

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИИ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПО ГРУППАМ НАУЧНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ: 01.02.01 — Теоретическая механика, 01.02.04 — Механика деформируемого твердого тела, 01.02.06 — Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры, 05.02.02 — Машиноведение системы приводов и детали машин, 05.02.04 — Трение и износ в машинах, 05.02.05 — Роботы, мехатроника и робототехнические системы, 05.02.07 — Технология и оборудование механической и физико-технической обработки, 05.02.10 — Сварка, родственные процессы и технологии, 05.02.11 — Методы контроля и диагностика в машиностроении, 05.02.13 — Машины, агрегаты и процессы, 05.02.18 — Теория механизмов и машин, 05.04.11 — Атомное реакторостроение, машины, агрегаты и технология материалов атомной промышленности

2021 Том 22
5 (250)

СОДЕРЖАНИЕ

Современные технологии сборки

Иванов А.А., Кретинин О.В. Сборка муфт предельного момента 195

Технологическая оснастка для сборки

Водолазская Н.В. Теоретические основы выбора параметров оснастки для сборочного процесса 198

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Дубовик Е.А. Технологичность конструкции автомобильного стенда К-303 . . 201

Трение и смазка в машинах и механизмах

Мигранов А.М., Мигранов М.Ш., Шехтман С.Р. Исследование теплофизики резания металлов режущим инструментом с покрытием 208

Шишкарёв М.П. Элементы теории комбинированной обратной связи в составе адаптивных фрикционных муфт 213

В помощь конструктору, технологу

Головкин П.А. Получение прутков из сплавов НММц 38-2В методом ротационной ковки 221

Житников Ю.З., Житников Б.Ю. Обоснование силы продавливания кольцевого резинового уплотнения через коническую втулку с выступами в устройствах их установки во внутренние канавки цилиндрических деталей . . . 227

Измайлов В.В., Новоселова М.В., Барчуков Д.А. Микрогеометрия поверхности газолазерного реза инструментальной стали 231

Лазарев С.И., Ломакина О.В., Буланов В.Е., Хорохорина И.В. Аналитическое описание механических нагрузок на пластины и торообразные оболочки аппаратов комбинированного типа 235

Журнал распространяется по почте, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индекс по каталогу "Пресса России" — 84967) или непосредственно в издательстве
Тел.: 8 (499) 269-54-98, 269-54-96
E-mail: sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru
Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

Председатель редакционного совета
В.И. КОЛЕСНИКОВ, академик РАН

Редакционный совет

МОСКВА

А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор), д.т.н., проф. Ю.Л. ИВАНОВ, д.т.н.
В.В. БАРДУШКИН, д.ф.-м.н. А.В. ИГНАТОВ, к.т.н., доц.
И.А. БУЯНОВСКИЙ, д.т.н., проф. А.И. КУМЕНКО, д.т.н., проф.
М.В. ВАРТАНОВ, д.т.н., проф. И.А. ЛЮБИНИН, к.т.н.
С.М. ЗАХАРОВ, д.т.н. Б.В. ШАНДРОВ, к.т.н., проф.
И.Н. ЗИНИНА, к.т.н., доц. А.Г. ХОЛОДКОВА, к.т.н., проф.

Региональные редсоветы

ВЛАДИВОСТОК

Ю.Н. КУЛЬЧИН, академик РАН
А.А. СУПОНЯ, к.т.н.

ВОЛГОГРАД

В.И. ЛЫСАК, академик РАН

ИЖЕВСК

И.В. АБРАМОВ, д.т.н., проф.
В.Г. ОСЕТРОВ, д.т.н., проф.
Б.А. ЯКИМОВИЧ, д.т.н., проф.

КАЗАНЬ

Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф.

КОВРОВ

Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф.

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ

Б.Н. МАРЬИН, д.т.н.
А.М. ШПИЛЕВ, д.т.н., проф.

НИЖНИЙ НОВГОРОД

С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

ОРЕЛ

Ю.С. СТЕПАНОВ, д.т.н., проф.
Г.А. ХАРЛАМОВ, д.т.н., проф.

ОРЕНБУРГ

А.Н. ПОЛЯКОВ, д.т.н., проф.
А.И. СЕРДЮК, д.т.н., проф.
А.П. ФОТ, д.т.н., проф.

ПЕРМЬ

С.М. БЕЛОБОРОДОВ, д.т.н.
В.Ф. МАКАРОВ, д.т.н.

РОСТОВ-НА-ДОНУ

А.А. РЫЖКИН, д.т.н., проф.
И.В. КОЛЕСНИКОВ, д.т.н., проф.
А.П. СЫЧЕВ

РЫБИНСК

В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ, д.т.н., проф.
В.В. НЕПОМИЛУЕВ, д.т.н., проф.
А.Н. СЕМЕНОВ, д.т.н., проф.

САМАРА

Ю.А. ВАШУКОВ, к.т.н., доц.
М.А. ЕВДОКИМОВ, д.т.н., проф.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

ТОМСК

А.В. КОЛУБАЕВ, д.ф.-м.н.
В.Е. ПАНИН, академик РАН

ТУЛА

А.А. МАЛИКОВ, д.т.н., проф.
В.В. ПРЕЙС, д.т.н., проф.

ХАБАРОВСК

В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф.

Беларусь

МИНСК

В.Л. БАСИНОК, д.т.н.
М.Л. ХЕЙФЕЦ, д.т.н., проф.

ГОМЕЛЬ

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н.

Украина

КИЕВ

А.С. ЗЕНКИН, д.т.н., проф.
В.А. МАТВИЕНКО, к.т.н.

ДОНЕЦК

А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.

Польша

П. ЛЕБКОВСКИ, д.т.н.
Е. ЛУНАРСКИ, д.т.н.

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Е.М. НУЖДИНА, И.М. ГЛИКМАН

Журнал зарегистрирован в РОСКОМНАДЗОРе.
Свидетельство о регистрации ПИ № ФС 77-63953
от 09.12.2015 г.

THE MONTHLY
JOURNAL
FOR SCIENTISTS
AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING



IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE JOURNAL IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERING
THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY RF FOR DISSERTATION PUBLICATION BY GROUPS OF SCIENTIFIC SPECIALTIES: 01.02.01 — Theoretical mechanics, 01.02.04 — Mechanics of a deformable solid, 01.02.06 — Dynamics, durability of machines, devices and apparatus, 05.02.02 — Machine science of drive systems and machine parts, 05.02.04 — Friction and wear in machines, 05.02.05 — Robots, mechatronics and robotic systems, 05.02.07 — Technology and equipment for mechanical, physical and technical processing, 05.02.10 — Welding, related processes and technologies, 05.02.11 — Control methods and diagnostics in mechanical engineering, 05.02.13 — Machines, units and processes, 05.02.18 — Theory of mechanisms and machines, 05.04.11 — Nuclear reactor construction of machine, units and technology of the nuclear industry materials

2021 Vol. 22
5 (250)

CONTENTS

<i>Modern technologies in assembly</i>	
Ivanov A.A., Kretinin O.V. Assembly of torque couplings	195
<i>Technological equipment for assembly</i>	
Vodolazskaya N.V. Theoretical basis of tooling parameters selection for assembly process	198
<i>Quality assurance. Testing. Monitoring</i>	
Dubovik E.A. Manufacturability of the design of the automotive stand K-303	201
<i>Friction & lubrication in machines and mechanisms</i>	
Migranov A.M., Migranov M.Sh., Shehtman S.R. Investigation of thermalphysics of metal cutting with coated cutting tools	208
Shishkarev M.P. Elements of the theory of the combined feedback as part of adaptive friction clutches	213
<i>Industrial and design engineer's aid</i>	
Golovkin P.A. Obtaining bars from NiCuMn 38-2W alloy by rotary forging	221
Zhitnikov Yu.Z., Zhitnikov B.Yu. Substantiation of the pushing force of an annular rubber seal through a tapered bushing with protrusions in devices for their installation into the inner grooves of cylindrical parts	227
Izmailov V.V., Novoselova M.V., Barchukov D.A. Microgeometry of the cut edge surface of tool steel after the gas laser cutting	231
Lazarev S.I., Lomakina O.V., Bulanov V.E., Khorohorina I.V. Analytical description of mechanical loads on plates and toroidal shells of combined-type apparatus	235

Journal is distributed on subscription, which can be issues in any post office (index on the catalogue of the "Pressa Rossii" — 84967) or directly in editorial of the journal.
Ph.: 8 (499) 269-54-98, 269-54-96
E-mail: sborka@mashin.ru, <http://www.mashin.ru>
The reference to the *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal* during reprint of the materials is mandatory.
Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

Chair of Editorial Advisory Board —
Member of Russian Academy of Science
V.I. KOLESNIKOV

Editors

MOSCOW

A.S. VASIL'EV
(Chief editor)
V.V. BARDUSHKIN
I.A. BUYANOVSKY
M.V. VARTANOV
S.M. ZAKHAROV
I.N. ZININA

Yu.L. IVANOV
A.V. IGNATOV
A.I. KUMENKO
I.A. LUBININ
B.V. SHANDROV
A.G. KHOLODKOVA

Regional editors

VLADIVOSTOK

Yu.N. KULSHIN
A.A. SUPONIA

VOLGOGRAD

V.I. LYSAK

IZHEVSK

I.V. ABRAMOV
V.G. OSETRV
B.A. YAKIMOVICH

KAZAN

R.I. ADGAMOV

KOVROV

Yu.Z. ZHITNIKOV

KOMSOMOLSK-ON-AMUR

B.N. MARJIN
A.M. SHPILEV

NIZHNY NOVGOROD

S.V. GOLUBEV

OREL

Yu.S. STEPANOV
G.A. KHARLAMOV

ORENBURG

A.N. POLYAKOV
A.I. SERDUK
A.P. FOT

PERM

S.M. BELOBORODOV
V.F. MAKAROV

ROSTOV-ON-DON

A.A. RYZHKIN
I.V. KOLESNIKOV
A.P. SYCHEV

RYBINSK

V.F. BEZIAZYCHNYI
V.V. NEPOMILUEV
A.N. SEMENOV

SAMARA

Yu.A. VASHUKOV
M.A. EVDOKIMOV

ST.-PETERSBURG

E.V. SHALOBAEV

TOMSK

A.V. KOLUBAEV
V.E. PANIN

TULA

A.A. MALIKOV
V.V. PREYS

KHABAROVSK

V.I. SCHPORT

Belarus

MINSK

V.L. BASINJUK
M.L. KHEIFETZ

GOMEL

V.E. STARZHINSKI

Ukraine

KIEV

A.S. ZENKIN
V.A. MATVIENKO

DONETSK

A.N. MIKHAILOV

Poland

P. LEBKOVSKI
E. LUNARSKII

Executive editors of current issue:

E.M. NUZHDIINA, I.M. GLIKMAN

The journal is registered by ROSKOMNADZOR.
Registration certificate ПИ № ФС 77-63953. 09.12.2015

А.А. Иванов, О.В. Кретинин, д-ра техн. наук
(Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева)
E-mail: kretinin@list.ru

Сборка муфт предельного момента

Представлена последовательность операций сборки некоторых конструктивных вариантов муфт предельного момента, которые служат для передачи крутящего момента $M_{кр}$ от двигателя к исполнительному механизму, пока $M_{кр}$ не превышает предельного значения. Показана последовательность сборки эластичных муфт различного типа.

The article discusses the sequence of assembly operations for some design options for limiting torque couplings, which are used to transfer torque M from the engine to the actuator until M does not exceed the limit value. In addition, the assembly sequence of various types of flexible couplings is shown.

Ключевые слова: муфта предельного момента, эластичная муфта, предельный крутящий момент.

Keywords: limiting torque clutch, elastic clutch, limiting torque.

Муфта предельного момента (МПМ) служит для передачи крутящего момента $M_{кр}$ от двигателя к исполнительному механизму (ИМ), пока $M_{кр}$ не превышает предельного значения $M_{кр}^{пр}$. В случае когда $M_{кр} > M_{кр}^{пр}$, муфта отключает двигатель от ИМ. Рассмотрим несколько конструктивных вариантов сборки МПМ, которая осуществляется на классических автоматизированных линиях модульного типа.

Сборка шариковой муфты (рис. 1)

На гладкую часть полого вала 1 устанавливают полумуфту 2 с бронзовой втулкой и шпонкой;

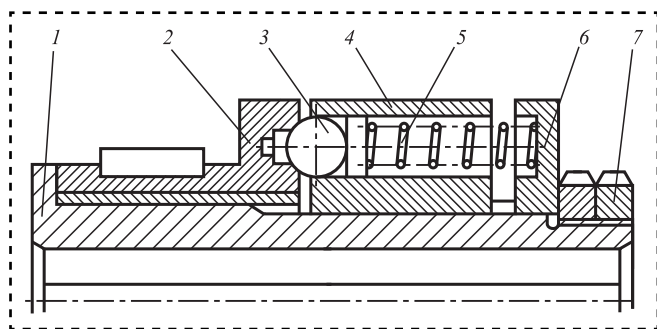


Рис. 1. Шариковая муфта в сборе:

1 — вал; 2 — ведомая полумуфта с лунками; 3 — шарик; 4 — ведущая полумуфта с шариками и пружинами; 5; 6 — подвижная опора; 7 — гайка

затем на шлицы правой части вала — полумуфту 4 с шариками 3, пружинками 5 и подвижную опору 6. Фиксируют ее двумя гайками 7 (вторая гайка контрящая). Обе полумуфты являются подбороками. Крутящий момент от полумуфты 4 передается через шарики, входящие в лунки полумуфты 2, на шпонку которой насаживается ведомое звено (шестерня или шкив). Предельный момент зависит от силы сжатия пружин 5, которая регулируется перемещением по шлицам опоры 6.

Сборка муфты с зубчатыми полумуфтами (рис. 2)

На регулируемую гайку 6 устанавливают упорный подшипник 5 и вворачивают гайку в неподвижный корпус 8. Затем вводят ведущий вал 7 привода в отверстие гайки 6, надевают ведущую зубчатую полумуфту 3 с пружиной 4 на шлицы вала 7. На шпонку ведомого вала 1 надевают зубчатую полумуфту 2 и вводят их в корпус 8 до контакта зубьев полумуфт. С помощью гайки 6 регулируют величину сжатия пружины 4 и, следовательно, силу контакта полумуфт.

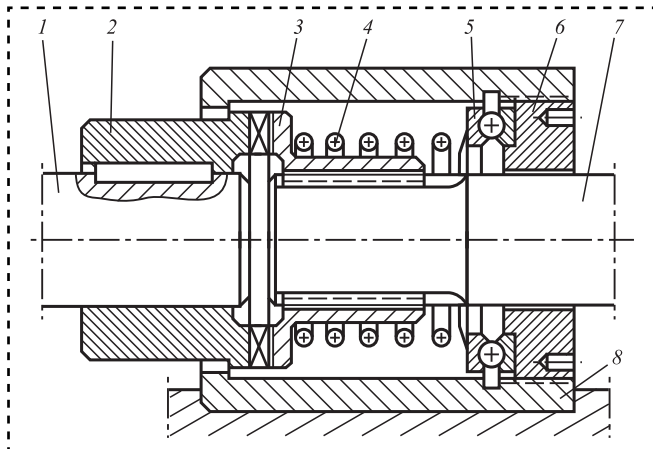


Рис. 2. Конструкция муфты с зубчатыми полумуфтами:
 1 — ведомый вал; 2 — ведомая зубчатая полумуфта; 3 — ведущая зубчатая полумуфта; 4 — пружина; 5 — упорный подшипник; 6 — регулирующая гайка; 7 — ведущий вал; 8 — неподвижный корпус

Сборка муфты с конусами трения (рис. 3)

Ведомый вал 1 устанавливают в подшипник стенки редуктора; на поверхность неподвижного конуса трения 7 надевают ведущее червячное колесо 2, которое впоследствии стыкуется с червяком 8, связанным с электродвигателем 9. Затем на вал 1 надевают: подвижный конус трения 3, тарельчатую пружину 6, подвижную упорную втулку 4 и регулируемую гайку 5, с помощью которой устанавливается необходимый момент трения, передаваемый от червячного колеса валу 1. Силу прижима подвижного конуса 3 к червячному колесу обеспечивает тарельчатая пружина 6.

Далее рассмотрим конструктивные варианты сборки эластичных муфт различного типа.

Отключаемая эластичная муфта и схемы сборки правой и левой полумуфт представлены на рис. 4.

Рис. 4. Схема работы эластичной муфты при включении (а) и выключении (б) и схемы сборки правой и левой полумуфт (в):

1 — ведущий вал; 2 — правая полумуфта (с двумя пальцами); 3 — резиновая прокладка; 4 — левая полумуфта (с двумя рычагами); 5 — ведомый вал; 6 — ось; 7 — пружина (намотана на ось); 8 — рычаг отключения; 9 — пальцы

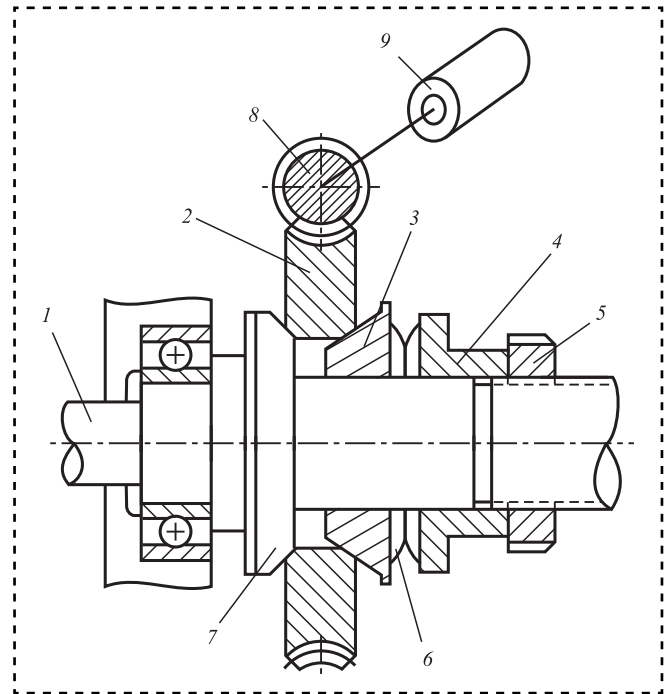
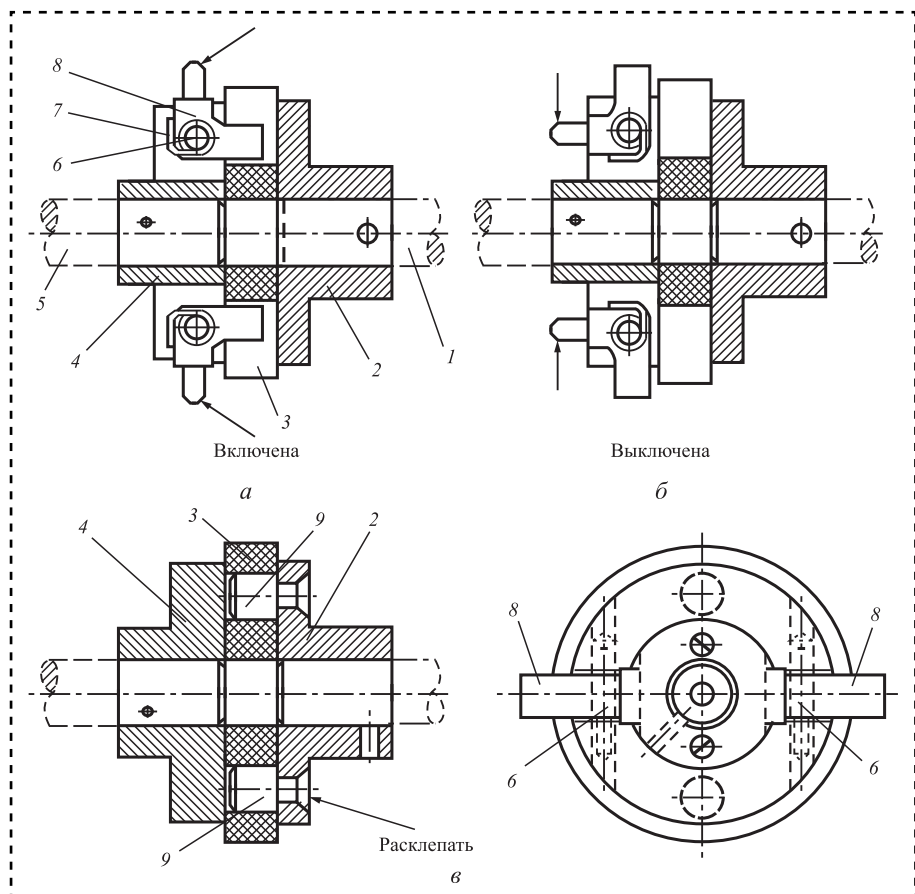


Рис. 3. Конструкция муфты с конусами трения:
 1 — ведомый вал; 2 — ведущее червячное колесо; 3 — подвижный конус трения; 4 — подвижная втулка; 5 — регулирующая гайка; 6 — тарельчатая пружина; 7 — неподвижный конус трения; 8 — червяк; 9 — электродвигатель



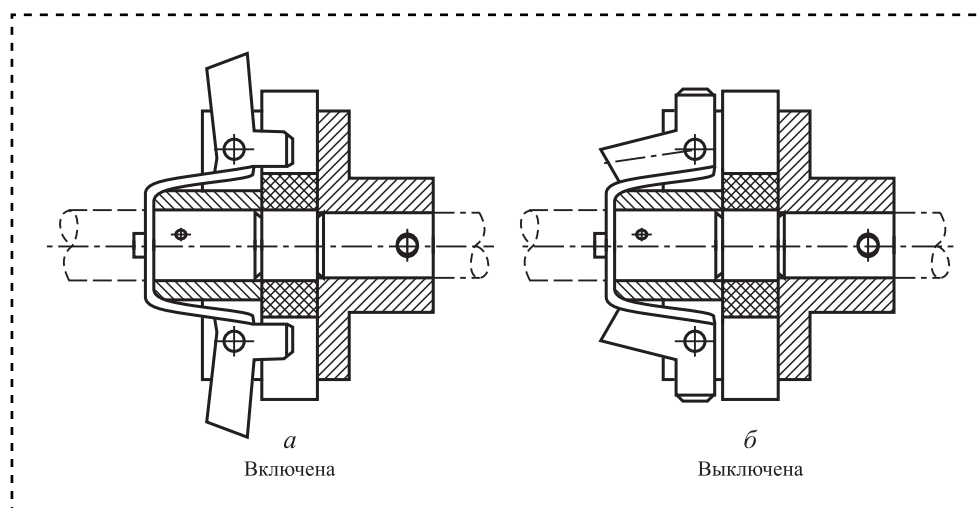


Рис. 5. Вариант эластичной отключаемой муфты с плоской пружиной при включении (а) и выключении (б)

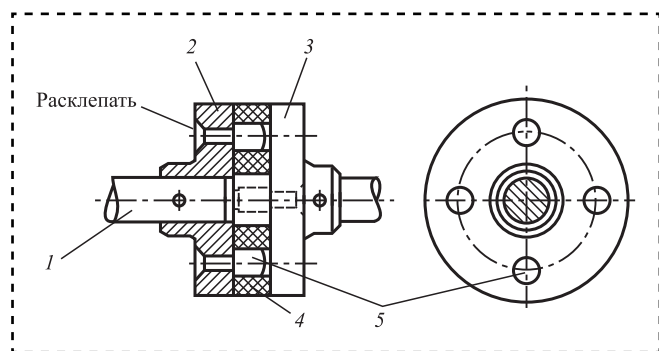


Рис. 6. Схема эластичной поводковой муфты:
1 — вал; 2, 3 — левая и правая полумуфты; 4 — резиновая прокладка; 5 — палец

Технология под сборки правой полумуфты: установить два пальца 9 в правую полумуфту 2 и с обратной стороны расклепать. На левую полумуфту 4 установить два поворотных угловых рычага 8, закрепив их на осях 6. На каждую ось навить проволоочную пружину 7 (см. рис. 4). Между полумуфтами установить резиновую прокладку 3 так, чтобы пальцы 9 правой полумуфты попали в отверстия прокладки, а рычаги 8 левой полумуфты — в ее пазы (отверстия и пазы в прокладке взаимно перпендикулярны).

Вариант муфты с плоской пружиной представлен на рис. 5, а эластичной поводковой муфты — на рис. 6.

Вывод

Рассмотрена последовательность операций сборки некоторых конструктивных вариантов муфт предельного момента, которые служат для передачи крутящего момента $M_{кр}$ от двигателя к исполнительному механизму, пока $M_{кр}$ не превышает предельного значения. Показано, что в случае когда $M_{кр} > M_{кр}^{пр}$, муфта отключает двигатель от исполнительного механизма. Представлена последовательность сборки эластичных муфт различного типа на классических автоматизированных линиях модульного типа.

Библиографический список

1. Иванов А.А. Проектирование автоматизированных систем манипулирования объектами обработки и сборки: учеб. пособие. М.: ФОРУМ, 2012. 352 с.
2. Иванов А.А. Автоматизированные сборочные системы: учебник. М.: ФОРУМ, 2018. 336 с.
3. Иванов А.А. Проектирование систем автоматизированного машиностроения: учебник. М.: ФОРУМ, 2013. 298 с.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ОСНАСТКА ДЛЯ СБОРКИ

УДК 621.923, 621.83.519.8

DOI: 10.36652/0202-3350-2021-22-5-198-200

Н.В. Водолазская, канд. техн. наук
(Белгородский государственный аграрный университет)
E-mail: vnv26@bk.ru

Теоретические основы выбора параметров оснастки для сборочного процесса

Рассмотрены вопросы сборки резьбовых соединений. В качестве оснастки представлены редкоударные гайковерты, обеспечивающие передачу максимальной части энергии маховика к наковальне. Возможность такой передачи реализуется за счет предлагаемого выбора рациональных кинематических и инерционно-метрических параметров основных элементов редкоударных гайковертов.

