривая

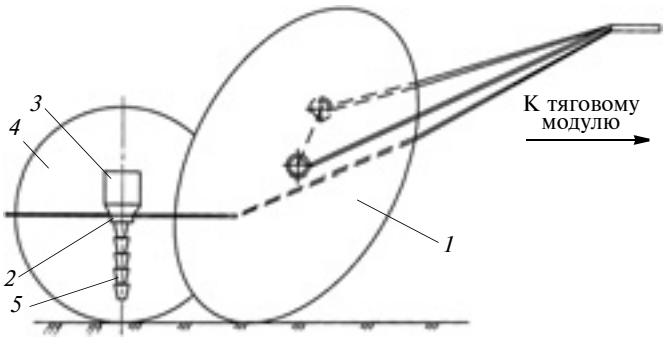


Рис. 1. Прицепной модуль:
1 — дисковый сошник; *2* — высевающий аппарат; *3* — бункер для посевного материала; *4* — опорное колесо; *5* — семяпровод

Рис. 2. Экспериментальный прицепной модуль лесной сеялки

используется в качестве образующей семяпровода, что обеспечивает не только отвод семян, но и создание импульсного магнитного поля.

На основе структурно-функционального моделирования получили компоновочную схему прицепного модуля (рис. 1). Модель спроектирована с учетом основных технологических параметров, в том числе таких условий, как обеспечение заданной глубины обработки почвы, свободное перекатывание через препятствия, надежный оборот пласта. На основании конструктивно-технологических расчетов [4, 9, 10] изготовлена экспериментальная установка лесной сеялки с использованием средств малой механизации, прицепной модуль которой показан на рис. 2.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Рудник А. М.** Средства малой механизации. [Электронный ресурс] // Машины и оборудование лесозаготовок. (дата обновления — февраль 2012). URL: http://www.mir-lzm.ru/text/mini.html.
2. **Мясищев Д. Г.** Мотоблоки в лесном комплексе: состояние, тенденции, перспективы. Архангельск: Архангельский ГТУ, 2008. 129 с.
3. **Теория** систем и системный анализ. Лекции. [Электронный ресурс] // Проект "E-educ.ru — Заботясь об образовании" (дата обновления 22.07.2012). URL: http://e-educ.ru/tsisa.html.
4. **Сельскохозяйственные** машины (конструкция, теория и расчет). Ч. I / Е. И. Трубилин, В. А. Абликов, А. Н. Лютый, Л. П. Соломатина. Краснодар: КГАУ, 2008. 200 с.
5. **Плуги.** [Электронный ресурс] // Официальный сайт компании "КомиАгро". (дата обновления 10.08.2006). URL: http://www.komiagro.ru/plugi.html.
6. **Гроссман И. Р., Колпиков Н. В., Беляев Е. А.** Сошники: Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. В 2 т. / Под ред. А. В. Красниченко. Т. 2. М.: Машгиз, 1961. С. 224—228.
7. **Юрин А. Н., Китун А. В.** Обоснование конструкторско-компоновочной схемы почвообрабатывающе-посевных агрегатов // Материалы Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых "Энергоресурсосберегающие технологии и технические средства для их обеспечения в сельскохозяйственном производстве". Минск: НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства, 2010. С. 31—36.
8. **Кирюшин В. И.** Минимизация обработки почвы: перспективы и противоречия. [Электронный ресурс] // Официальный сайт компании ООО "Агрокультура". Источник: Земледелие. 2006. № 5. С. 12—14. (дата обновления 28.05.2012). http://www.agkultura.ru/files/others/mini_till_nachalo_kiryshin.pdf.
9. **Нартов П. С.** Расчет и проектирование специальных лесных машин. Воронеж: ВГУ, 1975. 212 с.
10. **Пошарников Ф. В., Иванов А. Ф.** Исследование высевающего аппарата дозированного высева лесных семян // Межвуз. сб. науч. тр. "Машины и орудия для механизации лесозаготовок и лесного хозяйства". Л.: ЛТА, 1983. С. 56—60.