The issues of assembly of threaded connections are considered. Rarely percussive nut wrenches are presented as the tooling, which provide transfer of the maximum part of the flywheel energy to the anvil. The possibility of such transmission is realized due to the proposed selection of rational kinematic and inertial-metric parameters of the main elements of rarely percussive nut wrenches.

Ключевые слова: технология сборки, редкоударные гайковерты, маховик, наковальня, рациональные параметры.

Keywords: assembly technology, rarely percussive nut wrenches, fly-wheel, anvil, rational parameters.

Введение

Одним из направлений решения проблемы качественной затяжки резьбовых соединений считается использование специальной сборочной оснастки, например ударных гайковертов, в которых нагружение крепежной детали осуществляется в результате передачи энергии от вращающегося маховика к соединенной с гайкой наковальне. Выпускаемые многими фирмами ударные гайковерты для резьбы диаметром до 36 мм отличаются надежностью, простотой обслуживания, достаточной точностью затяжки, сравнительно небольшой массой. Эти гайковерты работают с частотой ударов $20...40 \text{ с}^{-1}$; управление ударом в них осуществляется только по относительному положению маховика и наковальни, а угол разгона маховика составляет π или 2π радиан. Для крупных резьбовых соединений перспективны редкоударные гайковерты, в которых угол разгона маховика не ограничивается, а момент соударения определяется угловой скоростью маховика и взаимным положением соударяющихся деталей [1, 2].

Общий признак редкоударных гайковертов — наличие в ударном механизме бойков, передающих энергию от маховика к наковальне. Регулятор скорости соударения (центробежный регулятор) удерживает бойки от перемещения к кулачкам наковальни в процессе разгона маховика. Обязательно наличие узла ориентации, который обеспечивает перемещение бойков к кулачкам наковальни в строго ориентированном взаимном положении соударяющихся элементов, исключая возможность кромочного удара. В качестве примера рассмотрим конструкцию редкоударного гайковерта, предусматривающую расцепление бойков 1, маховика 2 с кулачками 3, наковальни 4 посредством возвратной пружины 5 еще до остановки маховика (рис. 1) [3].

Приведенный характер управления ударом подобных гайковертов позволяет за счет увеличения времени разгона маховика снизить мощность приводного двигателя машины, что приводит к уменьшению массы и габаритов сборочного инструмента.

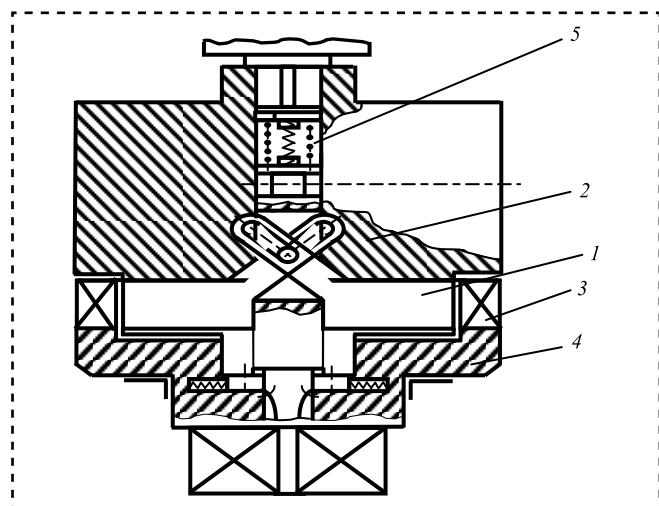


Рис. 1. Принципиальная схема редкоударного гайковерта

При разработке и проектировании конструкций редкоударных гайковертов для резьбы диаметром свыше 36 мм возникает проблема правильного выбора инерционно-метрических параметров основных деталей соответствующих гайковертов, в частности, маховика и наковальни, исходя из условия передачи максимальной части энергии маховика наковальне.

Цель работы — выбор рациональных параметров основных элементов редкоударных гайковертов.

Для процесса сборки резьбового соединения с использованием редкоударных гайковертов оптимальным с энергетической точки зрения является бесконечно ударный безостановочный режим соударения деталей гайковерта, который наступает при условии [4–6]:

$$\mu < \frac{1-R}{2R}, \quad (1)$$

где μ — инерционный параметр, равный соотношению моментов инерции I_H наковальни и I_M маховика, $\mu = I_H/I_M$;

R — коэффициент восстановления скорости при ударе.

При этом режиме послеударные скорости маховика и наковальни после ряда повторных соударений выравниваются, и в результате "слипания" продолжают совместное движение с общей послеударной скоростью ω :

$$\omega = \frac{\omega_0 [1 - R(1 + 2\mu)]}{(1 + \mu)(1 - R)}, \quad (2)$$

где ω_0 — угловая скорость маховика перед ударом.

При этом на первом этапе ударного цикла (до момента "слипания") наковальне передается энергия T_1 :

$$T_1 = \frac{4T_M R \mu [1 - R(1 + \mu)]}{(1 + \mu)(1 - R)^2}, \quad (3)$$

а на втором этапе движения "слипшихся" масс до их остановки передается энергия T_2 :

$$T_2 = \frac{T_M [1 - R(1 + 2\mu)]}{(1 + \mu)(1 - R)^2} \quad (4)$$

при условии, что процесс движения системы не прерывается до полной ее остановки.

Коэффициент передачи η энергии при таком режиме соударения будет равен:

$$\eta = \frac{T_1 + T_2}{T_M} = \frac{1}{1 + \mu}, \quad (5)$$

где T_M — энергия маховика перед ударом, $T_M = 0,5 I_M \omega_0^2$.

Полученная зависимость коэффициента передачи энергии графически представлена на рис. 2 при коэффициенте восстановления скорости R , соответствующем соударению стали о сталь.

Максимальная часть энергии маховика передается наковальне при значениях инерционного параметра $\mu = 0,3...0,35$.

Следовательно, для проектируемых образцов гайковертов с учетом коэффициента $R = 0,56$ рационально выдерживать значения инерционного параметра $\mu = 0,3...0,35$ и ограничивать передачу энергии наковальне первым этапом ударного цикла.

В соответствии с поставленной целью провели выбор кинематических и инерционно-

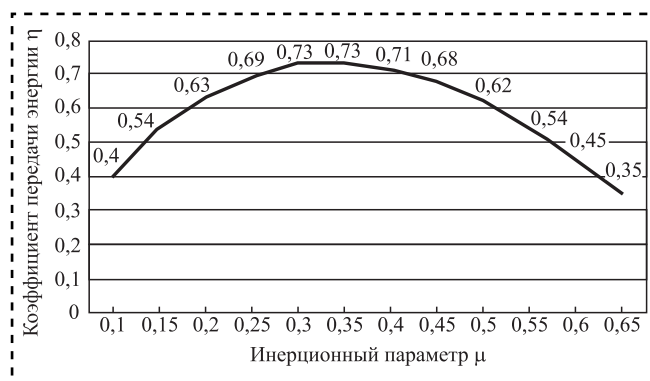


Рис. 2. Зависимости коэффициента передачи энергии η от инерционного параметра μ



метрических параметров размерного ряда редкоударных гайковертов от М36 до М72 с учетом обеспечения доступности к резьбовому соединению, достаточной прочности и уменьшения массы всей конструкции. Для этого разработали объемные модели маховика и наковальни с обозначением их метрики, построенные в графическом редакторе Компас 3D (рис. 3 на стр. 3 обложки). При этом моменты инерции маховика и наковальни определяли исходя из рекомендуемых соотношений их размеров к номинальному диаметру d резьбы представительного резьбового соединения для всех типоразмеров гайковертов.

В маховике наружный диаметр $D_M = (2,5...2,6)d$. Внутренние радиальные размеры и высота маховика из условий размещения в нем бойков и центробежного регулятора (см. рис. 3, а):

$$D_K = 2,3d; d_K = 1,5d; d_{\Pi} = 0,75d; d_B = 1,25d; \\ H_M = 1,8d; h_{\Pi} = 0,3d; h_K = 0,45d; h_B = 0,75d.$$

Размеры наковальни с присоединенными к ней ключом с гайкой в разрабатываемых гайковертах назначали в таких пределах (рис. 3, б):

$$D_H = (2,2...2,3)d; d_H = (1,6...1,7)d; \\ H_K = 0,7d; h_K = 0,5d;$$

$$D_{\text{шп}} = 1,25d; D_{\text{кл}} = 2d; d_0 = d; H_{\text{шп}} = 1,25d; \\ H_{\text{кл}} = 0,9d; h_0 = 1,3d.$$

Все параметры деталей гайковертов, определенные по приведенным соотношениям, округляли до ближайших нормализованных размеров.

При такой метрике элементов их моменты инерции определяются зависимостями:

$$I_M = \frac{\pi\rho}{32} \left[D_M^4 H_M + 2d_{\Pi}^4 h_{\Pi} - d_B^4 h_B - (D_K^4 - d_K^4) h_K \right]; \\ I_H = \frac{\pi\rho}{32} \left[\frac{1}{6} (D_H^4 - d_H^4) h_K + D_H^4 (H_K - h_K) + \right. \\ \left. + D_{\text{шп}}^4 H_{\text{шп}} + D_{\text{кл}}^4 H_{\text{кл}} - d_0^4 h_0 \right], \quad (6)$$

где ρ — плотность стали, $\rho = 7,8 \cdot 10^3$ кг/м³.

При таких соотношениях размеров маховика и наковальни инерционный параметр принимает значение $\mu = 0,34$, что обеспечивает бесконечно ударный безостановочный режим соударения этих деталей.

На рис. 4 (стр. 3 обложки) графически представлены варианты их размеров в зависимости от диаметров резьбового соединения.

Приведенные зависимости демонстрируют целесообразность проектирования трех конструкций оснастки, а именно: для резьбы 36...42, 48...60 и 64...72 мм. Полученные результаты дают возможность устанавливать метрические и инерционно-кинематические параметры гайковертов при разработке более крупных типоразмеров, предусматривая возможность изготовления составных конструкций редкоударных гайковертов.

Заключение

Применяемые в качестве оснастки для сборки резьбовых соединений редкоударные гайковерты должны иметь максимальный коэффициент передачи энергии от маховика к наковальне. Предложенная методика выбора рациональных параметров основных элементов редкоударных гайковертов позволяет осуществить такой подбор кинематических и инерционно-метрических параметров маховика и наковальни, при котором достигается обеспечение передачи максимальной части энергии маховика к наковальне уже на первом этапе ударного цикла в бесконечно ударном безостановочном режиме соударения.

Библиографический список

1. **Водолазская Н.В., Искрицкий В.М., Водолазская Е.Г.** Сборка крупных резьбовых соединений ударными гайковертами. Германия: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2014. 110 с.
2. **Drozdov A.N., Stepanov V.** Mechanization of technological processes assembly of threaded joints // Advances in Intelligent Systems and Computing. 2018. Vol. 692. P. 750—759.
3. **Водолазская Н.В., Искрицкий В.М., Водолазская Е.Г.** Сборка резьбовых соединений. Проблемы и перспективы совершенствования технологии сборочных процессов. Краматорск: ДГМА, 2014. 192 с.
4. **Водолазская Н.В.** Совершенствование технологии процесса контролируемой сборки резьбовых соединений // Сборка в машиностроении и приборостроении. 2019. № 12. С. 564—568.
5. **Искрицкий В.М., Водолазская Н.В., Водолазская Е.Г.** Динамика процесса соударения в механизмах для сборки резьбовых соединений // International scientific conference UNITECH'04. Proceedings. Gabrovo, Bulgaria, 2004. Vol. 1. P. 244—249.
6. **Drozdov A.N.** Theoretical and empirical methods of estimating energy and force characteristics of impact wrenches // E3S Web of Conferences. 2019. С. 05028.

Е.А. Дубовик

(Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону)

E-mail: dubovik1982@list.ru

Технологичность конструкции автомобильного стенда К-303

Предложена модернизация некоторых деталей автомобильного стенда К-303, которая не влечет за собой значительного изменения конструкции стенда для контроля и регулировки фар автомобилей.

It is proposed to upgrade some parts of the car stand K-303, which does not entail a significant change in the design of the stand to control and adjust the headlights of cars.

Ключевые слова: автомобиль, расчет, реглоскоп, стенд К-303, стойка, тележка.

Keywords: car, calculation, regloscope, stand K-303, rack, cart.

В условиях стационарных предприятий автомобильного сервиса (АТП, СТОА и др.) особое внимание уделяют оборудованию по диагностике систем и агрегатов автомобилей, отвечающих за безопасность движения: стендам проверки тормозной системы автомобиля, рулевого управления, а также диагностике светораспределения фар.

Наиболее простое и достаточно точное приспособление для проверки и регулировки фар — стационарный или переносной контрольный экран шириной — 2,5 м, высотой — 1,5 м.

Автомобиль устанавливают на ровной площадке перед вертикальным экраном на расстоянии 10 м от стекол фар, равноудаленных от плоскости экрана.

Для регулировки дальнего света фар на экране на высоте центров фар автомобиля чертят горизонтальную и вертикальные линии, соответствующие центрам фар. Центры световых пятен фар регулируют отдельно. Они должны совпадать с точками пересечения горизонтальной и вертикальных линий на экране соответственно для каждой фары.

При регулировке ближнего света фар верхняя граница светового пятна ближнего света должна быть ниже светового пятна дальнего света.

Наиболее популярный метод проверки и регулировки фар с помощью экрана с соответ-

ствующей разметкой имеет существенные недостатки: требует довольно больших площадей с весьма жесткими требованиями к плоскостности, не более 5 мм на 1 м²; точной установки (под углом $90 \pm 5^\circ$) экрана относительно площадки; громоздких и сложных приспособлений, ориентирующих автомобиль; затемненного помещения. Поэтому в последнее время для проверки и установки фар автомобиля все большее распространение находят инструментальные методы с использованием специальных приборов — реглоскопов.

Суть метода измерения данными приборами заключается в следующем: перед источником света помещается встречная оптическая система, в фокальной плоскости которой находится фотоэлемент.

При постоянном по всей поверхности коэффициенте пропускания и при диаметре диафрагмы, намного меньше фокусного расстояния системы (но намного больше кружка рассеивания от дифракций и аберраций), измерение силы света становится идентичным измерению на расстоянии, большего расстояния полного свечения. Конструкции приборов, осуществляющих этот принцип, отличаются главным образом системами ориентации оптической оси реглоскопа относительно автомобиля. В качестве баз обычно используют оси перед-

них, задних колес, ось симметрии автомобиля, симметричные точки кузова (рамы).

Прибор должен быть установлен строго на высоте расположения фар (допускаются отклонения, не превышающие ± 10 мм), а его оптическая ось — параллельно продольной оси автомобиля. Согласно требованиям безопасности движения точность ориентации оптической оси реглоскопа относительно продольной оси должна находиться в пределах $\pm 0,5^\circ$ в горизонтальной плоскости $\pm 0,25^\circ$ в вертикальной.

Перед проверкой на этих приборах давление воздуха в шинах должно быть доведено до нормы.

Выбор в качестве базы оси передних колес существенно ускоряет процесс проверки фар, но при этом отмечается низкая точность ориентации, составляющая $\pm 0,6^\circ$ в горизонтальной и $\pm 0,25^\circ$ в вертикальной плоскостях, и соответственно низкая точность диагностирования.

Наиболее высокая точность ориентации $\pm 0,25^\circ$ в горизонтальной и вертикальной плоскостях достигается при выборе в качестве базы задней оси. Но в этом случае усложняется и конструкция системы ориентации, неоправданно повышается трудоемкость операции.

Несмотря на то, что около 60 % приборов ориентированы по плоскости симметрии автомобиля, оптимальная конструкция системы ориентации при таком базировании еще не найдена. Об этом говорит большое разнообразие конструкций реглоскопов, точность которых колеблется от $\pm 0,65^\circ$ в горизонтальной и $\pm 1,0^\circ$ в вертикальной плоскостях.

Общий недостаток реглоскопов — для измерения силы света не учитывается реальное напряжение на лампах приборов СО и С, что не позволяет сопоставить полученные результаты и, следовательно, оценить изменение состояния проверяемого прибора.

Силу света фар измеряют фотоэлектрическим устройством, куда луч попадает через отверстие в экране оптической камеры. При измерении силы дальнего света прибор показывает, какая достигается освещенность (минимальная или требуемая) [1].

Стенд К-303 (рис. 1) предназначен для проверки и регулировки фар. В данном приборе время на установку оптической камеры соосно с оптической осью фары сокращено за счет того, что оптическая камера смонтирована шарнирно (возможно вращение в горизонтальной

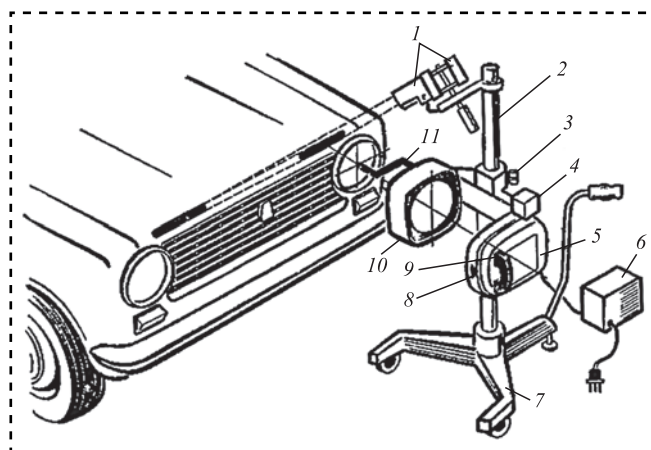


Рис. 1. Стенд К-303:

1 — щелевые осветители; 2 — стойка; 3 — фиксатор; 4 — измеритель силы света; 5 — экран; 6 — питающее устройство; 7 — тележка; 8 — выключатель фотометра; 9 — выключатель осветителей; 10 — оптическая камера; 11 — центратор

плоскости). Стенд передвижной и может быть использован для проверки фар на любой горизонтальной площадке.

Для проверки фар автомобиля этим прибором необходимо:

- установить тележку прибора перед автомобилем так, чтобы ось камеры с линзой ориентировочно служила продолжением оси рассеивателя проверяемой фары за счет поворота оптической камеры на стойке;
- включить фары и по линии пересечения световой плоскости с передней частью автомобиля провести окончательную коррекцию оптической камеры относительно стойки без перемещения тележки;
- зафиксировать положение камеры относительно стойки;
- определить направление светового пучка проверяемой фары по положению светового пятна на экране.

При определении направления светового потока фары экран стенда предварительно настраивают для каждого автомобиля отсчетным диском, на лимбе которого нанесены деления согласно инструкции завода-изготовителя или в зависимости от высоты расположения фар над полом (каждой высоте фар соответствует свое число делений по лимбу).

Для измерения силы света фар в приборе предусмотрена фотоэлектрическая головка. Чувствительный элемент включается нажатием на рычаг шторки экрана. Если стрелка миллиамперметра находится в зеленой зоне



(40... 100 мА), то фара считается пригодной для эксплуатации [2].

Для удобства проведения работ по установке стенда напротив фары предложено усовершенствовать некоторые детали стенда — создать возможность установки на стенде, просверлив отверстие.

Модернизация автомобильного стенда К-303 включает в себя следующие расчеты:

- стойки стенда на изгиб, устойчивость и критическую массу;
- платформы стенда на прочность и изгиб;
- сварных соединений и их прочность.

1. Расчет стойки

В качестве стойки стенда принимаем трубу из стали 35 с наружным диаметром $D = 73$ мм, внутренним $d = 58$ мм, высотой $l_{\text{ст}} = 1130$ мм, площадью сечения $F = 4183,3$ мм². Силы, действующие на систему: $P_1 = 24$ Н, $P_2 = 60$ Н, $P_3 = 100$ Н, $Q_1 = 30$ Н, $Q_2 = 200$ Н. Расстояния от оси стойки до точек приложения соответствующих сил: $l_1 = 195$ мм, $l_2 = 308$ мм, $l_3 = 274$ мм. Угол $\alpha = 65^\circ$.

Схема нагружения стойки показана на рис. 2.

Расчет стойки на изгиб

В этом случае стойку следует рассматривать как плоскую раму, нагруженную изгибающими моментами от закрепленного крепления осветителей и поперечины, с установленными на ней линзой и экраном. Рассматриваем случай с максимальным моментом от поперечины, воз-

никающим в наиболее удаленной от основания точке O (рис. 2, а).

Изгибающий момент $M_{\text{и}}$, Н·м, действующий на стойку, определяем по формуле:

$$M_{\text{и}} = Pl_{\text{к}}, \quad (1)$$

где P — нагрузка, приходящаяся на одну стойку; $l_{\text{к}}$ — расстояние от оси стойки до приложения силы.

Найдем суммарный момент $M_{\text{с}}$, Н·м, относительно точки C , для этого преобразуем формулу (1):

$$\sum_{i=1}^3 M_{\text{и}} = P_1 l_1 \sin \alpha + P_2 l_2 + P_3 l_3. \quad (2)$$

Напряжение изгиба в стойке $\sigma_{\text{и}}$, МПа, определяем по формуле:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{\sum_{i=1}^3 M_{\text{и}}}{W_x} \leq [\sigma_{\text{и}}], \quad (3)$$

где $[\sigma_{\text{и}}]$ — допустимое значение напряжения изгиба, $[\sigma_{\text{и}}] = 160$ МПа;

W_x — момент сопротивления изгибу стойки для круглого сечения, м³;

$$W_x = \frac{\pi D^3}{32},$$

D — наружный диаметр стойки.

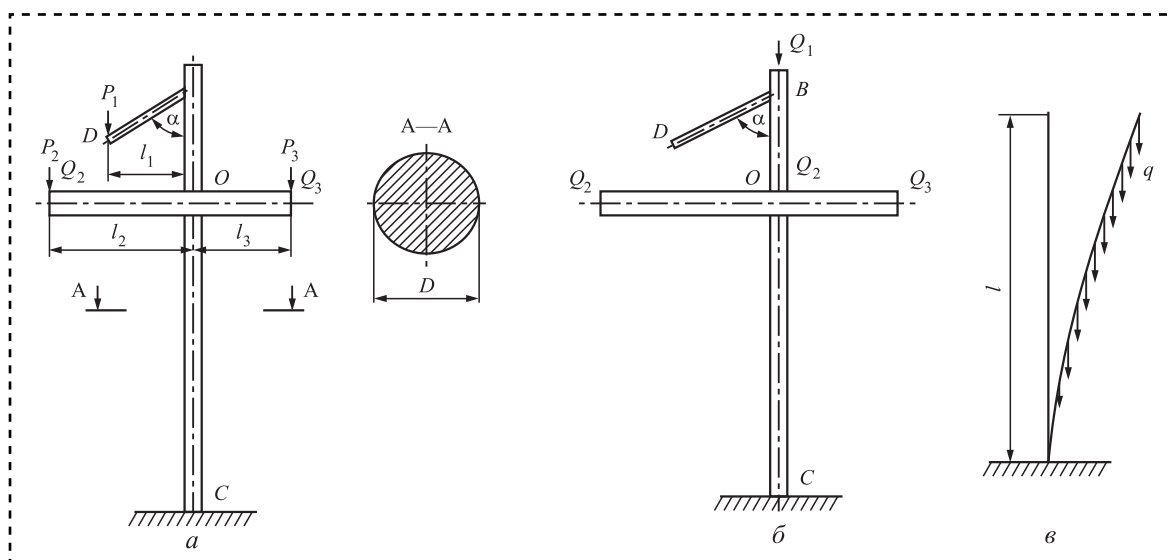


Рис. 2. Схема нагружения стойки (а) продольными силами (б) и распределенной нагрузкой (в)



Расчет стойки на устойчивость

Стойку рассматриваем как заземленный нижним концом стержень, нагруженный сжимающей силой, состоящей из двух составляющих Q_1 и Q_2 (рис. 2, б).

Гибкость λ стойки определяем по формуле:

$$\lambda = \mu \frac{l_{ст}}{i_x}, \quad (4)$$

где μ — коэффициент приведения длины;

$l_{ст}$ — длина стойки;

i_x — радиус инерции сечения, $i_x = \sqrt{\frac{I}{F}}$

I — осевой момент инерции, $I = W_x y_{max}$;

y_{max} — расстояние до максимально удаленной точки от нейтральной линии для круглого сечения:

$$y_{max} = \frac{D}{2}.$$

Так как $\lambda_0 \leq \lambda \leq \lambda_{кр}$, то дальнейший расчет ведем по формуле Тетмайера—Ясинского.

Критическое напряжение $\sigma_{кр}$ определим по формуле:

$$\sigma_{кр} = a - b\lambda,$$

где a, b — эмпирические коэффициенты.

Критическую сжимающую силу $P_{кр}$, Н, определяем по формуле:

$$P_{кр} = \sigma_{кр} F.$$

Суммарная сила P , Н:

$$P = Q_1 + Q_2 = \frac{P_{кр}}{n_y}, \quad (5)$$

где n_y — коэффициент запаса.

Расчет стойки на критический вес

Определим критическую нагрузку, кг/м, для заземленного одним концом стержня, находящегося под действием сил собственного веса (рис. 2, в):

$$q_{кр} = \frac{7,83EI}{l^3}.$$

Распределенная нагрузка при известной массе стойки равна:

$$q < [q_{кр}].$$

Нагрузка от собственного веса балки ниже критической.

При проектировании стенда, перемещающегося на колесах, необходимо определить контактное напряжение между колесом и опорной поверхностью (бетонный пол).

Напряжение σ_k , МПа, в зоне контакта рассчитывается по зависимости:

$$\sigma_k = 0,168 \sqrt{\frac{2P_k E}{dbz}} \leq [\sigma_{кр}],$$

где P_k — расчетная нагрузка;

E — предел текучести материала;

d — диаметр колеса;

b — ширина колеса;

z — число колес;

$[\sigma_{кр}]$ — допустимое контактное напряжение для бетона.

В качестве платформы тележки стенда принимаем брус переменного сечения. Ведем расчет по сечению, которое располагается на конце бруса, площадью $0,791 \text{ м}^2$. Материал сталь 35, расстояния до осей опор $l_1 = 0,483 \text{ м}$, $l_2 = 0,379 \text{ м}$, $l_3 = 0,287 \text{ м}$, $l_3 = 0,086 \text{ м}$, сила, действующая на платформу, $P = 380 \text{ Н}$.

Схема нагружения платформы тележки показана на рис. 3.

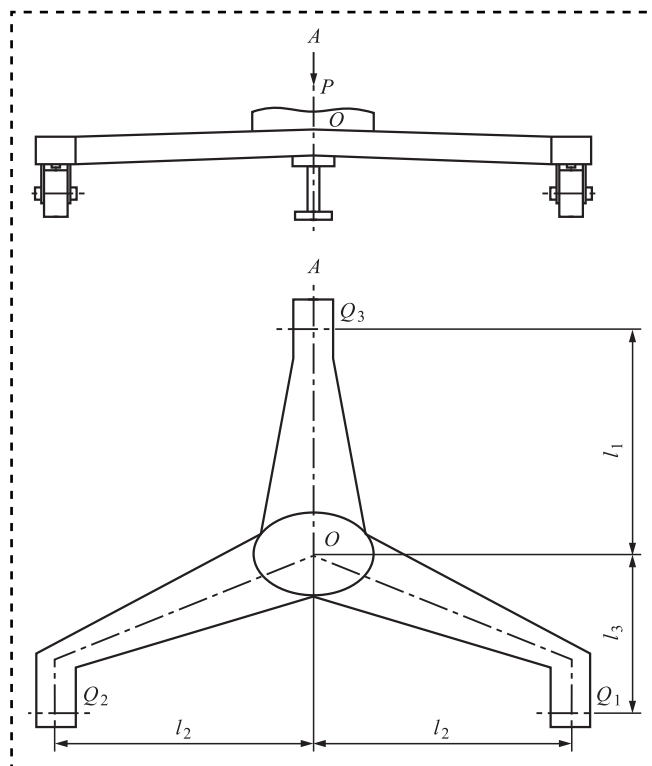


Рис. 3. Схема нагружения платформы тележки



Расчет платформы тележки на прочность

В этом случае платформу следует рассматривать как плоскую раму, нагруженную изгибающим моментом от верхней части стенда с максимальным моментом, возникающим в наиболее удаленной от точки O точке Q_3 (см. рис. 3).

Для того чтобы определить изгибающий момент в плоской раме, избавимся от лишних связей. Представим схему приложения силы к ножке тележки (рис. 4).

Максимальный изгибающий момент M_{\max} , Н·м, определяем по формуле:

$$M_{\max} = \left(\frac{h}{1,82} \right) a [\sigma],$$

где h — высота сечения в плоскости изгиба, м;

a — коэффициент пропорциональности сечения;

$[\sigma]$ — предельное напряжение по прочности, МПа.

Коэффициент пропорциональности сечения:

$$a = \frac{b}{h},$$

где b — ширина сечения в плоскости изгиба.

Условие прочности выполняется при выполнении следующего неравенства:

$$M_{\text{расч}} \leq M_{\max};$$

$$M_{\text{расч}} = Pl_4 + Pl_5 \cos \alpha.$$

Условие прочности остальных двух ножек платформы тоже выполняется, так как расстояние от опоры до точки приложения силы меньше.

Платформа тележки стенда представляет собой три ножки, находящиеся под наклоном, соединенные между собой горизонтальным основанием. Рассмотрим платформу в качестве рамы (рис. 5).

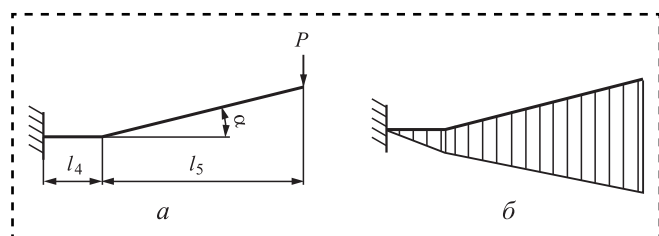


Рис. 4. Схема приложения силы к ножке тележки (а) и эпюра сил ножки тележки (б)

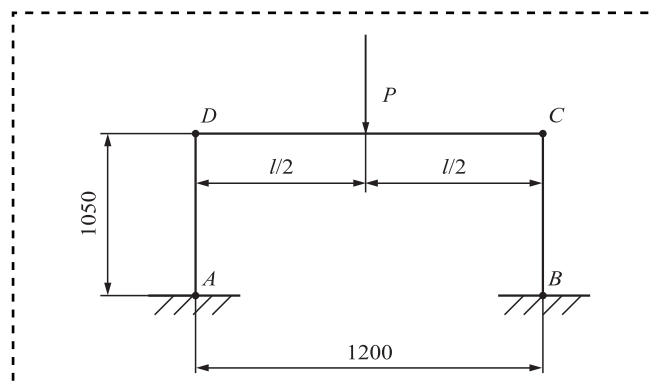


Рис. 5. Расчетная схема рамы

Расчет рамы проводим на изгиб с растяжением-сжатием по предельным нагрузкам.

Принимаем размеры переменного поперечного сечения минимальными с площадью сечения $S = 0,000225 \text{ м}^2$. Размеры платформы: $l_1 = 0,096 \text{ м}$; $l_2 = 0,209 \text{ м}$; $l_3 = 0,386 \text{ м}$; $l_4 = 0,087 \text{ м}$; $h = 0,022 \text{ м}$; $\alpha = 4^\circ$; $\beta = 5^\circ$. Предел текучести принимаем для стали $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$.

При вертикальной нагрузке горизонтальные составляющие опорных реакций равны между собой, поэтому при одинаковой длине стоек будут равны друг другу и изгибающие моменты в узлах рамы.

Эпюра изгибающих моментов (рис. 6) получается наложением на эпюру узловых моментов эпюры изгибающих моментов на поперечине (ригеле), рассматриваемой как балка, свободно лежащая на опорах.

Из эпюры видно, что предельное состояние может наступить:

- 1) только на поперечине (ригеле) — в пролете в месте приложения нагрузки и в узлах C и D ;
- 2) на поперечине (ригеле) и на участке около узла C .

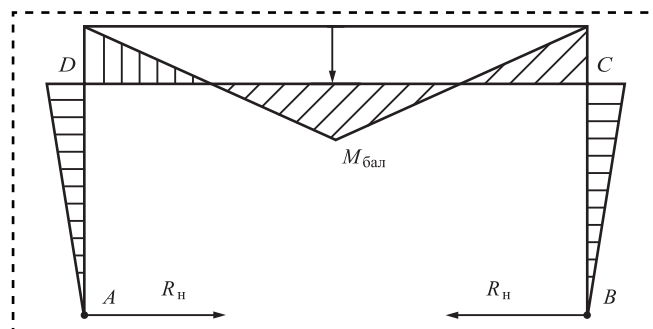


Рис. 6. Эпюра изгибающих моментов

Предварительно найдем моменты сопротивления изгибу для сечения поперечины (ригеля) и стойки:

$$W_{\text{риг}} = \frac{I_{\text{риг}}}{(h/2)};$$

$$W_{\text{ст}} = \frac{I_{\text{ст}}}{(h/2)},$$

где I — момент инерции сечения,

$$I = \frac{h^3b - (b-d)(h-2d)}{12};$$

$$W_{\text{ст}} = 8,94 \cdot 10^{-7} / (0,08/2) = 3,58 \cdot 10^{-8} \text{ м}^3.$$

На эпюре представлен первый вариант предельного состояния рамы (рис. 7, а).

Проведем расчет для первого варианта наступления предельного состояния рамы:

$$M_{\text{бал}} = 2M_{\text{риг}} = \frac{2(P_{\text{пр}}l)}{2}.$$

Тогда предельный момент $M_{\text{риг}}$, Н·м, в поперечине (ригеле):

$$M_{\text{риг}} = \frac{M_{\text{риг}}}{2} = \frac{P_{\text{пр}}l}{4}.$$

Продольная сила $N_{\text{риг}}$, Н, в поперечине (ригеле):

$$N_{\text{риг}} = \frac{M_{\text{риг}}}{H} = \frac{P_{\text{пр}}l/2}{4l} = \frac{P_{\text{пр}}}{2}.$$

Условие предельного состояния:

$$M_{\text{риг}} = \frac{P_{\text{пр}}l}{4} = \sigma_{\text{T}}W_{\text{р}}.$$

Отсюда предельная сила $P_{\text{пр}}$, Н:

$$P_{\text{пр}} = \frac{4\sigma_{\text{T}}W_{\text{р}}}{l}.$$

Проведем расчет предельного состояния на поперечине (ригеле) под действием груза и на стойке около узла С.

Из эпюры предельного состояния (рис. 7, б) следует:

$$M_{\text{бал}} = M_{\text{риг}} + M_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{пр}}l}{4};$$

$$N_{\text{риг}} = \frac{M_{\text{ст}}}{H} = \frac{2M_{\text{ст}}}{l};$$

$$N_{\text{ст}} = R_A = \frac{P_{\text{пр}}}{2}.$$

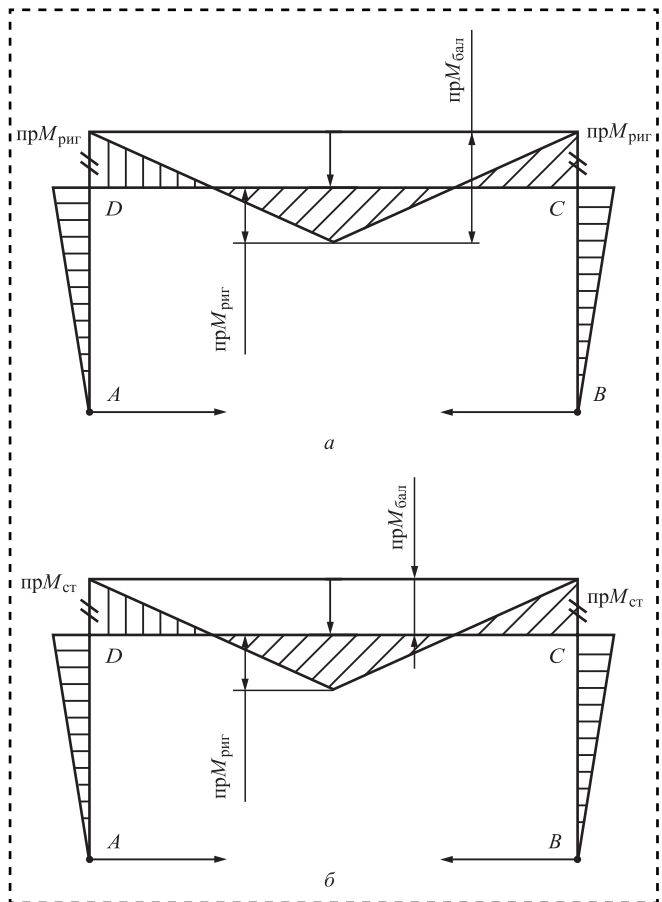


Рис. 7. Вариант предельного состояния рамы (а) и эпюра предельного состояния (б)

Тогда условие предельного состояния для этого варианта без учета продольных сил примет вид:

$$M_{\text{риг}} + M_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{пр}}l}{4};$$

$$P_{\text{пр}} = \frac{M_{\text{риг}} + M_{\text{ст}}}{l} = \frac{4(\sigma_{\text{T}}W_{\text{р}} + \sigma_{\text{T}}W_{\text{ст}})}{l}.$$

Для оценки влияния продольной силы A , Н, найдем относительную погрешность выполненного расчета:

$$A = \frac{N_{\text{ст}}}{M_{\text{ст}}4\sigma_{\text{T}}d},$$

где d — толщина стенки швеллера;

$N_{\text{ст}}$ — продольная сила в правой стойке,

$$N_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{пр}}}{2};$$

Предельный изгибающий момент определяется произведением

$$M_{\text{ст}}\sigma_{\text{T}}W_{\text{ст}}.$$



Таким образом, погрешность из-за пренебрежения продольными силами составляет менее 1 %, поэтому в данном случае пересчета с учетом продольных сил не требуется.

Расчетная сила, действующая на раму стенда с учетом массы подъемного механизма, поворотного рычага и легкой автомобильной шины диаметром 15" $P_{расч} < P_{пр}$.

Следовательно, рассчитываемая рама обладает достаточным запасом на изгиб с растяжением/сжатием.

Расчет для сварочных швов, соединяющих опорный рычаг и втулку поворотного механизма, ведем по допускаемым напряжениям.

Для соединения встык:

$$\sigma = \frac{P}{l} \delta \leq [\sigma_3],$$

где P — расчетная нагрузка;

δ — расчетная высота шва;

$[\sigma_3]$ — допускаемое напряжение для сварного шва, принимаем для ручной сварки;

l — расчетная длина сварного шва, $l = b - 10$;

b — действительная длина шва ($b = 54$ мм)

за вычетом 10 мм на непровар.

Условие прочности сварных швов $\sigma \leq [\sigma_3]$.

Библиографический список

1. Кузнецов А.С. Техническое обслуживание и ремонт автомобиля. М.: Издательский центр "Академия", 2017. 256 с.

2. Жомиру В.Н., Амарей В.И. Справочник технического состояния автомобилей. Кишнев: Картя Молдлвеняскэ, 1989. 228 с.



ИЗДАТЕЛЬСТВО «ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ»



СПРАВОЧНИК ТЕХНОЛОГА

Под общей редакцией А.Г. Суслова

Цена 9500 руб.

2019 г. 800 с.

За последние 40 лет впервые издан совершенно новый Справочник технолога. В его написании приняли участие 69 докторов и кандидатов технических наук из 17 регионов Российской Федерации. В книге приведен справочный материал, необходимый технологу при разработке технологических процессов изготовления деталей и сборки узлов. Последовательность изложения справочного материала соответствует методологии технологической подготовки производства. Изложен справочный материал по производству заготовок, назначению припусков, базированию, технологическим способам обработки заготовок, обеспечению качества деталей и сборочных единиц, методике разработки технологических процессов, обработке заготовок, в том числе на станках с ЧПУ и обрабатывающих центрах, и сборке изделий машиностроения и авиадвигателестроения.

Приведена нормализованная технологическая документация для разработки технологических процессов. Впервые изложена методология технологической подготовки цифровых производств.

Для инженерно-технических работников промышленных предприятий, студентов, аспирантов и преподавателей технических вузов.

ПРИБРЕСТИ КНИГУ ПО ЦЕНЕ ИЗДАТЕЛЯ МОЖНО, ПРИСЛАВ ЗАЯВКУ

по e-mail: realiz@mashin.ru

Дополнительная информация по телефону (495) 785-60-69 и на сайте WWW.MASHIN.RU

А.М. Мигранов, М.Ш. Мигранов, д-р техн. наук, С.Р. Шехтман, д-р техн. наук
(Уфимский государственный авиационный технический университет)
E-mail: migmars@mail.ru, migranov_art_1993@inbox.ru

Исследование теплофизики резания металлов режущим инструментом с покрытием

Представлены результаты компьютерного моделирования теплофизических явлений в контактной зоне при лезвийной обработке резанием металлов инструментом с многослойными композиционными износостойкими покрытиями, обеспечивающими приспособляемость режущего клина к условиям трения. Проведены натурные экспериментальные исследования температуры резания при точении с различными покрытиями, структурно-фазовый анализ поверхностного слоя режущего инструмента для объяснения механизма формирования вторичных структур, обладающих экранирующим эффектом самоорганизации.

The results of computer simulation of thermophysical phenomena in the contact zone during blade cutting of metals with multi-layer composite wear-resistant coatings that ensure the adaptability of the cutting wedge to friction conditions are presented. On-site experimental studies of the cutting temperature during turning with various coatings, structural-phase analysis of the surface layer of the cutting tool to explain the mechanism of formation of secondary structures with a shielding effect self-organization.

Ключевые слова: износ, трибосистема, активация, пассивация, вторичные структуры, самоорганизация, теплофизические явления, износостойкие покрытия, экранирующий эффект.

Keywords: wear, tribosystem, activation, passivation, secondary structures, self-organization, thermal phenomena, wear-resistant coatings, shielding effect.

Введение

Эффективность автоматизации технологических процессов и использования современного дорогостоящего высокопроизводительного станочного оборудования, оснащенного мехатронными системами, требует более полного изучения особенностей температурно-силовых условий лезвийной обработки резанием металлов, где наиболее слабым звеном, с точки зрения износостойкости, является режущий инструмент [1–3]. В настоящее время накоплен значительный опыт и теоретико-экспериментальные исследования по повышению эксплуатационных характеристик режущего инструмента путем использования современных многослойных композиционных износостойких покрытий, обладающих способностью приспособляться к условиям трения при резании путем образования защитных вторичных структур.

Обработка резанием — термодинамический процесс, при котором тепловые явления в контактной зоне оказывают существенное влияние, как в целом на состояние режущего клина, так и структурно-фазовое состояние поверхностного слоя инструмента с покрытием, вследствие активации и пассивации энергии [4–8]. Изменение внутренней энергии трибосистемы в дальнейшем приводит к взаимодействию активированных поверхностей с окружающей средой и образованием защитных структур, служащих как бы экраном между контактирующими материалами. Контакт трибопары осуществляется с помощью вторичных структур, образующихся в зоне трения вследствие самоорганизации. Значение применения этого явления в технике и технологии неоспоримо. Во время трения и износа самоорганизация материалов трибосистемы происходит как реакция на внешние условия, вызываемые процессом ре-



зания, что, во многих случаях, приводит к коренным структурным изменениям в поверхностных слоях материалов. Эти изменения касаются многих характерных свойств трущихся поверхностей и близлежащих поверхностных слоев (например, геометрических параметров, микроструктуры, физико-химических и механических свойств).

Трение всегда сопровождается износом, оно является единственной "нормальной" причиной износа и потери инструментом режущих свойств, а общие закономерности трения и износа взаимодействующей пары материалов инструмента и обрабатываемой детали составляют практическую основу при определении и назначении режимов резания. Возникая непосредственно в процессе резания и воздействуя на его явления, трение само зависит от элементов режима резания, создающих специфические условия для протекания трения, характеризующиеся высокими давлениями (пластической деформацией) в зоне трения, широким диапазоном температур и наличием третьих тел (защитных вторичных структур) на трущихся поверхностях и т.д. Можно предположить существование "идеальной" с точки зрения температурно-силовых условий резания и износостойкости режущего инструмента модели режущего клина, имеющего вид слоеного пирога (композита) (рис. 1), сформированного комплексным (комбинированным) воздействием на поверхностный слой в результате самоорганизации. При этом каждый слой "пирога": нанесение износостойких и демпфирующих покрытий (слои 1 и 2), имплантация различных металлов и неметаллов (слой 3) и использование смазочно-охлаждающих технологических средств (СОТС) в качестве катализатора, ответствен за определенную зону кривой износа и улучшает износостойкость инструмента в целом.

Цель работы — моделирование теплофизических процессов и явлений самоорганизации при лезвийной обработке резанием инструментом

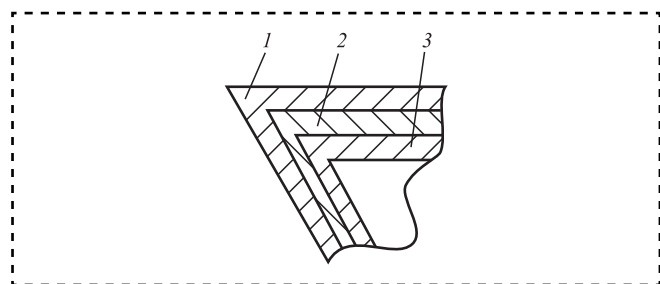


Рис. 1. Модель режущего клина

с композиционными покрытиями, обеспечивающими минимизацию интенсивности износа режущего инструмента при различных температурно-силовых условиях в контактной зоне.

Методика проведения эксперимента и полученные результаты

Провели серии натурных экспериментов при продольном точении и фрезеровании по исследованию триботехнических характеристик и износостойкости режущего инструмента с различными покрытиями по составу и атомной структуре поверхностного слоя материала.

Вместе с тем в работах [2–5] исследованы контактные процессы при работе режущим инструментом с многослойным композиционным износостойким покрытием, но отсутствуют данные по исследованию влияния применения СОТС и самих покрытий, обладающих эффектом самоорганизации при трении и образующихся защитных вторичных структур на контактирующих поверхностях на распределение тепловых потоков из зоны резания и управление температурно-силовыми условиями при резании, путем варьирования физико-механических, теплофизических, физико-химических параметров сред и покрытий. Вышеизложенную задачу можно смоделировать при наличии в настоящее время большого числа прикладных программных продуктов для ПЭВМ путем их использования для существенного уменьшения трудоемкости, дороговизны натурных экспериментов и увеличения многовариантности решений.

При рассмотрении контакта "инструмент — деталь" тепловой поток из зоны резания распределяется между обрабатываемой деталью, режущим инструментом, сходящей стружкой и окружающей средой [2]. Вместе с тем при направленном изменении физико-механических, структурных и теплохимических свойств СОТС и многокомпонентных композиционных покрытий можно оказать существенное воздействие на направление и распределение теплового потока. При увеличении теплового потока, передаваемого в стружку (в условиях высокоскоростной обработки) уменьшается тепловая нагруженность режущего клина инструмента с последующим изменением адгезионного и диффузионного износа. Отбор тепла (рекупирование) в зоне резания при низких скоростях

обработки обеспечивает смазочный эффект за счет образования рутилы из покрытий и приводит к уменьшению абразивного износа.

Для решения уравнения теплопроводности и теплофизических параметров применительно к инструменту с покрытием составлены системы дифференциальных уравнений для каждого из источников с последующей разработкой программы для их расчетов и проведены расчеты температурных полей в зоне резания [2, 6]. Результаты расчетов и анализ полученных многовариантных данных показал, что, во-первых, всегда необходимо учитывать переменность основных составляющих уравнения, во-вторых, невозможно их систематизировать, в-третьих, невозможно дать наглядную оценку температурного поля в зоне резания, позволяющую регулировать режимы резания.

В настоящее время для решения таких сложных задач и возможности оценивания направленности и количества теплового потока все большее применение в инженерных и исследовательских работах при теплофизическом анализе находят пакеты программ DEFORM, ANSYS и других различных версий. Это позволяет не только моделировать, но и наглядно демонстрировать направление теплового потока при различных скоростях резания и иллюстрировать контактные процессы в зоне резания при различных теплофизических свойствах многослойных износостойких покрытий и переменности технологических параметров.

Натурные испытания по определению триботехнических характеристик твердосплавных режущих инструментов групп ВК, ТК и ТТК с различными покрытиями (TiCr)N, (TiAl)N, (AlTi)N, (TiAlCr)N, (AlTiCr)N, а также по определению температуры резания методом естественной термопары при точении конструкционной стали марки 40Х с твердостью 20 HRC на токарно-винторезном станке 16К20 провели неперетачиваемыми пластинами. При этом были выполнены предварительные экспериментальные исследования и сравнительный анализ данных математической модели с реальными значениями температуры резания и износостойкости режущего инструмента, нанесенных фирмами "Бальцерс", Caromant, Carbide, Rimet по заводским технологиям.

Триботехнические свойства определяли с помощью адгезиомера особой конструкции [9] (рис. 2). Вращающийся индентор с исследуемыми покрытиями помещен между двумя полированными образцами, изготовленными из обрабатываемого материала. Для моделирования условий

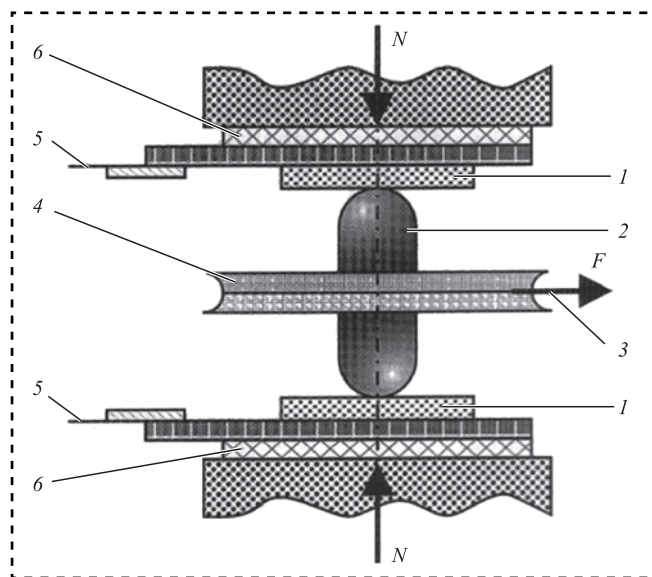


Рис. 2. Модель установки для исследования триботехнических свойств:

1 — образцы; 2 — индентор с покрытием; 3 — тросик; 4 — диск; 5 — токопровод; 6 — прокладки

трения, аналогичных процессу резания, образцы и индентор нагревали электроконтактным способом токопроводом в диапазоне температур 150...1050 °С. Индентор, установленный на диск, проворачивали вокруг оси тросиком с силой F . Для создания пластической деформации в зоне контакта, аналогичной процессу резания образцы из обрабатываемого материала 1 сжимали силой 2400 Н. При этом для оценки антифрикционных свойств слоя был использован адгезионный компонент коэффициента трения. Этот компонент важен для оценки и прогнозирования интенсивности износа при трении металлов. Его определяли как отношение сопротивления сдвигу τ_{nm} , вызываемому адгезионным взаимодействием между материалами инструмента и обрабатываемой деталью, к нормальному напряжению P_m , возникающему на пластическом контакте при температурах испытания (τ_{nm}/P_m).

Для определения средней температуры контакта при резании использовали метод естественной термопары, принципиальная схема которой для операций точения представлена на рис. 3 [2]. Для исключения погрешностей измерения от "блуждающих паразитных" термоэлектродвижущих сил, деталь и резец изолировали друг от друга текстолитовыми прокладками.

Результаты температурных экспериментов при точении режущим инструментом с различными покрытиями представлены на рис. 4. Наиболее благоприятной с точки зрения темпе-

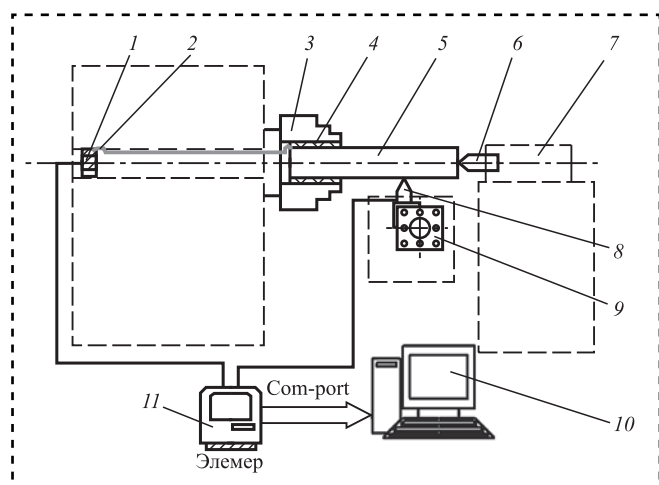


Рис. 3. Схема измерения температуры методом естественной термопары:

1 — ртутный токосъемник; 2, 4 — изоляция; 3 — патрон; 5 — заготовка; 6 — изолированный задний центр; 7 — задняя бабка; 8 — резцедержатель; 9 — резец с изоляцией; 10 — компьютер; 11 — цифровой вольтметр

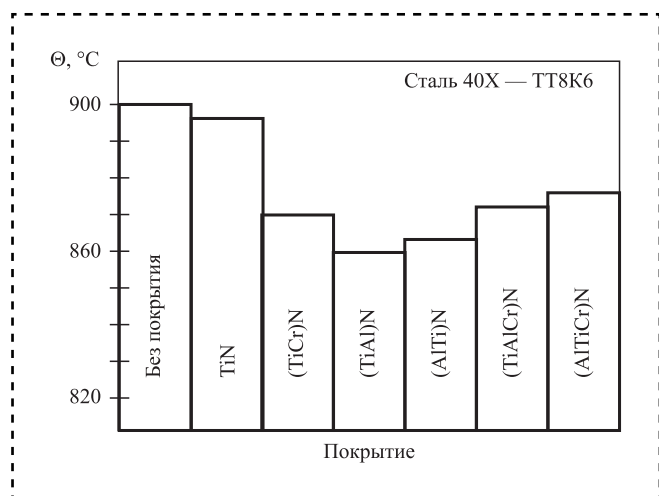


Рис. 4. Влияние типа покрытия на температуру в зоне резания при продольном точении

ратуры (тепловой нагруженности) зоны резания при минимизации интенсивности износа режущего инструмента является многослойное композиционное покрытие (TiAl)N фирмы Rimet.

При разработке методики и моделировании были приняты следующие допущения: теплопроводность, удельная теплоемкость инструментального и обрабатываемого материалов не зависят от температуры: источники теплообразования распределены в контактных поверхностях и в плоскости скалывания; плоскость скалывания расположена перпендикулярно к передней поверхности резца; теплообмен

с окружающей средой отсутствует; коэффициенты трения, силы резания, коэффициент усадки стружки, длины контактных поверхностей для режущих инструментов с различными покрытиями являются переменными; скорость движения элементов материала стружки одинакова по ее толщине. Интенсивность тепловыделения принята из работ профессора А.Н. Резникова. Для идентичности экспериментальных данных и результатов моделирования обеспечивали постоянство оптимальной скорости резания по интенсивности износа режущего инструмента при переменности коэффициента теплопроводности и физико-химического состава покрытий. На рис. 5 (стр. 4 обложки) показаны результаты расчетов в программном пакете ANSYS при различных коэффициентах теплопроводности материала детали, инструмента и покрытия.

По результатам натурных экспериментальных исследований и моделирования установлено, что в непосредственном контакте с деталью участвует материал покрытия, коэффициент теплопроводности которого меняется в зависимости от типа покрытия. На рис. 5, а коэффициент теплопроводности покрытия $\lambda = 0,25$, на рис. 5, б — $\lambda = 0,15$. При этом температура в стружке повышается, по мере того как меняется коэффициент теплопроводности покрытия при одной и той же температуре контакта, т.е. большая часть теплоты из зоны резания перемещается в стружку. Таким образом, меняя теплофизические свойства поверхностей трения, толщину и структурный состав покрытий для режущего инструмента, можно прогнозировать и управлять тепловым режимом, обеспечивая минимизацию интенсивности износа режущего инструмента при резании металлов.

Интересные результаты с точки зрения наглядности и информативности получены при использовании пакета программ DEFORM (рис. 6 на стр. 4 обложки). На рис. 6, а в начале резания с многослойным покрытием (шаг 733) основная часть теплоты сосредоточена на задней поверхности режущего клина при этом из-за высокой температуры в зоне резания и адгезионных явлений интенсифицируется радиальный износ режущего клина, определяющий размеры обрабатываемой детали и показатели качества поверхностного слоя. Вместе с тем по истечении какого-то времени (шаг 1294) происходит перераспределение (переход) теплового потока с задней на



переднюю поверхность инструмента, т.е. большая часть теплоты уходит в стружку, что более благоприятно с точки зрения адгезии и уменьшения размерного износа (рис. 6, в) [2, 3]. Моделирование в данной среде позволяет дополнительно кроме теплофизических параметров учитывать технологические — скорость резания, наличие покрытия или СОТС, а также износа режущего инструмента и их влияние на распределение тепловых потоков, что имеет важное значение при использовании этой методики в условиях реального машиностроительного производства.

Сравнительный анализ результатов расчета температур по математическим моделям и данных натуральных экспериментов показал, что расхождение составляет 3...6 % и является достаточно объективной оценкой температурного поля в зоне резания [6]. На основе теоретико-экспериментальных исследований предложены рекомендации по температурному режиму для обеспечения минимизации интенсивности износа режущего инструмента с различными покрытиями.

Для объяснения механизма изменения температурного режима и теплового потока в контактной зоне проведены дополнительные исследования поверхностей режущего инструмента с покрытиями после обработки резанием [7, 8]. Чтобы понять физический механизм явлений, которые имеют место на поверхности "режущий инструмент — обрабатываемая деталь", исследовали химический и фазовый составы поверхностных слоев с помощью современных методик и оборудования для анализа состава поверхности покрытия и наружной поверхности пленок, образующихся на кромке режущего инструмента, а также для анализа контактирующей поверхности стружки.

Результаты спектроскопических исследований позволили установить, что при высокоскоростном резании на поверхности режущего инструмента с покрытиями образуются оксиды титана, так называемые рутилы, и оксиды алюминия с аморфно-подобной структурой. Рутилы работают как смазочный материал, а аморфноподобные структуры обладают экраняющим (для теплового потока) и защитным (износостойким) эффектами [1, 4, 7].

Заключение

Результаты натуральных экспериментальных исследований при точении и компьютерного моде-

лирования теплофизических явлений при изменении температуры резания сопоставимы. В широком диапазоне изменения элементов режима резания при точении режущим инструментом с износостойкими покрытиями для предварительных расчетов и разработки перспективных многослойных композиционных покрытий с эффектом самоорганизации можно использовать программные продукты DEFORM и ANSYS, и они подтверждают адекватность модели.

Высокоскоростная обработка резанием приводит к трибоокислению многослойных композиционных покрытий, которое является важным и благоприятным процессом для явления самоорганизации и формирования кислородосодержащих соединений на металлической основе, которые могут действовать как экран и защищают поверхность инструмента и в целом повышают износостойкость. При этом эффект самоорганизации дает возможность создания покрытий, обеспечивающих благоприятный температурный режим в контактной зоне при резании.

Библиографический список

1. **Польцер Г., Эбиленг В., Фирковский А.** Внешнее трение твердых тел, диссипативные структуры и самоорганизация // Трение и износ. 1988. Т. 9. № 1. С. 12.
2. **Макаров А.Д.** Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976. 278 с.
3. **Васин С.А., Верещака А.С., Кушнер В.С.** Резание материалов. Термомеханический подход к системе взаимосвязей при резании. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 448 с.
4. **Characteristic features of alloying HSS-based deformed compound powder materials with consideration for tool self-organization at cutting: 1. Characteristic features of wear in HSS-based deformed compound powder materials at cutting / G.S. Fox-Rabinov at // Wear. 1997. Vol. 206. No. 1—2. P. 214—220.**
5. **Криони Н.К., Мигранов М.Ш.** Покрытия и смазки для высокотемпературных трибосопряжений. М.: Инновационное машиностроение, 2016. 377 с.
6. **Мигранов М.Ш., Ахмаров Р.Г., Мигранов А.М.** Распределение температурных полей в зоне резания // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования. 2018. № 11. С. 83—86.
7. **Migranov M.Sh., Migranov R.M.** Tool coatings with the effect of adaptation to cutting conditions // Key Engineering Materials. 2012. Vol. 496. P. 75—79.
8. **Vereschaka A.S., Migranov M.Sh., Vereschaka A., Sharipov O.** Study of wear of tools made of pressed and sintered heterogeneous composite powder materials based on hss with high melting point compounds // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2015. Vol. 10. No. 20. P. 9282—9286.
9. **Пат. РФ 34249** на полезную модель. Прибор для исследования адгезионного взаимодействия / Шустер Л.Ш., Мигранов М.Ш.; заявл. 24.06.2003; опубл. 27.11.2003. Бюл. № 33.



М.П. Шишкареев, д-р техн. наук
(Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону)
E-mail: shishkarevm@mail.ru

Элементы теории комбинированной обратной связи в составе адаптивных фрикционных муфт

Синтезирована принципиальная схема управляющего устройства адаптивной фрикционной муфты с комбинированной обратной связью на основе закономерности изменения коэффициента усиления в зависимости от текущего значения коэффициента трения между элементами фрикционных пар. Показано, что при минимальном значении коэффициента усиления, не равном нулю, реализация на практике идеальной нагрузочной характеристики муфты невозможна, поскольку расчетное значение коэффициента усиления превышает его предельное значение.

A schematic diagram of the control device of an adaptive friction coupling with combined feedback is synthesized on the basis of establishing the regularity of the change in the gain coefficient depending on the current value of the coefficient of friction between the elements of friction pairs. It is shown that with a minimum gain value that is not equal to zero, it is impossible to implement in practice the ideal load characteristic of the coupling, since the calculated value of the gain exceeds its limit value.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, комбинированная обратная связь, коэффициент трения, управляющее устройство, распорная сила.

Keywords: adaptive friction coupling, combined feedback, coefficient of friction, control device, spacer force.

Введение

К достоинствам адаптивных фрикционных муфт (АФМ) второго поколения, использующих управляющее устройство (УУ) комбинированной (отрицательно-нулевой) обратной связи, относится повышенная нагрузочная способность за счет введения в конструкцию фрикционной группы, не охваченной отрицательной обратной связью [1, 2]. Однако, несмотря на указанное достоинство, точность срабатывания АФМ в некоторых случаях практического применения не отвечает требованиям по надежной защите приводов технологического оборудования от поломок в результате возникновения случайных перегрузок [3].

Цель работы — установление закономерности изменения коэффициента усиления (КУ) обратной связи в зависимости от коэффициента трения между элементами пар трения фрикционных групп АФМ второго поколения с комбинированной обратной связью.

Методика проведения эксперимента и полученные результаты

Базовый вариант АФМ второго поколения представлен на рис. 1 в виде принципиальной схемы.

Соосные одна другой полумуфты 1 и 2 кинематически связаны между собой двумя фрикционными группами:

— основной фрикционной группой (ОФГ), состоящей из дисков трения 3 и 4;

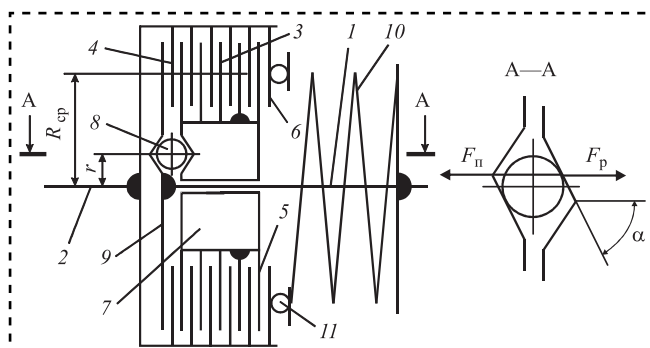


Рис. 1. Принципиальная схема АФМ второго поколения (базовый вариант)



— дополнительной фрикционной группой (ДФГ), включающей диски трения 5 и 6.

Диски трения 3 и 5 связаны в окружном направлении со ступицей нажимного диска 7, а диски трения 4 и 6 — с барабаном полумуфты 2.

Нажимной диск 7 установлен на ступице полумуфты 1 и лишен кинематической связи с ней в окружном и осевом направлениях, за исключением незначительного трения, не учитываемого в дальнейшем исследовании.

УУ АФМ выполнено в виде тел качения (в данном случае шариков) 8, которые размещены в гнездах со скошенными боковыми стенками, выполненными в нажимном диске 7 и упорном диске 9, жестко закрепленном на ступице полумуфты 1 (рис. 1, сечение А-А).

Силовое замыкание пар трения ОФГ и ДФГ осуществляется пружиной 10, передающей усилие через упорный подшипник 11.

Вращающий момент, передаваемый АФМ, складывается из суммы двух моментов сил трения ОФГ и ДФГ:

$$T_{\Pi} = T_1 + T_2, \quad (1)$$

где T_{Π} — полный вращающий момент, который передает АФМ;

T_1 — момент сил трения ОФГ;

T_2 — момент сил трения ДФГ.

Моменты сил трения T_1 и T_2 вычисляли соответственно по следующим формулам:

$$T_1 = zR_{\text{cp}}f(F_{\Pi} - F_p); \quad (2)$$

$$T_2 = z_1F_{\Pi}R_{\text{cp}}f, \quad (3)$$

где z — число пар трения ОФГ;

R_{cp} — средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков ОФГ и ДФГ;

f — коэффициент трения между элементами фрикционных пар;

F_{Π} — сила натяжения пружины 10;

F_p — распорная (отжимная) сила УУ (см. рис. 1, сечение А-А);

z_1 — число пар трения ДФГ.

Средний радиус поверхностей трения фрикционных пар ОФГ и ДФГ в рассматриваемой задаче принят одинаковым.

Формула (3) записана с учетом компоновочного решения схемы фрикционных групп АФМ, которая предполагает отсутствие действия отрицательной обратной связи на пары трения ДФГ.

Распорная сила УУ:

$$F_p = \frac{T_2 + T_3}{r} \operatorname{tg} \alpha, \quad (4)$$

где α — угол скоса боковой стенки гнезда под тело качения 8 (см. рис. 1, сечение А-А);

r — радиус окружности, на которой расположены тела качения 8 (см. рис. 1);

T_3 — момент сил трения фрикционных дисков 3 и 4, кинематически связанных со ступицей нажимного диска 7.

Момент сил трения T_3 вычисляли по соотношению:

$$T_3 = (z - 1)R_{\text{cp}}f(F_{\Pi} - F_p). \quad (5)$$

В соотношении (5) учтено обстоятельство, что компоновочная схема ОФГ построена по типу "ведущая пара трения — ведомые пары трения".

Подставляя правые части соотношений (3) и (5) в выражение (4), получаем:

$$F_p = F_{\Pi}Cf \frac{z_1 + (z - 1)}{1 + (z - 1)Cf}, \quad (6)$$

где C — КУ АФМ, $C = \frac{R_{\text{cp}}}{r} \operatorname{tg} \alpha$.

В соответствии с соотношением (6) и на основе выражения (2) находим:

$$T_1 = zF_{\Pi}R_{\text{cp}}f \frac{1 - z_1Cf}{1 + (z - 1)Cf}. \quad (7)$$

Используя соотношения (2) и (7) в равенстве (1), находим выражение для вычисления полного вращающего момента АФМ:

$$T_{\Pi} = F_{\Pi}R_{\text{cp}}f \frac{z + z_1 - z_1Cf}{1 + (z - 1)Cf}. \quad (8)$$

При настройке АФМ с учетом минимального значения коэффициента трения f_{\min} [4] номинальный вращающий момент муфты вычисляли по формуле:

$$T_{\Pi} = F_{\Pi}R_{\text{cp}}f_{\min} \frac{z + z_1 - z_1C_{\min}f_{\min}}{1 + (z - 1)C_{\min}f_{\min}}, \quad (9)$$

где C_{\min} — минимальный КУ, соответствующий коэффициенту трения f_{\min} .

Считая величину КУ C переменной, приравняем друг другу правые части соотношений (8) и (9), заменив в первом из них параметр f на f_i — текущее значение коэффициента трения:



$$C = \frac{z(f_i - f_{\min}) + (z-1)C_{\min}f_{\min}f_i(z+z_1) + z_1f_i - z_1f_{\min}(1-C_{\min}f_{\min})}{(z-1)f_{\min}f_i(z+z_1) - z_1C_{\min}f_{\min}f_i(1+f_i) + z_1f_i^2}. \quad (10)$$

Соотношение (10) устанавливает зависимость КУ C от текущего значения коэффициента трения, при котором распорная сила УУ изменяется таким образом, что обеспечивается теоретическое постоянство момента сил трения ОФГ и ДФГ.

Значение КУ C_{\min} вычисляли с учетом соотношения (9):

$$C_{\min} = \frac{zF_{\Pi}R_{\text{cp}}f_{\min}(z+z_1) - T_{\text{H}}}{T_{\text{H}}(z-1)f_{\min} + z z_1 F_{\Pi} R_{\text{cp}} f_{\min}^2}. \quad (11)$$

Для установления характера функции (10) воспользуемся графическим способом. Исходные данные при построении графика функции $C(f_i)$: $F_{\Pi} = 800$ Н, $R_{\text{cp}} = 0,1$ м, $z = 8$, $z_1 = 2$, $f_{\min} = 0,1$, $T_{\text{H}} = 350$ Н·м. При принятых исходных данных $C_{\min} = 0,82$ (рис. 2, кривая 1).

График показывает следующее:

- значение КУ C возрастает с ростом коэффициента трения f_i ;
- наибольший рост C наблюдается в интервале значений коэффициента трения 0,1...0,275 при равных частях общего интервала;
- при минимальном коэффициенте трения $C = C_{\min}$.

Для принятой конструктивно-компоновочной схемы ОФГ (см. рис. 1) ограничение максимального значения КУ C имеет вид [5]:

$$C \leq \frac{1}{z_1 f_{\max}}, \quad (12)$$

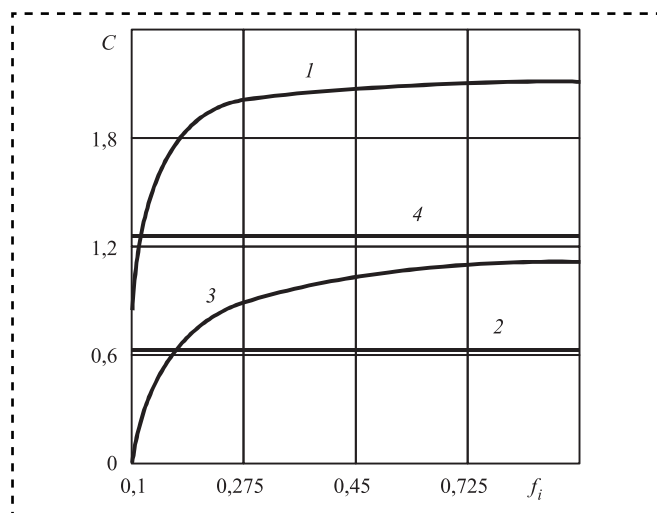


Рис. 2. Зависимости КУ от коэффициента трения

где f_{\max} — максимальный коэффициент трения.

На рис. 2 прямой 2 отражен КУ C , вычисленный на основе соотношения (12) при $f_{\max} = 0,8$. Взаимное расположение кривой 1 и прямой 2 показывает, что требуемые для автоматического регулирования КУ C (при реализации нагрузочной характеристики "идеальной" АФМ [6]) выше, чем его предельное значение. Вследствие этого реализация варианта "идеальной" АФМ в данном случае невозможна даже при $z_1 = 1$, когда предельное значение КУ C может быть повышено в 2 раза.

Параметр z_1 при вычислении КУ C принят тем же, что и при построении кривой 1.

Рассмотрим вариант АФМ второго поколения, в котором при минимальном значении коэффициента трения отрицательная обратная связь на пары трения ОФГ не действует.

При указанном условии номинальный вращающий момент АФМ равен [7]:

$$T_{\text{H}} = (z+z_1)F_{\Pi}R_{\text{cp}}f_{\min}. \quad (13)$$

Уравнение, с помощью которого можно установить закономерность изменения КУ C при варьировании коэффициента трения с учетом выражения (13), имеет вид:

$$F_{\Pi}R_{\text{cp}}f \frac{z+z_1-z_1Cf}{1+(z-1)Cf} = (z+z_1)F_{\Pi}R_{\text{cp}}f_{\min}.$$

Решение данного уравнения:

$$C = \frac{(z+z_1)f - (z+z_1)f_{\min}}{(z-1)(z+z_1)f_{\min}f + z_1f^2}. \quad (14)$$

График функции $C(f)$, построенный по соотношению (14), показан на рис. 2, кривая 3. Кривая построена по тем же исходным данным, что и кривая 1, кроме $z_1 = 1$. График предельного КУ C (при $z_1 = 1$) показан на рис. 2 прямой 4.

Анализ графиков показывает следующее:

- КУ C возрастает по мере роста коэффициента трения (рис. 2, кривая 3);
- наибольший прирост КУ C отмечен в интервале значений коэффициента трения 0,1...0,275;
- при всех значениях коэффициента трения (в пределах оси абсцисс) текущее значение КУ C

не превышает его предельного значения (рис. 2, кривая 3, прямая 4).

Рассмотрим АФМ с переменным КУ C , не превышающим предельной величины ни при каких значениях коэффициента трения ($C_{\min} = 0$).

Поскольку последнее условие выполнимо только при $\alpha = 0$, то распорная сила УУ при f_{\min} должна быть также равна нулю [8]. Однако при увеличении коэффициента трения $C \neq 0$, т.е. угол α должен также увеличиваться. Но увеличение угла α возможно только при действии распорной силы, что противоречит поставленному выше условию.

Таким образом, равенство $C_{\min} = 0$ необходимо считать условным, т.е. при $C_{\min} \neq 0$ распорная сила УУ, действующая на пары трения ОФГ, должна отсутствовать. Из этого следует, что при f_{\min} распорная сила УУ должна действовать не на нажимной диск, а замыкаться на ведущей полумуфте.

Принципиальная схема АФМ, удовлетворяющая поставленному условию, показана на рис. 3. Соосные одна другой полумуфты 1 и 2 кинематически связаны между собой двумя фрикционными группами, состоящими из дисков трения:

- 3 и 4, образующих ОФГ;
- 5 и 6, образующих ДФГ.

Указанные фрикционные группы разделены фланцем 7 нажимного диска 8, свободно установленного на ступице полумуфты 1. Диски трения 3 и 5 связаны в окружном направлении со ступицей нажимного диска 8, а диски трения 4 и 6 — с барабаном полумуфты 2.

Структурное построение УУ отрицательной обратной связи рассматриваемой АФМ отличается от УУ базового варианта муфты. В рассматриваемом случае УУ состоит из тел качения 9, которые размещены в гнездах со скошенными

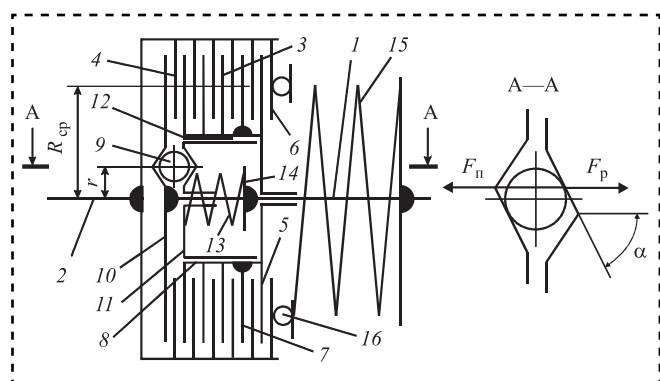


Рис. 3. Принципиальная схема модернизированной АФМ второго поколения

боковыми стенками, выполненными в упорном диске 10, жестко закрепленном на ступице полумуфты 1, и в опорной втулке 11, которая установлена в центральном отверстии нажимного диска 8.

Опорная втулка связана с нажимным диском при помощи направляющей шпонки 12 и поджата к телам качения 9 пружиной 13, которая правым концом (см. рис. 3) опирается на жесткий упор 14, закрепленный на ступице полумуфты 1. Пружина 13 поставлена в муфту с предварительным натяжением и вместе с упором 14 размещена в центральном отверстии опорной втулки 11.

В статическом положении АФМ, т.е. при отсутствии нагрузки, передаваемой муфтой, между правым торцом опорной втулки и нажимным диском осевой зазор может либо отсутствовать, либо быть минимальным (0,1...0,15 мм).

Общее силовое замыкание пар трения ОФГ и ДФГ в муфте осуществляется пружиной 15, которая передает усилие через упорный подшипник 16.

Идея осуществления в АФМ так называемого "квазиулевого" значения КУ C_{\min} заключается в замыкании распорной силы УУ на полумуфте 1 при минимальном значении коэффициента трения.

Для определения параметров УУ модернизированного варианта АФМ запишем уравнение осевого равновесия опорной втулки 11 при минимальном коэффициенте трения и номинальном вращающем моменте, передаваемом муфтой. Перед составлением уравнения установим действующие на опорную втулку 11 силовые факторы:

- распорная сила $F_{p,\min}$, действующая со стороны УУ;
- сила натяжения пружины 13;
- сила трения, возникающую между нажимным диском 8 и направляющей шпонкой 12.

Сила трения, возникающая между ступицей полумуфты 1 и опорной втулкой 11, не учитывается ввиду ее незначительной величины по сравнению с перечисленными силовыми факторами.

Уравнение равновесия опорной втулки 11 в осевом направлении:

$$F_{p,\min} - F_{п13} - F_{тр} = 0, \quad (15)$$

где $F_{п13}$ — первоначальная сила натяжения пружины 13;

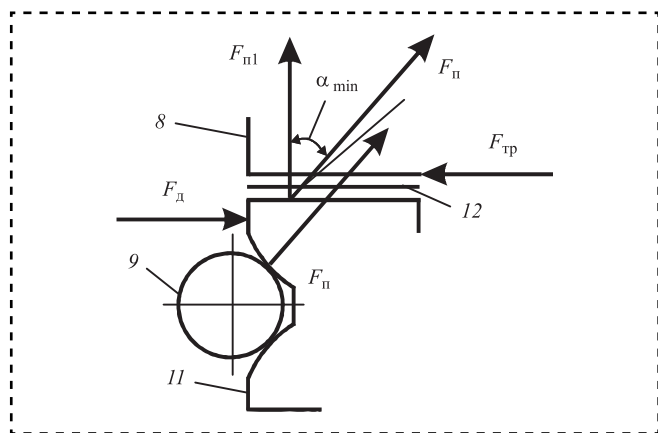


Рис. 4. Схема действия сил между нажимным диском 8 и направляющей шпонкой 12

$F_{\text{тр}}$ — сила трения между нажимным диском 8 и направляющей шпонкой 12 (рис. 4).

Распорную силу $F_{\text{р.мин}}$ вычисляли по формуле [9]:

$$F_{\text{р.мин}} = \frac{T_{\text{ном}}}{r} \operatorname{tg} \alpha_{\text{мин}}, \quad (16)$$

где $T_{\text{ном}}$ — номинальный (настроечный) вращающий момент АФМ, вычисляемый по соотношению (13);

$\alpha_{\text{мин}}$ — минимальный угол давления между телом качения 9 и боковой стенкой гнезда УУ (см. рис. 4).

Силу трения $F_{\text{тр}}$ вычисляли по соотношению [10]:

$$F_{\text{тр}} = \frac{2T_{\text{ном}}}{d} f_1, \quad (17)$$

где f_1 — коэффициент трения между нажимным диском 8 и направляющей шпонкой 12;

d — диаметр центрального отверстия нажимного диска.

Очевидно, что КУ $C_{\text{мин}}$ зависит от угла $\alpha_{\text{мин}}$ (см. рис. 4).

Сила нормального давления между телами 9 и 11, перенесенная по правилу параллельного переноса силы (дополняющий момент силы, действующий на опорную втулку 11, не создает нагрузку, искажающую картину силового взаимодействия в шпоночном соединении, и в расчет не принимается), представляет движущую силу. В противоположном направлении действует сила сопротивления, т.е. сила трения.

Для осуществления движения опорной втулки 11 вместе с направляющей шпонкой 12 относительно нажимного диска 8 проекция силы нормального давления $F_{\text{н}}$ на плоскость движе-

ния направляющей шпонки должна быть, по меньшей мере, равна силе трения.

Согласно расчетной схеме, изображенной на рис. 4, запишем:

$$F_{\text{д}} = F_{\text{н}} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{\text{мин}} \right) = F_{\text{н}} \sin \alpha_{\text{мин}}; \quad (18)$$

$$F_{\text{т}} = F_{\text{н1}} f_1, \quad (19)$$

где $F_{\text{д}}$ — движущая сила, с помощью которой осуществляется перемещение направляющей шпонки 12 и опорной втулки 11 относительно нажимного диска 8;

$F_{\text{н1}}$ — сила нормального давления в плоскости шпоночного соединения.

Решая силовой треугольник, находим:

$$F_{\text{н1}} = F_{\text{н}} \cos \alpha_{\text{мин}}. \quad (20)$$

Исходя из поставленного выше условия и учитывая соотношения (19) и (21), запишем:

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{мин}} = f_1. \quad (21)$$

На основе равенства (22) имеем:

$$C_{\text{мин}} = \frac{R_{\text{ср}}}{r} \operatorname{tg} \alpha_{\text{мин}} = \frac{R_{\text{ср}}}{r} f_1. \quad (22)$$

Формула (22) пригодна для вычисления КУ $C_{\text{мин}}$.

При выполнении равенства (21) и КУ $C_{\text{мин}}$, вычисляемой по формуле (22), первоначальная сила натяжения пружины 13 может быть равна нулю: относительная неподвижность системы тел "опорная втулка 11 и направляющая шпонка 12 — нажимной диск 8" обеспечивается равенством друг другу силы сопротивления и движущей силы.

Схема, показанная на рис. 4, иллюстрирует лишь возможность реализации нулевой распорной силы при ненулевом значении КУ $C_{\text{мин}}$. Для автоматического регулирования распорной силы КУ C должен изменяться в соответствии с закономерностью, установленной соотношением (14). В связи с этим профиль боковой стенки гнезда под тело качения УУ должен быть представлен кривой линией, а опорная втулка 11 должна быть кинематически связана с нажимным диском 8 в осевом направлении.

Согласно схеме УУ обратной связи, показанной на рис. 4, последнее условие не выполняется, в связи с чем необходимо ее изменение.

Вариант схемы УУ, удовлетворяющей поставленным выше условиям, показан на рис. 5. Этот

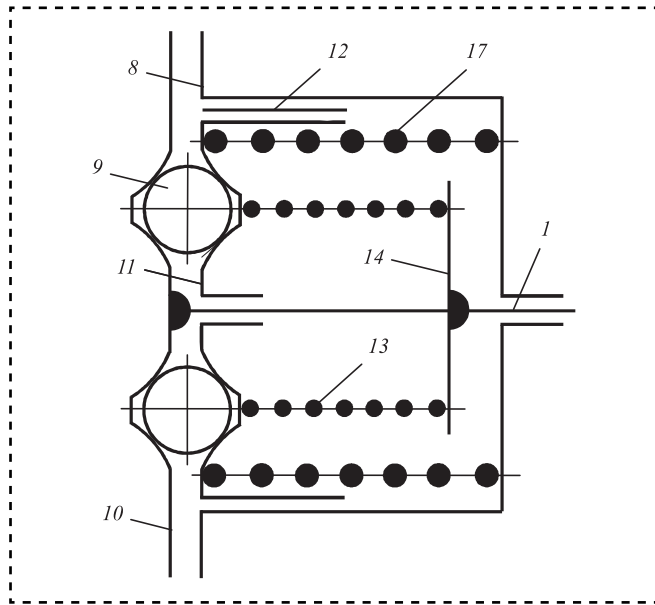


Рис. 5. Принципиальная схема модернизированного УУ

вариант отличается от варианта, изображенного на рис. 4, тем, что модернизированное УУ дополнено пружиной 17 (в данном случае сохранена общая нумерация позиций элементов согласно рис. 4), поставленной в муфту между нажимным диском 8 и опорной втулкой 11 концентрично пружине 13.

Таким образом, во время работы муфты распорная сила УУ будет действовать на нажимной диск посредством осевой деформации пружины 17. Часть распорной силы УУ будет замыкаться на ступицу полумуфты 1 посредством осевой деформации пружины 13.

Поскольку, согласно соотношению (14), величина КУ C должна возрастать нелинейно при увеличении коэффициента трения, боковые стенки гнезд под тела качения УУ должны быть очерчены образующими в виде кривых линий, выпуклых по отношению к телам качения.

Следовательно, значение угла давления α_i тел качения УУ должно возрастать в направлении от дна гнезда к его периферии.

Для установления формы кривой, образующей профиль боковой стенки гнезда, запишем уравнение сил, соответствующих осевому равновесию опорной втулки 11, в системе координат $X - Y$ (X — ось абсцисс координатной системы, совпадающая с осью гнезда, Y — ось ординат системы, расположенной в плоскости, перпендикулярной к оси вращения АФМ):

$$F_{p,i} - c_1 x_i - c_2 x_i - F_{тр} = 0, \quad (23)$$

где $F_{p,i}$ — текущая распорная сила;
 c_1 — осевая жесткость пружины 13;
 c_2 — осевая жесткость пружины 17;
 x_i — текущая абсцисса, равна осевому перемещению опорной втулки 11.

Текущая распорная сила УУ может быть представлена следующим соотношением:

$$F_{p,i} = \frac{T_H}{r} \operatorname{tg} \alpha_i, \quad (24)$$

где α_i — текущий угол давления между телом качения и боковой стенкой гнезда.

По условию задачи номинальный вращающий момент АФМ должен оставаться постоянным, независимо от значения коэффициента трения. В соответствии с этим, используя в уравнении (23) правые части соотношений (13), (17) и (24), получим:

$$\frac{(z + z_1) F_{п} R_{ср} f_{\min}}{r} \operatorname{tg} \alpha_i - (c_1 + c_2) x_i - \frac{2(z + z_1) F_{п} R_{ср} f_{\min}}{d} f_1 = 0. \quad (25)$$

Учитывая геометрическую интерпретацию первой производной функции, проинтегрируем функцию (25):

$$y_i = \frac{(c_1 + c_2) r x_i^2}{2(z + z_1) F_{п} R_{ср} f_{\min}} + \frac{2r f_1}{d} x_i + C_1, \quad (26)$$

где C_1 — постоянная интегрирования, которую находим из начальных условий: $y_1 = y_0$ при $x_i = 0$, $C_1 = y_0$;

y_0 — начальная ордината кривой.

Согласно расчетной схеме, изображенной на рис. 6, начальная ордината y_0 равна длине отрезка AB :

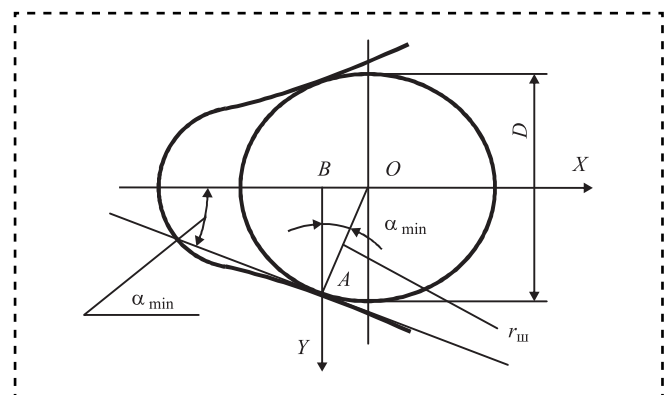


Рис. 6. Расчетная схема УУ



$$y_0 = AB = r_{\text{ш}} \cos \alpha_{\min}, \quad (27)$$

где $r_{\text{ш}}$ — радиус тела качения.

Проведя замену

$$\cos \alpha_{\min} = \frac{1}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha_{\min}}};$$

$$\text{tg} \alpha_{\min} = f_1,$$

запишем выражение (27) в следующем виде:

$$y_0 = \frac{r_{\text{ш}}}{\sqrt{1 + f_1^2}}. \quad (28)$$

С учетом выражения (28) представим соотношение (26) в следующем виде, учитывая удвоенное (благодаря оппозитно расположенным профилям боковых стенок гнезд) перемещение тел качения:

$$y_i = \frac{(c_1 + c_2)r}{(z + z_1)F_{\text{п}}R_{\text{ср}}f_{\text{min}}} x_i^2 + \frac{4rf_1}{d} x_i + \frac{r_{\text{ш}}}{\sqrt{1 + f_1^2}}. \quad (29)$$

В соотношении (29) и выше $f_1 = \text{const}$, как принято в практике расчета и проектирования предохранительных муфт.

Профилирование боковых стенок гнезд под тела качения УУ в соответствии с соотношением (29) позволяет реализовать зависимость (14) для оптимального изменения КУ C в функции коэффициента трения между элементами фрикционных пар АФМ и осуществить, таким образом, оптимальное регулирование в целях достижения высокой точности срабатывания исследуемой муфты.

Заключение

На основе установления закономерности изменения величины КУ обратной связи в зависимости от текущего значения коэффициента трения между элементами фрикционных пар АФМ и синтеза на этой основе принципиальной схемы УУ с определением ее параметров создан модернизированный вариант АФМ второго поколения с комбинированной обратной связью.

При отсутствии распорной силы и изменении значения КУ в соответствии с установленной закономерностью обеспечивается автоматическое регулирование с теоретически достижимой

"идеальной" нагрузочной характеристикой, если указанное условие соответствует минимальному значению коэффициента трения.

Синтезированная принципиальная схема АФМ со значением КУ, не равным нулю при минимальном коэффициенте трения, и найденная геометрическая форма кривой, очерчивающей боковую стенку гнезда под тело качения УУ, обеспечивают получение теоретически "идеальной" нагрузочной характеристики муфты.

Результаты исследования имеют практическое применение при расчете и проектировании варианта АФМ второго поколения с комбинированной обратной связью для определения оптимальных параметров и синтеза элементов УУ.

Выводы

Настоящее исследование обусловлено необходимостью повышения точности срабатывания базового варианта АФМ второго поколения с комбинированной обратной связью.

Основная идея создания модернизированного варианта АФМ второго поколения с комбинированной обратной связью — установление закономерности изменения величины КУ обратной связи в зависимости от текущего значения коэффициента трения между элементами фрикционных пар АФМ и синтеза на этой основе принципиальной схемы УУ с определением ее параметров.

При минимальном КУ, не равном нулю, реализация на практике "идеальной" нагрузочной характеристики АФМ невозможна, поскольку расчетное значение КУ превышает его предельную величину.

В случае отсутствия распорной силы при минимальном значении коэффициента трения и изменении КУ в соответствии с установленной закономерностью величина КУ не превышает предельной, что обеспечивает автоматическое регулирование с теоретически достижимой "идеальной" нагрузочной характеристикой.

Синтезирована принципиальная схема АФМ, в которой КУ $C \neq 0$ при минимальном коэффициенте трения.

Найдена геометрическая форма кривой, очерчивающей боковую стенку гнезда под тело качения УУ и обеспечивающей автоматическое регулирование в АФМ в целях получения теоретически "идеальной" нагрузочной характеристики муфты.

**Библиографический список**

1. **Шишкарёв М.П.** Математические модели адаптивного фрикционного контакта твердых тел 2-го поколения // Математические методы в технике и технологиях: сб. тр. XVIII междунар. науч. конф. В 10 т. Т. 5. Секция 5 "Компьютерная поддержка производственных процессов" / под общ. ред. В.С. Балакирева. Казань: Изд-во Казанского гос. технол. ун-та, 2005. С. 72–76.
2. **Шишкарёв М.П.** Улучшение эксплуатационных показателей адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. Ростов н/Д.: ГОУ Рост. гос. акад. с.-х. машиностроения, 2008. 148 с.
3. **Шишкарёв М.П.** Точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2005. № 12. С. 17–18.
4. **Шишкарёв М.П.** Оптимальный способ настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 16–19.
5. **Шишкарёв М.П.** Оптимизация компоновочного решения базового варианта адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Вестник машиностроения. 2006. № 6. С. 7–10.

6. **Шишкарёв М.П.** Математические модели высокой надежности адаптивных фрикционных муфт // Математические методы в технике и технологиях: сб. тр. XVI междунар. науч. конф. В 10 т. Т. 5. Секция 5 "Компьютерная поддержка производственных процессов" / под общ. ред. В.С. Балакирева. Ростов н/Д.: РГАСХМ ГОУ, 2003. С. 231–234.

7. **Шишкарёв М.П.** Комплексная оценка эксплуатационных характеристик адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2006. № 4. С. 29–30.

8. **Шишкарёв М.П.** Теоретические основы стабилизации выходного параметра адаптивного фрикционного контакта твердых тел // Известия вузов. Машиностроение. 2001. № 2–3. С. 17–23.

9. **Шишкарёв М.П.** Вопросы теории адаптивного фрикционного контакта твердых тел // Известия вузов. Машиностроение. 1994. № 4–6. С. 43–47.

10. **Шишкарёв М.П., Ву Тьен Зунг.** Практическая точность срабатывания адаптивной фрикционной муфты с переменным значением коэффициента усиления // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 3. С. 3–7.

ЧИТАЙТЕ В СЛЕДУЮЩЕМ НОМЕРЕ:

Иванов А.А., Кретинин О.В. Сборка штепсельных разъемов и ламповых панелей

Головкин П.А. Повышение качества обоймы ротора стартер-генератора с применением ковочных операций

Мигранов М.Ш., Мигранов А.М. Исследование нестационарности при тчении жаропрочных сталей и сплавов

Эрлих Б.М. Управляющие воздействия для приведения в заданное состояние широкого класса автоколебаний

Житников Ю.З., Житников Б.Ю. Устройство автоматизированной установки кольцевых резиновых уплотнений в наружные канавки цилиндрических деталей

Губарев П.В., Талахадзе Т.З., Зинченко Н.Н. Минимизация релейных схем в технических устройствах

В ПОМОЩЬ КОНСТРУКТОРУ, ТЕХНОЛОГУ

УДК 621.73

DOI: 10.36652/0202-3350-2021-22-5-221-226

П.А. Головкин, канд. техн. наук
(АО "Плутон", Москва)
E-mail: p.golovkin@pluton.msk.ru

Получение прутков из сплава НММц 38-2В методом ротационнойковки

Обоснованы режимы получения качественных прутков из специального сплава типа монель НММц 38-2В методом ротационнойковки.

The modes of obtaining high-quality bars from a special alloy of the Monel type NiCuMn 38-2W by the method of rotary forging are substantiated.

Ключевые слова: электровакуумные СВЧ-приборы, сплав НММц 38-2В, слиток, деформация, ротационнаяковка, примеси, газовые поры, расслоения, вакуумная плотность, твердость, обрабатываемость резанием, обработанная поверхность, нагрузки на резец.

Keywords: electric vacuum microwave devices, NiCuMn 38-2W alloy, ingot, deformation, rotary forging, impurities, gas pores, delaminations, vacuum density, hardness of metal material, cutability, processed surface, loads on the cutter.

Введение

В производстве сверхвысокочастотных электровакуумных приборов специального назначения, признанным разработчиком и производителем которых в РФ является АО "Плутон", находят применение такие специальные сплавы, как немагнитный сплав типа монель НММц 38-2В вакуумной плавки [1, 2]. АО "Плутон" совместно с ООО "Медар-Сервис" и ООО "НПК "Спецсталь" разработал комплекс технологических мер, позволивших получить соответствующий требованиям производства СВЧ-приборов прутковый материал.

Среди определяющих пригодность материала прутков свойств следует выделить его вакуумную плотность [3], а также технологичность при обработке резанием, поскольку сплав НММц 38-2В не упрочняется термически, и тонкостенные детали могут исказить свою форму под давлением инструмента.

Химический состав сплава НММц 38-2В, % [1, 2]

Никель	Основа
Медь	36...39
Марганец	1,4...2,2
Углерод	0,7...0,15

Кремний	≥0,06
Магний	≥0,03
Цинк	≥0,002
Висмут	≥0,002
Фосфор	≥0,005
Мышьяк	≥0,002
Кислород	≥0,005
Водород	≥0,002
Азот	≥0,005
Сумма примесей	≥0,17

Цель исследования — разработка таких технологических решений процесса изготовления прутка, которые обеспечили бы его соответствие указанным выше требованиям.

Сопутствующей задачей являлось определение связи твердости металлического материала и материала прутка и его обрабатываемости резанием. Вакуумная плотность материала прутка определяется отсутствием при металлографическом контроле с увеличением $\times 200$ дефектов типа трещин, пор и продолговатых полостей [4]. Качественный металлический материал должен обеспечить 10 000 ч ресурса СВЧ-приборов и их готовность к работе в течение 15-летнего гарантийного срока эксплуатации с сохранением в их вакуумной полости остаточного содержания газов не более $6,5 \cdot 10^{-5}$ Па [3].



В качестве основного процесса получения прутка с учетом производительности и характеристик оборудования выбран метод ротационнойковки (РК), а в качестве средства предварительной деформации слитка и получения заготовок под РК — свободная ковка слитка, и далее протяжка заготовок в подкладных бойках на молоте.

Методика проведения эксперимента и полученные результаты

Для деформации использовали заготовки из слитков, полученных в индукционных печах с глубиной вакуума 10^{-4} Па. После разливки в плоские изложницы и гомогенизации, отрезки прибыли и зачистки, слиток разрезали на четыре равные по массе части, подвергаемые ковке на пневматическом молоте модели М4136 с массой падающих частей 450 кг [6]. Заготовки под протяжку ковали после нагрева до $930\text{ }^{\circ}\text{C}$ с подогревами, по мере проковки понижая температуру на $30\text{...}40\text{ }^{\circ}\text{C}$ за переход, ограничив ее в концековки $820\text{...}830\text{ }^{\circ}\text{C}$. Прутки охлаждали на шамотном полу не внавал.

Непосредственно для получения прутка использовали станы РК серии В2129.01, В2129.02, В2127.01 и В2123.01 (ОАО "Прессмаш"), обеспечивающих получение прутков диаметром от 22 до 1,5 мм (не для всех сплавов) из заготовок диаметром до 30 мм. Нагрев заготовок осуществляли в электрических трубчатых проходных печах модели ПТ9.20/11 производства ООО "Накал" до температуры от $820\text{...}830\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $940\text{...}950\text{ }^{\circ}\text{C}$.

По мере проковки нагрев заготовок понижали на $30\text{...}40\text{ }^{\circ}\text{C}$ за переход, стремясь ограничить деформационный разогрев материала заготовки. Температура начала рекристаллизации сплава составляет $500\text{ }^{\circ}\text{C}$, рекомендуемый интервал рекристаллизационного отжига $850\text{...}900\text{ }^{\circ}\text{C}$ [7]. Протянутые в станах РК прутки охлаждали на шамотном полу, и далее подвергали проточке перед шлифовкой в конечный номинальный размер.

Металлографические исследования проводили с использованием микроскопа Olympus, контрольную проточку образцов — на станках с ЧПУ типа Mazak Quic

Turn Smart 100 S. При продольном точении образцов на частоте 1500 мин^{-1} предусматривалась подача $0,01\text{ мм}$ на оборот шпинделя и съем $0,1\text{ мм}$ материала заготовки; при торцевом точении обеспечивали скорость резания 45 м/с . В качестве режущего инструмента использовали продукцию марки Sandvik.

Типичная микроструктура кованных из слитков прутков с размером зерна $100\text{...}120\text{ мкм}$ и двойниками самоотпуска показана на рис. 1. С точки зрения отсутствия дефектов и вакуумной плотности металлического материала, структура полученного таким образом прутка является едва ли не эталонной, и при условии изготовления не самых тонкостенных деталей вполне пригодна для изготовления деталей СВЧ-приборов. Однако материал кованных прутков отличается низкой твердостью, на уровне $95\text{...}105\text{ НВ}$, что отрицательно влияет на его прочность и технологичность при обработке резанием.

При изготовлении вакуумноплотных деталей с тонкими стенками малая твердость и соответственно прочность материала таких прутков могут быть неприемлемы. На основании производственного опыта принято, что минимальная твердость прутков в горячедеформированном состоянии должна составлять не менее 95 НВ [7]. Это значит, что свободная ковка на молотах обеспечивает соответствие рекомендуемым значениям минимальной твердости на их нижнем пределе.

С этой позиции деформация в условиях всестороннего сжатия и с высокой дробностью, свойственных РК, могут обеспечить получение более прочного и технологичного в обработке материала прутков [8].

Далее отработан режим получения качественной бездефектной структуры материала с большей достигаемой твердостью.

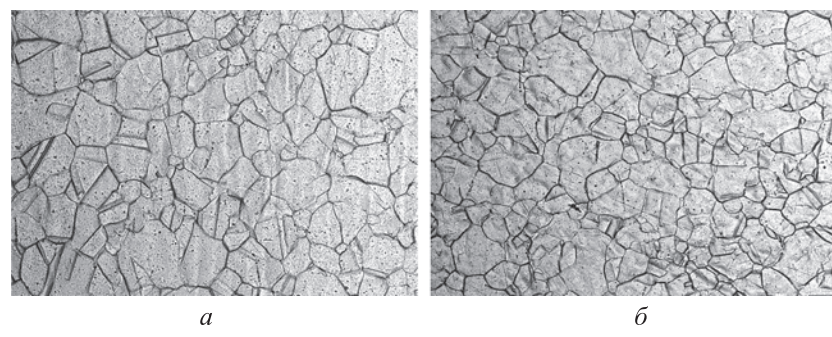


Рис. 1. Рекристаллизованная равновесная структура с двойниками самоотпуска кованого в вырезных бойках прутка вдоль (а) и поперек (б) проката, $\times 100$

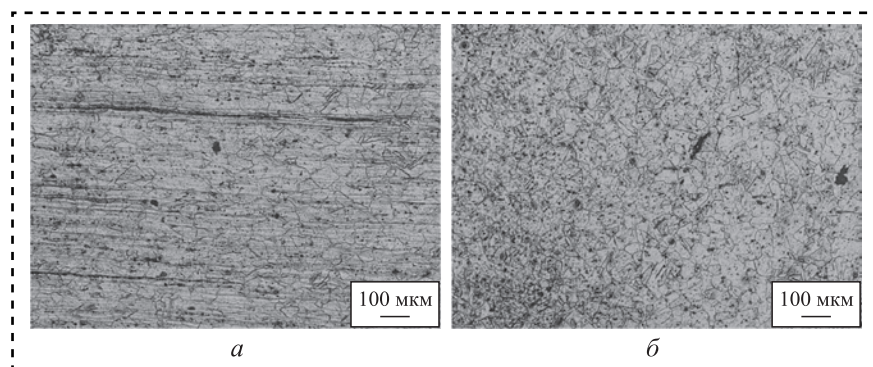


Рис. 2. Рекристаллизованная продольная (а) и поперечная (б) структуры перегретого материала с наличием многочисленных пор и расслоений, $\times 100$

Полученный методом РК после нагрева до 940...950 °С прутковый материал показал наличие совершенно недопустимых для электровакуумных СВЧ-приборов расслоений (рис. 2). Структуру прутков отличают признаки рекристаллизации, произошедшей в процессе остывания прутков после РК, при сохранении следов первичных вытянутых деформированных зерен.

Твердость материала прутков на молотах после нагрева до 940...950 °С и методом РК — 98...120 НВ, т.е. близка к той, что обеспечивается свободной ковкой. Однако структуры материала прутков, кованных на молоте и полученных методом РК, при нагреве до одинаковых температур сильно различаются. В то время как первые отличает бездефектная ненаправленная рекристаллизованная структура, вторые имеют многочисленные дефекты типа пор и протяженных полостей/расслоений с четким направлением проката.

Эта разница обусловлена скоростью перемещения деформирующего инструмента, и как следствие, деформации материала прутковой заготовки. Поскольку при обработке на РК она намного выше, чем на пневматическом молоте, то и локализация сдвиговых деформаций и деформационный разогрев материала заготовки существенно больше. Так, частота хода рабочих бойков в используемых станах РК составляет от 2000 (модель В2129.01) и до 7600 (модель В2123.01) мин⁻¹, в то время как частота пере-

мещения бойка пневматического молота модели М4136 составляет не более 130 мин⁻¹, т.е. в десятки раз меньше. Соответственно, меньше и абсолютная скорость перемещения инструмента, и относительная скорость деформации материала заготовки.

В результате локализации подводимой инструментом энергии в малых объемах деформируемого материала температура возрастает до значений, достаточных для формирования интерметал-

лидных фаз и газовых пор, насыщенных продуктами кипения содержащихся в материале заготовки легкоплавких примесей. Несмотря на относительно небольшое их процентное по массе содержание в твердом растворе, переход в газообразное состояние буквально вспенивает материал заготовки, переводя его в состояние, близкое одновременно к точечной неоднородности и распределенной пористости [5, 9].

Температуры плавления и кипения некоторых примесей, находящихся в материале сплава НММц 38-2В, приведены в таблице [10]. Некоторые из перечисленных элементов образуют между собой соединения с еще более низкой температурой плавления. Эти соединения вытесняются на границы зерен, ослабляя межзеренные связи, и тем самым еще более локализуя деформационные процессы и сопровождающий их местный разогрев [6, 11]. При этом процесс формирования пористости сопровождается зарождением и развитием протяженных расслоений пор, окаймленных корочкой фаз, изначально отсутствовавших в материале заготовки.

При нагреве в электрических трубчатых проходных печах заготовки прутка процесс деформации материала так называемого "горячего" ее конца, подаваемого в зону работы инструмента, и конца "холодного", проработка которого происходит в последнюю очередь, сильно отличается. Температура деформации материала

Температуры плавления и кипения некоторых примесей в сплаве НММц 38-2В

Температура, °С	Магний	Цинк	Свинец	Висмут	Селен	Теллур
Кипения	1090	906,2	1749	1564	685	990
Плавления	650	419,6	327,4	327,5	221	722



горячего и холодного концов заготовки может превышать 150...170 °С, тем больше, чем длиннее заготовка и меньше ее диаметр. В результате структура и свойства материала готового прутка с горячего и холодного концов существенно различаются. Твердость материала на горячем конце длинного прутка может падать до 90 НВ, в то время как на холодном конце она составляет максимум 210 НВ. При этом на горячем конце могут иметь место недопустимые дефекты типа пор и расслоений.

Производственный опыт показал, что заданным требованиям к обрабатываемости резанием прутков соответствует лишь материал твердостью не менее 170...175 НВ. Было принято решение о снижении температуры нагрева заготовки до 820...830 °С. Размеры подбирали так, чтобы длина готового прутка не превышала 1,5 м. В противном случае необходимо проводить индукционный нагрев заготовок с интенсивностью, согласованной со скоростью их подачи в рабочую зону стана РК.

Металлографические исследования полученных методом РК после нагрева до 820...830 °С прутков показали хорошее качество их материала. Рекристаллизованная в процессе самоотпуска структура продольных и поперечных сечений прутков плотная, без пор и расслоений (рис. 3). Размер зерна в материале прутков колеблется от 50 до 30 мкм, а твердость 201...177 НВ, по направлению от "горячего" конца к "холодному".

Такая относительно высокая твердость обеспечила хорошую обрабатываемость прутков на станках с ЧПУ и сравнима с минимальным значением твердости прутков, нагартованных путем холодной деформации, установленной в размере 218 НВ [7].

Все представленные на рис. 3 образцы удовлетворяют требованиям вакуумной плотности, однако существенно отличаются между собой по структуре материала вследствие различных значений обжатию заготовки при обработке в станах РК. Так, на рис. 3, *а*, *б* заметен контраст в направленности и типе зерен: в местах локализованных сдвиговых деформаций имеют место зоны

рекристаллизованных, близких к равноосным, зерен, в то время как на рис. 3, *в*, *г* этот контраст выражен слабее, и структура более направлена и равномерна. Это явление обусловлено тем, что при равной температуре нагрева в первом случае деформация проводилась с большим обжатием за проход, а во втором случае — меньшим. На этом примере хорошо видно, что стремление сократить число переходов РК может существенно ухудшить стабильность структуры и свойств материала получаемого прутка. Материал с однородной структурой при точении дает сливной стабильный сход стружки, налипания материала заготовки на резец и ухода размеров заготовки под напором резца нет.

Фактуры торцевой поверхности проточенных по стандартному режиму прутков диаметром 15 мм с твердостью 200 НВ и 120 НВ представлены на рис. 4. Полученный методом РК пруток с более высокой твердостью отличается качественной поверхностью после его торцевания, в то время как материал перегретого прутка показывает наличие множества мелких дефектов обработки в виде вырывов и налипаний металлического материала под нагрузкой резца. В свою очередь, налипание излишне мягкого материала на резец вызывает его повышенное нагружение и износ.

При продольном точении прокованных после нагрева до 940...950 °С прутков нагрузка

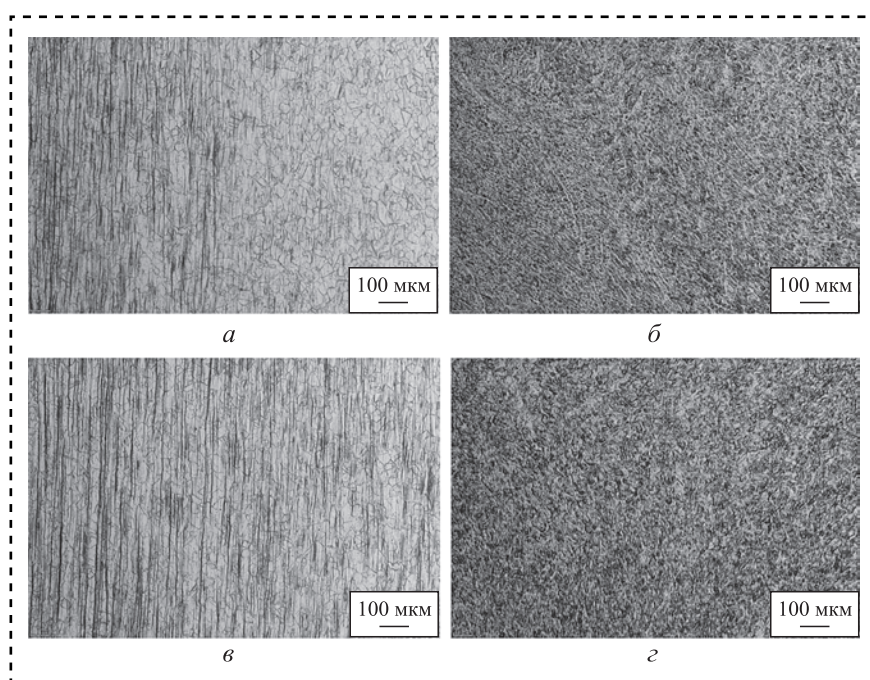


Рис. 3. Качественная продольная (*а*, *в*) и поперечная (*б*, *г*) структуры прутка, полученного с большим (*а*, *б*) и меньшим (*в*, *г*) разовым обжатием, $\times 100$

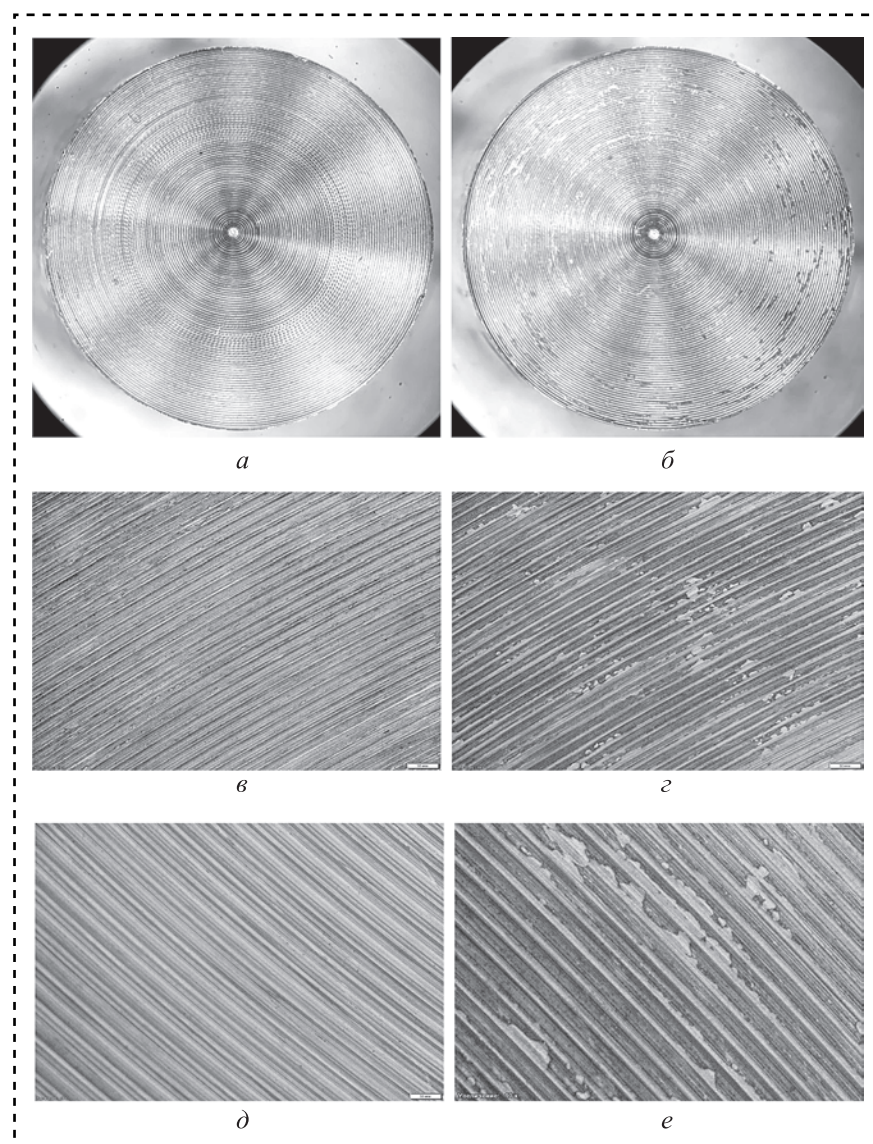


Рис. 4. Торцевая поверхность проточенного прутка диаметром 15 мм с твердостью 200 HB (а, в, д) и 120 HB (б, г, е): а, б — $\times 6$; в, г — $\times 100$; д, е — $\times 200$

на резец в осевом направлении составила $(16...18) \cdot 10^2$ Н, в то время как для полученных с нагрева $820...830$ °С прутков — $(10...12) \cdot 10^2$ Н. При этом нагрузка в направлении вертикальной (главной) составляющей силы резания в обоих случаях составляла $(24...26) \cdot 10^2$ Н [12]. Установлено также, что при точении заготовок с большей твердостью обеспечивается до 3,5...4 раз повышение ресурса режущего инструмента. Такие показатели свидетельствуют о предпочтительности прутков, обработанных на большую твердость, т.е. прокованных с меньшего нагрева.

Выявленная корреляция между температурой нагрева заготовок под деформацию и твердостью материала готовых прутков сви-

детельствует о том, что помимо металлографического контроля, соответствие их требованиям вакуумной плотности целесообразно проверять путем измерения твердости. Твердость материала прутка также напрямую влияет на его обрабатываемость резанием. Недостаточная прочность, и как ее производная, твердость материала, затрудняет получение качественной поверхности деталей, а также их заданной конфигурации, изменяющейся под нагрузкой обрабатывающего инструмента, что особенно актуально для тонкостенных деталей.

Целесообразно использовать индукционный нагрев заготовок, позволяющий подстроить интенсивность нагрева под скорость подачи заготовки в рабочую зону ротационно-ковочной машины. Проходная электрическая печь не обеспечивает необходимой равномерности температур по длине деформируемой заготовки и получаемого прутка при использовании метода РК.

Выводы

1. В качестве заготовок под получение прутков из сплава НММц 38-2В методом ротационнойковки целесообразно применять заготовки, полученные мо-

лотовойковкой после нагрева в электрической печи до температуры в пределах $940...950$ °С, обеспечивающих получение равномерной вакуумноплотной структуры, однако недостаточно прочной и твердой для механической обработки типовых деталей электровacuумных СВЧ-приборов.

2. Метод ротационнойковки обеспечивает хорошее качество получаемых прутков из сплава НММц 38-2В при условии ограничения температурыковки $820...830$ °С. В противном случае материал прутка будет иметь неприемлемые дефекты в виде пор и расслоений, нарушающих вакуумную плотность металлического материала.



3. Деформация методом РК после нагрева до 820...830 °С обеспечивает твердость материала прутка в пределах 201...177 НВ. Такая твердость гарантирует хорошую обрабатываемость резанием, а достигаемая большая твердость при обработке резанием исключает деформирование типовых деталей нагрузкой обработки.

При одинаковых режимах механической обработки возможны получение более качественной поверхности деталей, меньшая нагрузка на оборудование и кратное повышение стойкости токарного инструмента.

4. Для уменьшения разброса прочностных показателей, показателей твердости и обрабатываемости целесообразно применение для нагрева заготовок индукционных нагревателей по своим характеристикам, подстроенным под параметры ротационнойковки прутков. При использовании же традиционных трубчатых электрических печей длину заготовок под ротационнуюковку целесообразно подбирать таким образом, чтобы длина готового прутка не превышала 1,5 м.

Библиографический список

1. **Яе0.021.076ТУ** (ТУ 11—83). Прутки из немагнитного сплава марки НММц 38-2В вакуумной плавки / Взамен ТУ 11-77 с 15.04.1983. М.: ОЗТМиТС, 1983. 6 с.

2. **СИО.021.039ТУ** (ТУ 11—82). Прутки и полосы из немагнитной монели вакуумной плавки марки НММц 38-2В / Взамен СИО.021.039ТУ, ред. 2-69 с 01.01.1983. М.: "Завод "Плутон", 1983. 12 с.

3. **Черепнин Н.В.** Вакуумные свойства материалов для электронных приборов. М.: Советское радио, 1966. 352 с.

4. **ГОСТ 32597—2013.** Медь и медные сплавы. Виды дефектов заготовок и полуфабрикатов. М.: Стандартинформ, 2014. 31 с.

5. **ГОСТ 30242—97.** Дефекты соединений при сварке металлов плавлением. М.: Издательство стандартов, 2001. 8 с.

6. **Головкин П.А., Милутинович М.М.** Повышение качества прутков из немагнитного сплава вакуумной плавки НММц 38-2В // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2021. № 4. С. 151—154.

7. **Физико-механические** и технологические свойства материалов. Справочник. М.: "Завод "Плутон", 1981. 120 с.

8. **Радюченко Ю.С.** Ротационная ковка: обработка деталей на ротационно- и радиальноковочных машинах. М.: Машгиз, 1962. 187 с.

9. **ГОСТ 10243—75.** Сталь. Методы испытаний и оценки макроструктуры. М.: Издательство стандартов, 1976. 46 с.

10. **Физические** величины: Справочник / А.П. Бабичев, др.; под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 1231 с.

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



ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
продолжает подписку на журнал

"СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ"

- За наличный и безналичный расчет.*
- С любого номера и на любой срок.*
- Без почтовых наценок.*

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией
в отдел продаж, маркетинга и рекламы:

107076, г. Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2

Тел.: 8 (495) 785-60-69

e-mail: realiz@mashin.ru, www.mashin.ru



Ю.З. Житников, д-р техн. наук

(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева),

Б.Ю. Житников, д-р техн. наук

(Российская академия народного хозяйства и государственной службы
при Президенте РФ (РАНХиГС) Владимирский филиал)

E-mail: zhitnikovy@mail.ru

Обоснование силы продавливания кольцевого резинового уплотнения через коническую втулку с выступами в устройствах их установки во внутренние канавки цилиндрических деталей

Обоснована сила продавливания уплотнения через коническую втулку с выступами.

The force of punching the seal through a tapered bushing with protrusions has been substantiated.

Ключевые слова: сила продавливания, автоматизированная установка уплотнений, внутренние канавки цилиндрических деталей.

Keywords: punching force, automated seal setting, inner grooves of cylindrical parts.

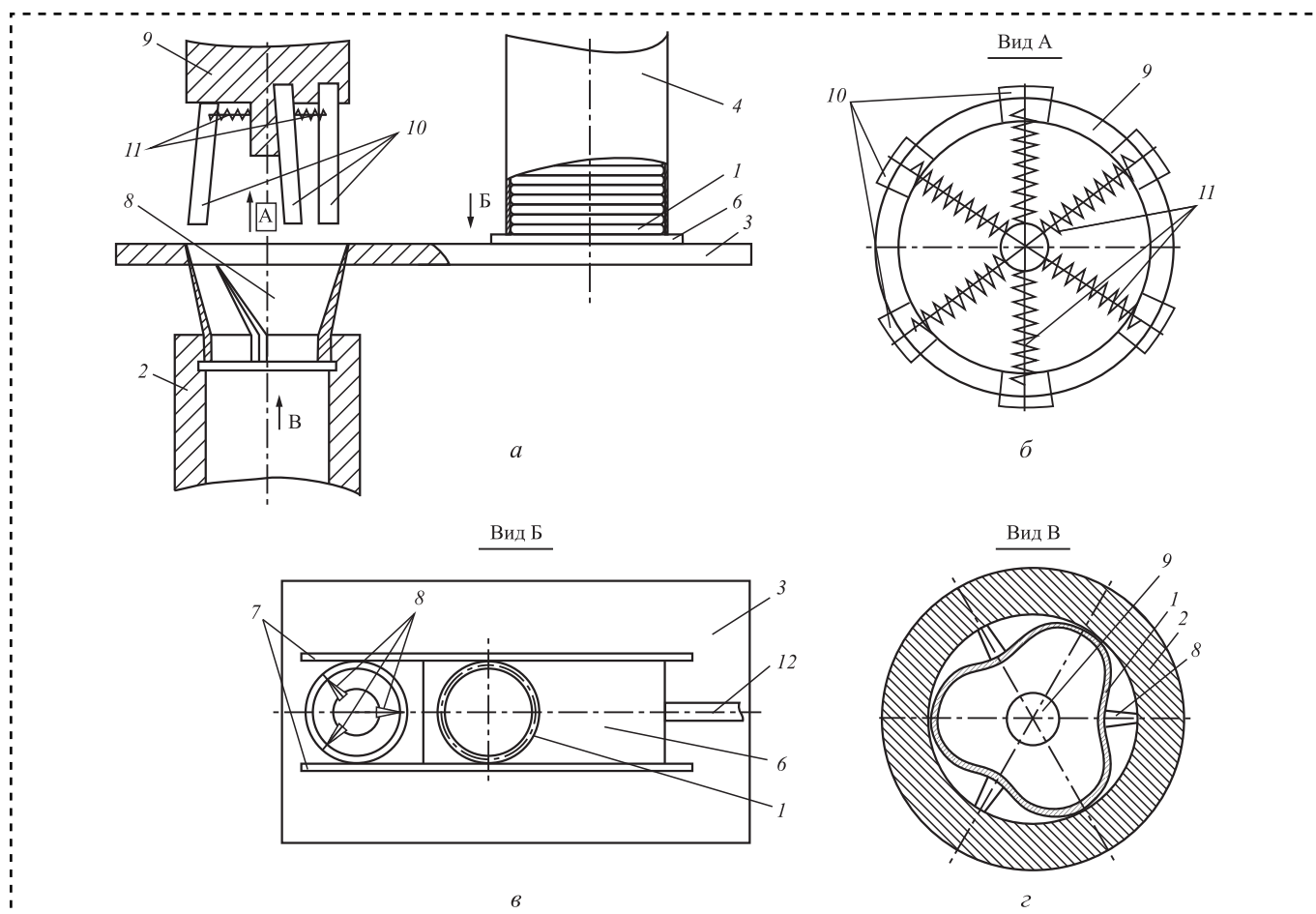
При ручной и механизированной установке кольцевых резиновых уплотнений во внутренние канавки цилиндрических деталей в процессе перемещения их по конической оправке возможно перекручивание уплотнения вокруг его средней линии. При эксплуатации изделий с перекрученными уплотнениями происходит его разрыв приблизительно при 50 срабатываниях, что приводит к выходу из строя изделия из-за потери герметичности.

Для исключения такого явления предлагаем устройство автоматизированной установки кольцевых уплотнений во внутренние канавки цилиндрических деталей (рис. 1).

Устройство состоит из корпуса 3 над которым закреплены питатель 4 кольцевых уплотнений 1 и механизм 9 продавливания уплотнений, в котором шарнирно закреплены рычаги 10, поджатые пружинами 11. На плите корпуса 3 закреплен пневмоцилиндр 12 (на рисунке показан условно в виде его штока), который перемещает по направляющим 7 шибера 6 с кольцевым уплотнением 1. Снизу плиты 3 закреплена коническая втулка 8 с тремя выступами для изменения формы уплотнения в целях уменьшения диаметра описанной окружности.

Устройство работает следующим образом. После заполнения питателя 4 уплотнениями 1 снизу конической втулки 8 подводится цилиндрическая деталь 2, в которой на внутренней поверхности имеется канавка под уплотнение. Подается сжатый воздух в пневмоцилиндр и шток поршня перемещает шибера с кольцевым уплотнением, устанавливая его на фаску конической втулки 8.

Шибера 6 под действием пружины пневмоцилиндра 12 возвращается в исходное положение и следующее кольцевое уплотнение выпадает на плоскость плиты 3 перед полукруглым торцом толкателя шибера. Механизм продавливания уплотнения 9 через втулку 8 с выступами опускается и поджатые пружинами 11 шарнирно закрепленные рычаги 10, с цилиндрическими канавками на их торцах, продавливают уплотнение через втулки. Изменяется форма уплотнения и уменьшается размер описанной окружности уплотнения. В процессе продавливания уплотнение изменяет свою форму, оставаясь строго в плоскости его торца. Достигнув канавки на внутренней цилиндрической поверхности детали 2, уплотнение за счет своей упругости, выпадая в канавку, приобретает форму кольца, надежно располагаясь в канавке.


Устройство автоматической установки кольцевых уплотнений:

a — общий вид; *б* — вид снизу на устройство механизма подачи кольцевых уплотнений; *в* — вид сверху на устройство механизма подачи кольцевых уплотнений; *г* — геометрия изгиба уплотнения в конической оправке с выступами

Механизм продавливания отводится в исходное положение, и деталь с установленным в канавке уплотнением удаляется с позиции сборки. Процесс установки уплотнений во внутренние канавки цилиндрических деталей повторяется.

Обоснуем силу пневмоцилиндра для обеспечения надежной установки кольцевого уплотнения во внутреннюю канавку цилиндрической детали.

Сила пневмоцилиндра $F_{\text{пц}}$ должна быть больше суммы сил трения: кольцевого уплотнения при скольжении его по конической поверхности втулки $F_{\text{тр}}^{\text{о}}$; по цилиндрическим поверхностям выступов втулки $F_{\text{тр}}^{\text{в}}$; кольцевых уплотнений поршня при скольжении их по внутренней поверхности цилиндра $F_{\text{тр}}^{\text{п}}$; кольцевых уплотнений штока при скольжении по поверхности крышки пневмоцилиндра $F_{\text{тр}}^{\text{ш}}$. Учитывая, что в конической втулке контактирует уплотнение

по трем поверхностям втулки и выступов запишем:

$$F_{\text{пц}} > 3F_{\text{тр}}^{\text{о}} + 3F_{\text{тр}}^{\text{в}} + 2F_{\text{тр}}^{\text{п}} + 2F_{\text{тр}}^{\text{ш}}. \quad (1)$$

Найдем составляющие силы трения.

Изменения круговой кривизны нейтральной линии сечения при изгибе [7]:

$$\theta = \frac{M_{\text{из}} d}{2EI_x}, \quad (2)$$

где $M_{\text{из}}$ — изгибающий момент уплотнения;

d — диаметр сечения уплотнения;

E — модуль (упругости) эластичности материала уплотнения;

I_x — момент инерции сечения относительно главной центральной, перпендикулярной к плоскости изгибающего момента, оси.



Для круглого сечения:

$$I_x = \frac{\pi d^4}{64}. \quad (3)$$

Изгибающий момент уплотнения относительно выступов на конической поверхности:

$$M_{из}^o = P^o R_1, \quad (4)$$

где P^o — изгибающая сила уплотнения относительно выступов на конической поверхности втулки;

R_1 — радиус кривизны уплотнения относительно выступов на конической поверхности втулки.

Изгибающий момент уплотнения от огибания цилиндрических выступов конической втулки:

$$M_{из}^E = P^E R_2, \quad (5)$$

где P^E — изгибающая сила уплотнения при огибании цилиндрической втулки;

R_2 — радиус цилиндрического выступа.

С учетом выражений (3), (4) из выражения (2) найдем силу изгиба, а следовательно, силу прижатия уплотнения к конической поверхности втулки (силу нормального давления):

$$P^o = \frac{E\pi d^3 \theta}{32}, \quad (6)$$

где θ — угол изгиба уплотнения, прижатого конической втулкой.

С учетом выражения (3) найдем силу прижатия уплотнения к цилиндрической поверхности выступов (силу нормального давления):

$$F^E = \frac{E\pi d^3 \theta^E}{32}, \quad (7)$$

где θ^E — угол изгиба уплотнения, прижатого к цилиндрической поверхности выступа.

С учетом выражений (6), (7) силы трения запишем:

$$F_{тр}^o = P^o f = \frac{E\pi d^3 \theta f}{32}; \quad (8)$$

$$F_{тр}^E = P^E f = \frac{E\pi d^3 \theta^E f}{32}, \quad (9)$$

где f — коэффициент трения резинового уплотнения о стальную поверхность конической втулки;

P^o и P^E — контактные давления уплотнений на взаимодействующие поверхности.

Сила трения кольцевого уплотнения на поршне равна [2, 4]:

$$\begin{aligned} F_{тр}^n &= P_k^n S^n f = 2P_k^n r \pi D_n f = \\ &= 2P_k^n \sqrt{d_n \Delta_1 - \Delta_1^2} \pi D_n f, \end{aligned} \quad (10)$$

где P_k^n — контактное давление резинового кольцевого уплотнения на внутреннюю поверхность цилиндра;

$S^n = 2r_n \pi D_n$ — площадь взаимодействия деформированного уплотнения с поверхностью цилиндра;

$2r_n = \sqrt{d_n \Delta_1 - \Delta_1^2}$ — ширина взаимодействия деформированного кольцевого уплотнения поршня с поверхностью цилиндра;

Δ_1 — величина упругой деформации поверхности уплотнения поршня, взаимодействующей с поверхностью цилиндра;

D_n — диаметр поршня;

d_n — диаметр сечения кольцевого уплотнения на поршне.

По аналогии с выражением (10) силу трения кольцевого уплотнения на штоке с поверхностью крышки пневмоцилиндра запишем:

$$\begin{aligned} F_{тр}^ш &= P_k^ш S^ш f = 2P_k^ш r \pi D_ш = \\ &= 2P_k^ш \sqrt{d_ш \Delta_2 - \Delta_2^2} \pi D_ш f, \end{aligned} \quad (11)$$

где $P_k^ш$ — контактное давление резинового кольцевого уплотнения на цилиндрической поверхности выступов;

$S^ш = 2r_ш \pi D_ш$ — площадь взаимодействия деформированного уплотнения с цилиндрической поверхностью крышки пневмоцилиндра;

$2r_ш = \sqrt{d_ш \Delta_2 - \Delta_2^2}$ — ширина взаимодействия деформированного кольцевого уплотнения штока с поверхностью крышки пневмоцилиндра;

Δ_2 — величина упругой деформации поверхности уплотнения штока с поверхностью крышки пневмоцилиндра;

$D_ш$ — диаметр штока;



$d_{\text{ш}}$ — диаметр сечения кольцевого уплотнения штока.

Контактное давление уплотнений находят по графикам их зависимости от величин относительных деформаций уплотнений [2, 7].

Сила пневмоцилиндра при установке уплотнения во внутренние канавки цилиндрических деталей:

$$F_{\text{пц}} = [P] \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4}, \quad (12)$$

где $[P]$ — давление сжатого воздуха.

С учетом выражений (8)—(12) и коэффициента запаса силы k выражение (1) запишется:

$$[P] \frac{\pi D_{\text{п}}^2}{4} = k \left[\frac{3E\pi d^3 \theta f}{32} + \frac{3E\pi d^3 \theta^E f}{32} + 4P_{\text{к}}^{\text{п}} \times \sqrt{d_{\text{п}} \Delta_1 - \Delta_1^2} \pi D_{\text{п}} f + 4P_{\text{к}}^{\text{ш}} \sqrt{d_{\text{ш}} \Delta_2 - \Delta_2^2} \pi D_{\text{ш}} f \right]. \quad (13)$$

Задаваясь диаметром штока, из последнего выражения находим внутренний диаметр пневмоцилиндра $D_{\text{п}}$, при котором будет обеспечена

надежность кольцевого резинового уплотнения во внутренние канавки цилиндрических деталей.

Библиографический список

1. **Автоматизация** технологических и производственных процессов в машиностроении: учебник для вузов / Ю.З. Житников и др.; под общ. ред. проф. Ю.З. Житникова. Старый Оскол: ТНТ, 2018. 656 с.
2. **Житников Ю.З., Житников Б.Ю.** Технологическая оснастка (расчет и проектирование): учебное пособие. Старый Оскол: ТНТ, 2016. 204 с.
3. **Житников Б.Ю., Житников Ю.З.** Устройства механизированной и автоматизированной сборки изделий. Вспомогательные устройства сборки, автоматы и автоматизированные комплексы. Ковров: КГТА им. В.А. Дегтярева, 2015. 112 с.
4. **Уплотнения** и уплотнительная техника: справочник / Л.А. Кондаков и др. М.: Машиностроение, 1986. 464 с.
5. **А.с. 1801724 СССР, МКИ³ В 23 Р19/02.** Автомат для установки уплотнителей в ступенчатые отверстия / Ю.З. Житников, Б.Ю. Житников и др.; опубл. 1992. Бюл. № 10.
6. **Пат. 2595081** Российская Федерация, МПК В23 19/18. Устройство для автоматической установки упругого кольца во внутренние канавки деталей / Ю.З. Житников, Б.Ю. Житников. 2016. Бюл. № 23.
7. **Феодосьев В.И.** Сопrotивление материалов: учебник. М.: Наука, 1970. 544 с.



В.В. Измайлов, *д-р техн. наук*, **М.В. Новоселова**, **Д.А. Барчуков**, *канд-ты техн. наук*
(Тверской государственный технический университет)
E-mail: iz2v@tvcom.ru

Микрогеометрия поверхности газолазерного реза инструментальной стали

Проведено исследование микротопографии поверхностей стальных образцов после газолазерной резки. Профилограммы исследованных поверхностей свидетельствуют о наличии волнистости и шероховатости. При этом волнистость присутствует не на всех поверхностях. Для различных режимов процесса газолазерной резки определены высотные и шаговые параметры шероховатости и волнистости. Показано, что параметры шероховатости поверхностей после газолазерной резки сопоставимы с аналогичными параметрами поверхностей после таких видов механической обработки, как точение и фрезерование. Для некоторых параметров шероховатости получены уравнения регрессии, показывающие зависимость их от режимов процесса газолазерной резки.

A study of the microtopography of the surfaces of steel samples after gas laser cutting has been carried. Profile records of the investigated surfaces indicate the presence of two types of surface deviations from the geometric shape: waviness and roughness. At the same time, waviness is not present on all investigated surfaces. For different modes of the laser cutting process, the height and spacing parameters of roughness and waviness were determined. It is shown that the parameters of surface roughness after gas laser cutting are comparable to those of surfaces after such types of machining as turning and milling. Regression equations are obtained for some roughness parameters, which show the dependence of these parameters on the modes of the gas laser cutting process.

Ключевые слова: шероховатость, волнистость, поверхность, быстрорежущая сталь, газолазерная резка.

Keywords: roughness, waviness, surface, high-speed steel, gas laser cutting.

Введение

Один из перспективных процессов разделения материалов — газолазерная резка (ГЛР). Однако в качестве характеристики качества поверхности реза шероховатости часто фигурируют только высотные параметры — среднее арифметическое отклонение и высота профиля [1–3]. Вместе с тем современные нормативные документы на микротопографию поверхности содержат более десятка параметров, характеризующих, помимо высоты, также форму неровностей поверхности, распределение материала в шероховатом слое и другие особенности структуры поверхности. Эти параметры имеют важное значение для характеристики качества поверхности, так как многие из них определяют ее эксплуатационные свойства: износостойкость, контактную жесткость и проводимость контакта, коррозионную стойкость, усталостную прочность и др. [4].

Цель работы — изучение микрогеометрии поверхностей образцов из быстрорежущей стали, полученных в результате различных режимов ГЛР.

Методика проведения эксперимента и полученные результаты

Толщина h исследованных стальных образцов составляла 3,5...9,5 мм. Газолазерную резку заготовок выполняли на технологическом лазерном комплексе BySprint 3015 компании Bystronic на различных режимах. Рез формировался совместным воздействием на металл лазерного пучка и струи вспомогательного газа азота. Мощность излучения N варьировали в интервале 3800...4400 Вт, скорость резки $v = 200...2600$ мм/мин, давление газа азота $p = 0,8...1,4$ МПа. Размеры пятна нагрева, следовательно, распределение плотности мощности излучения по нему, изменяли с помощью фоку-

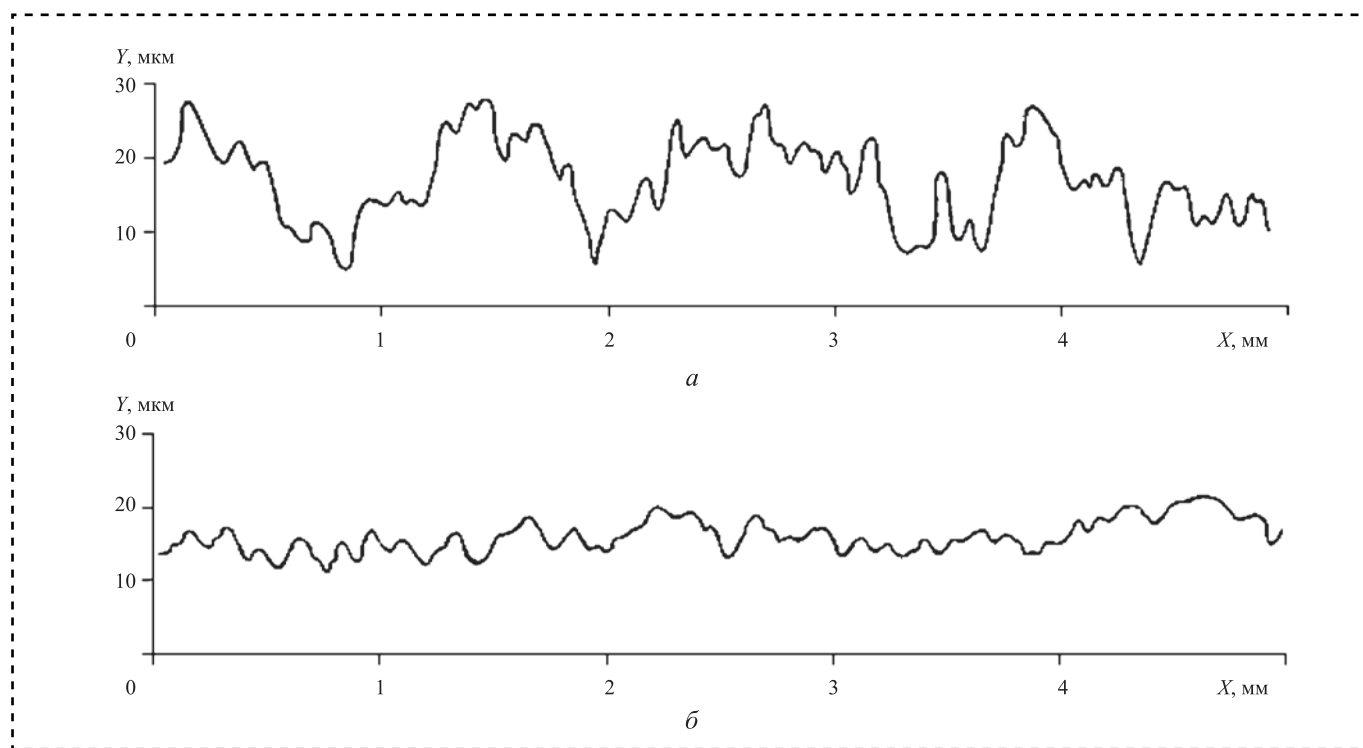


Рис. 1. Примеры профилограмм поверхности после ГЛР:
а — с волнистостью; *б* — без волнистости

сировки луча лазера относительно поверхности образца. Расстояние между положением перетяжки фокуса и верхней поверхностью образца f варьировали в интервале 5,5...12 мм.

Количественную оценку шероховатости поверхности реза выполняли по поперечным профилограммам, полученным с помощью профилографа-профилометра. Профилограммы записаны на расстоянии 2 мм от верхней поверхности реза. Определяли параметры микрогеометрии, оказывающие существенное влияние на различные эксплуатационные свойства функциональных поверхностей деталей [5, 6].

Высотные параметры: общая высота профиля шероховатости Rt и волнистости Wt , максимальная высота пика профиля шероховатости Rp , среднее арифметическое отклонение профиля шероховатости Ra (согласно ГОСТ Р ИСО 4287—2014), а также нестандартный параметр — высота неровностей профиля шероховатости по десяти точкам R_{10z} (бывший параметр Rz).

Шаговые параметры: относительная опорная длина профиля шероховатости на уровне средней линии tm ; средняя ширина элементов профиля шероховатости RSm и волнистости WSm .

Виды типичных профилограмм поверхности реза образцов быстрорежущей стали представ-

лены на рис. 1. Профилограммы, аналогичные рис. 1, *а*, содержат относительно длинноволновые отклонения (волнистость) и относительно коротковолновые (шероховатость). Профилограммы, аналогичные рис. 1, *б*, содержат только коротковолновые отклонения (шероховатость).

Параметры микрогеометрии исследованных поверхностей и соответствующие режимы ГЛР приведены в табл. 1. Параметр N/h в табл. 1 можно рассматривать как линейную плотность лазерной мощности [7]. Обычно принимают, что мощность протяженного источника равномерно распределена по его длине [8, 9]. Параметр $N/(hv)$ можно рассматривать как плотность лазерной мощности (энергию нагревания металла единичной площадки поверхности реза, движущейся с постоянной скоростью v лазерного луча).

Параметры шероховатости поверхностей реза исследованных образцов в основном аналогичны параметрам шероховатости поверхностей после таких видов механической обработки, как точение и фрезерование, и существенно меньше, чем шероховатость поверхности после механической резки [9] (рис. 2). Как правило, такие поверхности подлежат последующей чистовой обработке для уменьшения шероховатости. При



Таблица 1

Микрогеометрия поверхности реза при различных режимах ГЛР

Номер реза	Параметры ГЛР				Параметры шероховатости*, мкм						
	N/h , Вт/мм	$N/(hv)$, Дж/мм ²	P , МПа	f , мм	R_t	R_p	R_{10z}	R_a	RSm	Wt	WSm
1.1	1114	26	1,2	5,5	28	12	20,8	4,4	288	16	2,23
1.2	857	20			12	6	8,8	1,8	233	—	—
1.3	1086	22			22	11	17,2	3,7	325	—	—
2.2	667	27	1,0	8	48	32	33,8	6,8	393	32	2,23
2.3					26	12	24,0	4,2	422	14	1,33
3.2	488	59	1,2	7,8	24	12	17,6	3,3	305	—	—
3.3							18,4	3,0	250	—	—
3.4							30	18	19,2	3,1	290
4.1	463	93	1,2	12	42	24	30,0	5,5	262	—	—
4.2		139			16	7	12,6	2,0	229	—	—
4.3		93			1,4	38	22	22,2	3,8	242	12

* Для поверхностей без волнистости данные отсутствуют.

Вид обработки	Параметр шероховатости R_a , мкм									
	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5	25	
Шлифование	■	■	■	■	■					
Точение			■	■	■	■	■			
Фрезерование			■	■	■	■	■			
Механическая резка						■	■	■	■	■
Кислородная резка									■	■
ГЛР					■	■	■			

Рис. 2. Сравнение параметров шероховатости поверхностей после ГЛР и механической обработки

определенных режимах ГЛР достижимы параметры шероховатости $R_a = 1,2...1,6$ мкм, соответствующие шлифованию [10].

Для полного анализа микротопографии поверхностей после ГЛР нашли не только абсолютные величины параметров шероховатости и волнистости, но и их корреляционные соотношения в сравнении с типичными значениями для поверхностей после механической обработки (табл. 2).

Несмотря на различную природу шероховатости поверхности после механической обработки и после ГЛР, приведенные корреляцион-

Таблица 2

Соотношения параметров микрогеометрии поверхностей

Параметры	Вид обработки поверхности	
	Механическая обработка [13, 14]	ГЛР
R_t/R_a	5,5...6,8	6...10
R_p/R_a	2,8...3,4	2,7...5,8
R_{10z}/R_a	4,0...5,0	4,6...6,3
R_t/R_{10z}	1,4	1,1...1,7
RSm/R_t	< 50	6...27
WSm/Wt	> 50	70...140

ные соотношения параметров в обоих случаях близки, хотя во втором случае соответствующие значения в целом несколько больше, чем в первом. Отношения RSm/R_t и WSm/Wt для образцов после ГЛР соответствуют принятой классификации отклонений поверхности от геометрической формы, согласно которой неровности с отношением шага к высоте более 50 считаются волнистостью, менее 50 — шероховатостью.

Анализ влияния параметров ГЛР на качество поверхности реза, в том числе на параметры шероховатости, позволяют выбрать оптимальные режимы ГЛР.

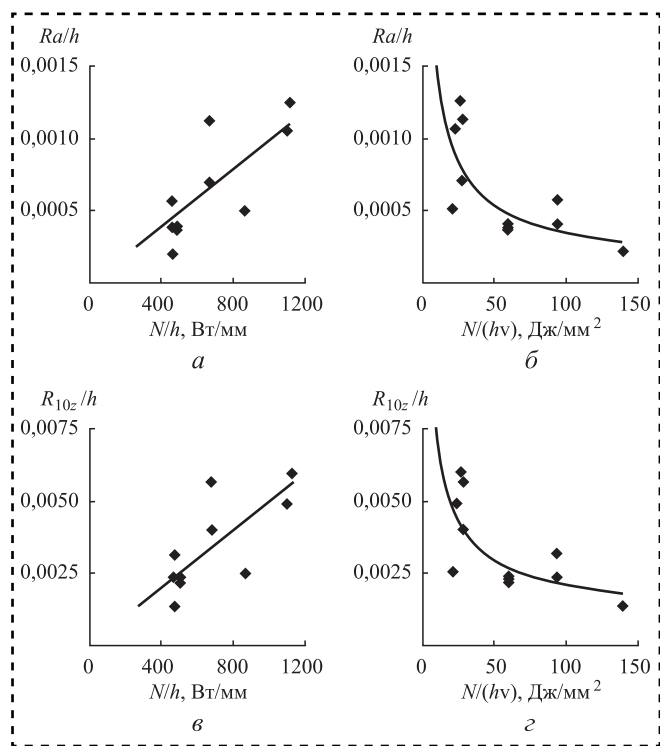


Рис. 3. Зависимость параметров шероховатости от режимов ГЛР:

a — Ra/h (N/h); *б* — Ra/h ($N/(hv)$); *в* — R_{10z}/h (N/h); *г* — R_{10z}/h ($N/(hv)$)

Таблица 3

Зависимость параметров шероховатости от режимов ГЛР

Уравнение	Коэффициент корреляции
$\frac{Ra}{h} = 10^{-6} \frac{N}{h}$	0,79
$\frac{Ra}{h} = 6,5 \cdot 10^{-3} \left(\frac{N}{vh}\right)^{-0,64}$	0,78
$\frac{R_{10z}}{h} = 5 \cdot 10^{-6} \frac{N}{h}$	0,74
$\frac{R_{10z}}{h} = 2,2 \cdot 10^{-2} \left(\frac{N}{vh}\right)^{-0,51}$	0,75

Предварительные исследования показали, что какой-либо значимой корреляции параметров шероховатости и абсолютного значения мощности излучения не наблюдается. Поэтому использовали относительные характеристики

мощности N/h и $N/(hv)$, приведенные в табл. 1. Некоторые зависимости представлены на рис. 3, а соответствующие корреляционные уравнения — в табл. 3.

Все коэффициенты в уравнениях регрессии в табл. 3 и коэффициенты корреляции статистически значимы на уровне $p < 0,01$. В математической статистике считается, что значения коэффициента корреляции больше 0,7 соответствуют высокой степени связи случайных величин.

Библиографический список

1. **Минимизация** шероховатости поверхности лазерного реза методом рототабельного планирования / Ю.В. Дьяченко и др. // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. 2018. № 79. С. 53–61.
2. **Механические** характеристики высококачественной лазерной резки стали волоконными и CO_2 -лазерами / В.М. Фомин и др. // Прикладная механика и техническая физика. 2015. Т. 56. № 4. С. 215–225. DOI: 10.15372/PMTF20150420.
3. **Влияние** параметров лазерной резки на качество поверхности реза стальных листов / И.В. Минаев и др. // Известия ТулГУ. Технические науки. 2014. Вып. 3. С. 50–58.
4. **Афанасьева Л.Е., Елицкий М.Н., Зубков Н.С., Новоселова М.В.** Качество поверхности наплавленной быстрорежущей стали после газолазерной резки // Вестник Тверского государственного технического университета. 2007. № 12. С. 114–116.
5. **Уайтхауз Д.** Метрология поверхностей. Принципы, промышленные методы и приборы. Долгопрудный: Издательский Дом "Интеллект", 2009. 472 с.
6. **Суслов А.Г., Федоров В.П., Горленко О.А.** Технологическое обеспечение и повышение эксплуатационных свойств деталей и их соединений. М.: Машиностроение. 2006. 448 с.
7. **Фомин В.М., Маликов А.Г., Оришич А.М., Шулятьев В.Б.** Подobie тепловых потоков при лазерно-кислородной резке стали // Доклады АН. 2011. Т. 436. № 2. С. 184–187.
8. **Steen W.M.** Laser Material Processing. L.: Springer — Verlag, 1991.
9. **Schulz W., Hertzler C.** Laser Physics and Applications. Subvolume C. Laser Applications. В.: Springer — Verlag, 2004. Р. 187–218.
10. **Микроморфология** поверхности и абразивная износостойкость инструментальной стали после газолазерной резки / Л.Е. Афанасьева и др. // Поверхность. Рентгеновские, синхротронные и нейтронные исследования. 2016. № 12. С. 46–53.



С.И. Лазарев, д-р техн. наук, **О.В. Ломакина**, канд. пед. наук, **В.Е. Буланов**, канд. техн. наук,
И.В. Хорохорина, канд. пед. наук
(Тамбовский государственный технический университет)
E-mail: lomakinaolga@mail.ru

Аналитическое описание механических нагрузок на пластины и торообразные оболочки аппаратов комбинированного типа

Разработана методика расчета механических нагрузок и определения толщины пластин и торообразных оболочек мембранного аппарата комбинированного типа, позволяющая оценить прочностные свойства аппаратов данного класса. Приведен пример расчета, позволяющий оценить адекватность применения данной методики к аппаратам комбинированного типа.

A method has been developed for calculating mechanical loads and determining the thickness of plates and torus-shaped shells of a combined type of membrane apparatus, which allows evaluating the strength properties of devices of this class. An example of a calculation is given that allows us to assess the adequacy of the application of this technique to combined-type devices.

Ключевые слова: аналитическое описание, механические нагрузки, пластины, торообразные оболочки, аппарат.

Keywords: analytical description, mechanical loads, plates, torus shells, apparatus.

Введение

Разработке и усовершенствованию аппаратов и установок мембранного типа последние 25 лет уделяется значительное внимание.

Цель работы — разработка конструкции мембранного аппарата комбинированного типа и расчет механических нагрузок на пластины и обечайки.

Наряду с требованиями качества и эффективности разделения и очистки растворов, конструкция аппарата, в первую очередь несущих крышек, должна удовлетворять условиям безопасности эксплуатации. Поэтому крышки аппаратов должны иметь оптимальные конструктивные характеристики (толщину торовой оболочки, круглой пластины и колец).

Основными несущими узлами корпуса мембранного аппарата являются верхняя и нижняя крышки, соединенные между собой с помощью замкового байонетного кольца (рис. 1). Учитывая, что верхняя и нижняя крышки как в геометрическом, так и в силовом отношении одинаковы, рассмотрим только одну из них, верхнюю. Расчетная схема половины верхней крышки вместе с действующими на нее нагрузками показана на рис. 2. В местах сопряжения круглой пластины

и торовой оболочки (сечение А-А), торовой оболочки и кольца прикладываем неизвестные внутренние силы взаимодействия Q_A , Q_B , M_A , M_B , T_{MB} , соответственно, поперечные силы, изгибающие моменты и нормальная сила, распределенные по окружности данного сечения.

Эти неизвестные силы, за исключением T_{MB} , которая находится из условия равновесия, определяем из условия совместности деформации:

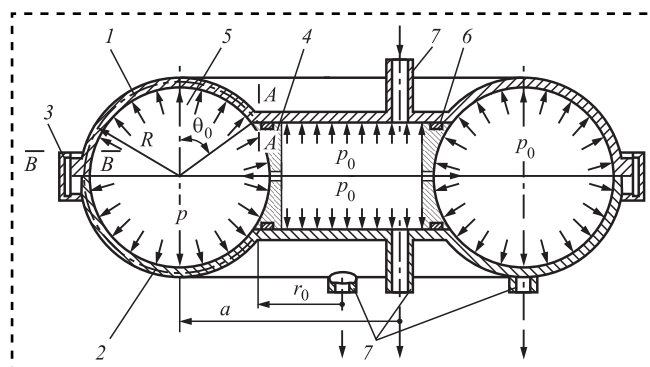


Рис. 1. Общий вид корпуса камеры:

1 — верхняя крышка; 2 — нижняя крышка; 3 — байонетное кольцо (замок); 4 — корпус плоскокамерного модуля; 5 — камера трубчатого модуля; 6 — уплотнение; 7 — патрубки для входа и выхода разделяемого раствора

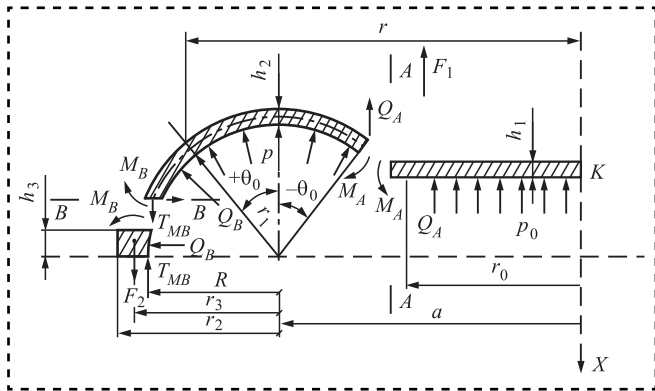


Рис. 2. Расчетная схема крышки

круглой пластины и торовой оболочки (сечение А-А):

$$\begin{aligned} u_A^* + \alpha_{11}(Q_A - Q_A^*) + \alpha_{12}(M_A - M_A^*) &= u_A^{\text{пл}}; \\ \vartheta_A^* + \alpha_{12}(Q_A - Q_A^*) + \alpha_{22}(M_A - M_A^*) &= -\vartheta_A^{\text{пл}}; \end{aligned} \quad (1)$$

торовой оболочки и кольца (сечение В-В):

$$\begin{aligned} u_B^* + \alpha_{11}(Q_B - Q_B^*) + \alpha_{12}(M_B - M_B^*) &= \xi_B^K; \\ \vartheta_B^* + \alpha_{12}(Q_B - Q_B^*) + \alpha_{22}(M_B - M_B^*) &= \varphi_B^K; \end{aligned} \quad (2)$$

где $u_A^*, u_B^*, \vartheta_A^*, \vartheta_B^*$ — радиальные и угловые перемещения торовой оболочки в сечениях А-А и В-В от внутреннего давления p :

$$u^* = \frac{a(1 + \alpha \sin \theta)}{Eh_2} (N_\varphi^* - \nu N_\theta^*); \quad (3)$$

$$\vartheta^* = -\sqrt{12(1 - \nu^2)} \frac{F_1 \lambda}{2\pi E h_2^2} \varphi(\theta) \operatorname{Re}[-\lambda \omega(\theta)]; \quad (4)$$

$$\begin{aligned} N_\theta^* &= \frac{pR}{2} \left[\frac{2 + \alpha \sin \theta}{1 + \alpha \sin \theta} - \frac{\sin \theta_0}{\sin \theta} \frac{2 + \alpha \sin \theta_0}{1 + \alpha \sin \theta_0} \right] + \\ &+ \frac{F_1}{2\pi \alpha} \frac{1}{\sin \theta (1 + \alpha \sin \theta)} - \frac{F_1}{2\pi \alpha} \frac{\varphi(\theta) \cos \theta}{1 + \alpha \sin \theta} \times \\ &\times \left\{ \lambda \operatorname{Im} E[-\lambda \omega(\theta)] + \frac{1}{\omega(\theta)} \right\}; \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} N_\varphi^* &= \frac{pR}{2} \left[1 + \frac{\sin \theta_0}{\alpha} \frac{2 + \alpha \sin \theta_0}{\sin^2 \theta} \right] - \\ &- \frac{F_1}{2\pi r_1} \frac{1}{\sin^2 \theta} - \frac{F_1}{2\pi r_1} \times \\ &\times \left\{ -\lambda^2 \varphi(\theta) \omega'(\theta) \operatorname{Im} E'[-\lambda \omega(\theta)] + \right. \\ &\left. + \lambda \varphi'(\theta) \operatorname{Im} E \left[-\lambda \omega(\theta) + \frac{\varphi'(\theta)}{\omega(\theta)} - \frac{\varphi(\theta) \omega'(\theta)}{\omega^2(\theta)} \right] \right\}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_B^* &= N_\theta^* \cos \theta - \frac{F_1 \lambda \sin^2 \theta}{2\pi a (1 + \alpha \sin \theta)} \times \\ &\times \left\{ \operatorname{Im} E[-\lambda \omega(\theta)] + \frac{1}{\lambda \omega(\theta)} \right\}; \\ M_\theta^* &= \frac{1}{\sqrt{12(1 - \nu^2)}} \frac{F_1 h_1 \lambda^2}{2\pi R} \times \\ &\times \left[\varphi(\theta) \omega'(\theta) \operatorname{Re} E'[-\lambda \omega(\theta)] \right]; \\ M_\varphi^* &= \nu M_\theta^*, \end{aligned} \quad (6)$$

где a — радиус круговой оси тора, мм;

R — радиус меридионального сечения тора, мм;

θ — текущий угол сечения оболочки;

$N_\theta^*, N_\varphi^*, Q^*, M_A^*$ — силы от давления p и осевой силы F , Н/мм;

$F_1 = p_0 \pi r_0^2$ — осевая сила, приложенная к краю оболочки ($\theta = \theta_1$), Н;

E и ν — соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала оболочки;

$\alpha = R/a$;

h_2 — толщина оболочки, мм;

$\lambda = \sqrt[6]{12(1 - \nu^2)} (\alpha \beta)^{1/3}$;

$\beta = \frac{R}{h_2}$;

$\operatorname{Re}, \operatorname{Im}$ — вещественная и мнимая часть функции.

Для длинной торовой оболочки, у которой граничные условия на краях удовлетворяются независимо одно от другого, коэффициенты уравнений (1) и (2) при M и Q определяем по формулам

$$\begin{aligned} \alpha_{11} &= \frac{a}{\alpha} \lambda \omega'_0 (1 + \alpha \sin \theta_1)^2 + \\ &+ \frac{[\operatorname{Re} h'_{10}]^2 + [\operatorname{Im} h'_{10}]^2}{\operatorname{Re} h_{10} \operatorname{Im} h'_{10} - \operatorname{Im} h_{10} \operatorname{Re} h'_{10}} \frac{1}{Eh_2}; \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{12} &= -\sqrt{12(1 - \nu^2)} a (1 + \alpha \sin \theta_1) \times \\ &\times \frac{\operatorname{Re} h_{10} \operatorname{Re} h'_{10} + \operatorname{Im} h_{10} \operatorname{Im} h'_{10}}{\operatorname{Re} h_{10} \operatorname{Im} h'_{10} - \operatorname{Im} h_{10} \operatorname{Re} h'_{10}} \frac{1}{Eh_2^2}; \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \alpha_{22} &= 12(1 - \nu^2) \times \\ &\times \frac{R}{\lambda \omega'_0} \frac{[\operatorname{Re} h_{10}]^2 + [\operatorname{Im} h_{10}]^2}{\operatorname{Re} h_{10} \operatorname{Im} h'_{10} - \operatorname{Im} h_{10} \operatorname{Re} h'_{10}} \frac{1}{Eh_2^3}. \end{aligned} \quad (9)$$

Оболочка считается длинной, если

$$|\omega(\theta_2) - \omega(\theta_1)| > \frac{3,0}{\lambda}. \quad (10)$$



Значения функций $\varphi(\theta)$, $\omega(\theta)$, $\omega'(\theta)$, $\text{Re } h_1$, $\text{Re } h_1'$, $\text{Re}[-\lambda\omega(\theta)]$, $\text{Im } E[-\lambda\omega(\theta)]$, $\text{Im } h_1$, $\text{Im } h_1'$ даны в работе [9].

Приведенные выше зависимости получены методом асимптотического интегрирования и справедливы при условии: $\lambda^3 > 5$ [10].

Выражения для линейных и угловых перемещений круговой пластины и кольца, входящие в правую часть уравнений (1) и (2), имеют вид

$$\vartheta_A^{\text{пл}} = -\frac{p_0 r_0^3}{8D_1(1+\nu)} + \frac{M_A r_0}{D_1(1+\nu)}; \quad (11)$$

$u_A^{\text{пл}} = 0$, так как пластина считается в своей плоскости нерастяжимой;

$$\xi_B^{\text{к}} = \frac{N}{EI_1} + \frac{\varphi h_3}{2}; \quad (12)$$

$$\varphi_B^{\text{к}} = \frac{M}{EI_3}, \quad (13)$$

где $\vartheta_A^{\text{пл}}$ — угол поворота сечения пластины;

$\xi_B^{\text{к}}$ — радиальное перемещение сечения кольца;

$\varphi_B^{\text{к}}$ — угол поворота сечения кольца;

p_0 — давление на круговую пластину, МПа;

r_0 — радиус пластины, мм;

$D_1 = \frac{Eh_1}{12(1-\nu^2)}$ — цилиндрическая жесткость

пластины, Н·мм;

θ_0 — угол в месте сопряжения торовой оболочки и пластины;

$N = ph_3(a+R) + Q_B(a+R)$ — тангенциальное усилие в сечении кольца, Н;

h_3 — толщина кольца, мм;

$M = P(a+r_3)^2 - T_{MB}(a+R)^2 + M_B(a+R) + Q_B(a+R)\frac{h_3}{2}$ — изгибающий момент в сечении

кольца, Н·мм;

$F_2 = p_0\pi r_0^2 + p\pi[(a+R)^2 - r_0^2]$ — осевая сила, приходящаяся на кольцо при $\theta = \theta_0$, Н;

$$T_{MB} = \frac{F_2}{2\pi(a+R)};$$

$I_1 = h_3 \ln\left(\frac{a+r_2}{a+R}\right)$, мм; $I_3 = \frac{h_3^3}{12} \ln\left(\frac{a+r_2}{a+R}\right)$ — гео-

метрические характеристики сечения кольца, мм³ [10].

Определив неизвестные силы в местах сопряжения пластины, оболочки и кольца M_A , Q_A , M_B , Q_B , можно вычислить напряжения и перемещения в любом сечении крышки:

для пластины

$$\sigma_{\varphi \max} = \frac{6M_{\varphi}}{h_1^2}; \quad (14)$$

$$\sigma_{r \max} = \frac{6Mr}{h_1^2} = \nu\sigma_{\varphi \max}; \quad (15)$$

для торовой оболочки

$$\begin{aligned} \sigma_{\theta \max} &= \sigma_{\theta \max}^{(и)} + \sigma_{\theta \max}^{(р)} = \\ &= \frac{6M_{\theta}}{h_2^2} + \frac{1+0,5\alpha \sin \theta}{1+\alpha \sin \theta} \frac{pr_1}{h_2}; \end{aligned} \quad (16)$$

$$\sigma_{\varphi \max} = \sigma_{\varphi \max}^{(и)} + \sigma_{\varphi \max}^{(р)} = \frac{6M_{\varphi}}{h_2^2} + \frac{pr_1}{h_2}; \quad (17)$$

где $\sigma_{\theta \max}^{(р)}$, $\sigma_{\varphi \max}^{(р)}$ — напряжения растяжения по безмоментной теории оболочек;

$\sigma_{\theta \max}^{(и)}$, $\sigma_{\varphi \max}^{(и)}$ — напряжения изгиба.

Наибольшее напряжение в кольце

$$\sigma_{\max}^{\text{к}} = \frac{N}{(a+R)} + \frac{M h_3/2}{(a+R)I_3}. \quad (18)$$

Для торовой оболочки можно использовать простые асимптотические формулы Кларка для максимальных напряжений и перемещений [10]:

в точке $\theta_* = 0$

$$\sigma_{\varphi}^p = \sigma_{\nu} 2,15(1-\nu^2)^{1/3} \alpha^{-1/3} \beta^{2/3} + \frac{pR}{h_2};$$

в точке $\theta_* = \pm \frac{1,225}{\lambda}$

$$\begin{aligned} \sigma_{\theta} &= \pm \sigma_{\nu} 2,99(1-\nu^2)^{-1/6} \alpha^{-1/3} \beta^{2/3} \times \\ &\times [\varphi(\theta_*)\omega'(\theta_*)] + \frac{1+0,5\alpha \sin \theta_*}{1+\alpha \sin \theta_*} \frac{pR}{h_2}, \end{aligned} \quad (19)$$

где $\sigma_{\nu} = \frac{F_0}{2\pi a h_2}$;

$$F_0 = p\pi r_0^2 + p_0\pi(a^2 - r_0^2).$$

Максимальное осевое перемещение в точке A ($\theta = \theta_1$):

$$\delta_A = u_{\chi A} = \frac{2}{\lambda^3} \frac{12(1-\nu^2)R^3}{4Eh_2^3 a} F_1. \quad (20)$$

Максимальный прогиб в центре круглой пластины

$$u_{\kappa}^{\text{пл}} = u_{\chi A} + \frac{(5+\nu)p_0 r_0^4}{(1+\nu)64D_1} + \frac{M_A r_0^2}{(1+\nu)2D_1}. \quad (21)$$

Условие прочности:

$$\sigma_{\vartheta}^{\text{IV}} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3} \leq [\sigma], \quad (22)$$

где $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ — главные напряжения в опасных точках крышки;

$[\sigma]$ — допускаемое напряжение для материала крышки.

Условие жесткости

$$u_{X \max} \leq [u_X], \quad (23)$$

где $[u_X]$ — допускаемый прогиб для крышки в осевом направлении.

Пример расчета

Рассмотрим одну из крышек, например верхнюю, так как верхняя и нижняя крышки как в геометрическом, так и в силовом отношении приблизительно одинаковы. Она представляет собой открытую торообразную оболочку, сопряженную по наружному диаметру с кольцом, а по внутренней стороне — с круглой пластиной. В процессе эксплуатации со стороны плоскокамерного модуля на круглую пластину действует рабочее давление p_0 , максимальное значение которого может достигать 1 МПа, а со стороны трубчатого модуля на стенки торовой оболочки действует давление p , максимальное значение которого составляет примерно третью часть от рабочего давления p_0 .

Торообразная часть крышки мембранного аппарата представляет собой тонкостенную осесимметричную оболочку, имеющую форму тела вращения. Кроме зон закрепления оболочки, в которых возникают значительные напряжения, вызванные изгибным эффектом, учитывая тонкость оболочки ($\frac{\delta}{R} \leq \frac{1}{20}$) можно принять, что

напряжения, возникающие в оболочке, постоянны по толщине. Теория оболочек, построенная на этом предположении, называется безмоментной теорией оболочек (рис. 3).

Из оболочки, изображенной на рис. 3, *a*, выделим двумя меридиональными плоскостями (т.е. плоскостями, проходящими через ось вращения оболочки) с углом $d\varphi$ между ними и двумя плоскостями, перпендикулярными к оси тора *AB* и *CD*, элемент *ABCD*.

Нормальные напряжения, действующие по граням *AC* и *BD*, в направлении касательной к окружности, называются окружными напряжениями σ_φ . Нормальные напряжения, действующие по граням *AB* и *CD* в меридиональном направлении, называют меридиональными напряжениями σ_θ . Кроме напряжений σ_φ и σ_θ на элемент оболочки перпендикулярно поверхности действует внутреннее избыточное давление p .

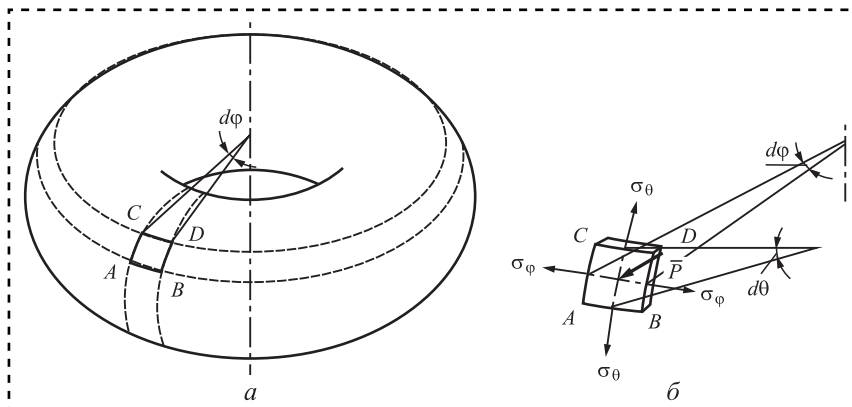


Рис. 3. Расчетная схема торообразной оболочки

Уравнение, связывающее между собой эти три величины, является основным в безмоментной теории оболочек и называется уравнением Лапласа:

$$\frac{\sigma_\varphi}{r} + \frac{\sigma_\theta}{R} = \frac{p}{\delta}, \quad (24)$$

где R — радиус срединной поверхности тора;
 r — расстояние до оси вращения;
 δ — толщина стенки тора.

Для рассматриваемой оболочки и при отсчете угла θ от вертикальной оси применим следующие формулы [11]:

для наружной части тора ($0 \leq \theta \leq 90^\circ$)

$$\sigma_\theta = \frac{p}{2\delta} \left[\frac{(a + R \sin \theta)^2 - a^2}{(a + R \sin \theta) \sin \theta} \right]; \quad (25)$$

$$\sigma_\varphi = \frac{p}{\delta} \left[(a + R \sin \theta) - \frac{(a + R \sin \theta)^2 - a^2}{2R \sin \theta} \right],$$

для внутренней части тора ($90^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$)

$$\sigma_\theta = \frac{p}{2\delta} \left[\frac{a^2 - (a + R \sin \theta)^2}{(a + R \sin \theta) |\sin \theta|} \right]; \quad (26)$$

$$\sigma_\varphi = \frac{p}{\delta} \left[(a + R \sin \theta) + \frac{a^2 - (a + R \sin \theta)^2}{2R \sin \theta} \right],$$

где a — радиус круговой оси тора.

Из условия статического равновесия оболочки, отсеченной цилиндрическим сечением радиуса a , учитывая, что кольцевые волокна при $\theta = 0$ не деформируются $\sigma_\varphi = 0$, а σ_θ можно найти по формуле:

$$\sigma_\theta = \frac{pR}{\delta}, \quad (27)$$

для напряжений σ_φ предложена упрощенная формула

$$\sigma_\varphi = pR \sin \frac{\theta}{2\delta}. \quad (28)$$



При проектном расчете с погрешностью до 5 % необходимая толщина торообразной оболочки может быть найдена:

— по меридиональным напряжениям:

$$\delta \geq \frac{pR}{[\sigma_p]}; \quad (29)$$

— по окружным напряжениям:

$$\delta \geq \frac{pR \sin \theta}{2[\sigma_p]}. \quad (30)$$

Из полученных величин выбираем большее значение.

При этом для сосудов и аппаратов, работающих под избыточным давлением, рекомендовано следующее условие прочности [12]:

$$S \geq S_p + C, \quad (31)$$

где C — сумма прибавок к расчетным толщинам стенок, мм;

S_p — расчетная толщина стенки ($S_p = \delta$).

Проведем расчет круглой пластины с отверстием, нагруженной внутренним давлением.

Расчетная толщина пластины:

$$S_{1p} = KK_0 D \sqrt{\frac{p}{[\sigma]}}. \quad (32)$$

Условие выполнения прочности пластины

$$S_1 \geq S_{1p} + C. \quad (33)$$

Значение коэффициента K определяется в зависимости от вида соединения частей крышки и для данного варианта соответствует значениям:

$$\frac{S-C}{S_1-C} \leq 0,5, \quad K = 0,41;$$

$$\frac{S-C}{S_1-C} \geq 0,5, \quad K = 0,38.$$

Во всех случаях толщина круглой пластины должна быть больше или равна толщине торообразной части.

Коэффициент ослабления для пластин, имеющих одно отверстие:

$$K_0 = \sqrt{1 + \frac{d}{D_p} + \left(\frac{d}{D_p}\right)^2}, \quad (34)$$

где d — диаметр отверстия.

Если неравенство $\frac{S_1-C}{D} \geq 0,11$ не выполняется, вводится поправочный коэффициент:

$$K_p = \frac{2,2}{1 + \sqrt{1 + \left(6 \frac{S_1-C}{D}\right)^2}}.$$

Необходимо учитывать, что прочностные характеристики стеклопластика во многом более высокие, чем у стали. Например, предел прочности (для металлов предел текучести) для стали составляет 240 МПа, для алюминия 50...440 МПа, для стеклопластика 800...1700 МПа. Однако необходимо учитывать, что является связующим веществом — полиэфирные смолы, феноло-формальдегидные, эпоксидные, кремнийорганические смолы, полиамиды, алифатические полиамиды, поликарбонаты и др. Выбор связующего вещества оказывает влияние на предел прочности стеклопластика.

Допускаемое избыточное внутреннее давление в торообразной части:

$$[p] = \frac{[\sigma](S-C)}{R}. \quad (35)$$

Допускаемое давление на круглую пластину

$$[p] = \left(\frac{S_1-C}{KK_0 D}\right)^2 [\sigma]. \quad (36)$$

В таблице представлены результаты расчета крышек из различных материалов при различном

Толщина крышек, мм

Давление, МПа	Материалы			
	ПА 6-210/310 ОСТ 6-06-С9-93	ПА 66-ЛТО-СВ30	Ст3	Композит
0,5	0,62/3,46	0,31/2,45	0,25/2,19	0,22/2,14
1	1,24/4,89	0,62/3,45	0,50/3,09	0,45/2,92
2	2,48/6,92	1,24/4,87	0,99/4,36	0,89/4,04



давлении [13]. В числителе приведены толщины тороидальной части, в знаменателе — круглой пластины.

Во всех случаях к этим величинам добавляется сумма прибавок c к расчетным толщинам стенок (СТП 10-04—02 не нормируется).

Заключение

Приведенная методика аналитического описания механического воздействия на элементы комбинированного аппарата и выполненный пример расчета торообразной оболочки и пластины позволяют оценить напряженно-деформированное состояние конструкции на прочность и жесткость. Нагружение комбинированного аппарата трансмембранным давлением позволило определить необходимые размеры оболочек и пластин для его проектирования и разработки.

Библиографический список

1. Пат. 2174432 РФ. МПК В 01 D 63/06. Мембранный аппарат с нестационарной гидродинамикой / Кретов И.Т. и др.; заявл. 04.12.2000, опубл. 10.10.2001. 6 с.
2. Kovaleva O.A., Lazarev S.I., Kovalev S.V. Development and calculation of an electrobaromembrane apparatus for purifying process solutions // Chemical and Petroleum Engineering. 2017. Vol. 53. No. 1—2.
3. Патент на полезную модель 89416 РФ. МПК В 01 D 63/06. Мембранный половолоконный аппарат / Мингазетдинов И.Х., Зареева Н.А., Кулаков А.А.; опубл. 10.12.2009.

4. Improved design of an electrobaromembrane apparatus and calculation of the parameters of the housing chamber when subjected to the effect of excess pressure / V.I. Kochetov et al. // Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Vol. 54. No. 1—2.

5. Flat-chamber electrobaromembrane apparatus with improved characteristics and its calculation method / S.I. Lazarev et al. // Chemical and Petroleum Engineering. 2019. Vol. 55. No. 1—2.

6. Пат. 145817 РФ. МПК В 01 D 63/02. Мембранный половолоконный аппарат очистки воды / Усынина А.Э., Боронина Л.В.; опубл. 27.09.2014.

7. Пат. 2156645 РФ. МПК В 01 D 61/18. Трубчатый мембранный модуль для фильтрации жидкости и способ его изготовления / Козлов М.П., Дубяга В.П., Бон А.И., Горлова Г.Л., Дзюбенко В.Г.; опубл. 27.09.2000.

8. Пат. 2496560 РФ. МПК В 01 D 61/18. Мембранный аппарат комбинированного типа / Кочетов В.И., Лазарев С.И., Попов В.Ю.; опубл. 27.10.2013.

9. Биргер И.А., Пановко Я.Г. Прочность, устойчивость, колебания: справочник. Т. 1. М.: Машиностроение, 1988. 415 с.

10. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. Учебное пособие для студентов вузов. М.: Машиностроение, 1973. 456 с.

11. Легостаев В.Л., Мордовин Е.Д. Методика расчета торообразных оболочек по безмоментной и моментной теориям прочности // Вестник Тамб. гос. техн. ун-та. 2007. Т. 13. № 3. С. 795—801.

12. СТП 10-04—02. Расчет на прочность сосудов и аппаратов. Т. 1. Расчет на прочность вертикальных и горизонтальных аппаратов. М.: ООО НТП "Трубопровод", 2005. 190 с.

13. Сравнительная характеристика свойств стеклопластика, стали и алюминиевых сплавов [Электронный ресурс]. URL: <http://polisfera.pulscen.ru>.

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение", 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2

Учредитель ООО "Издательство "Инновационное машиностроение".

Адрес электронной почты издательства: mashpubl@mashin.ru;

редакции журнала: sborka@mashin.ru, <http://www.mashin.ru>

Телефон редакции журнала: 8 (499) 269-54-98, факс: 8 (499) 269-54-96.

Технический редактор Патрушева Е.М. Корректор Сажина Л.И.

Сдано в набор 13.03.2021. Подписано в печать 11.05.2021. Формат 60 × 88 1/8.

Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.

Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Авансед солюшнз". Сайт: www.aov.ru

Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.