

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

2020 Том 21
12 (245)

СОДЕРЖАНИЕ

Современные технологии сборки

Микаева С.А., Микаева А.С., Дюкин А.А., Железникова О.Е., Амеликина С.А. Сборка откачного поста и станка полуавтоматической заштамповки для производства источников ультрафиолетового излучения . . . 531

Трение и смазка в машинах и механизмах

Гурьянов Г.Н. Зависимость показателей деформации от исходного предела текучести и интенсивности упрочнения материала проволоки в проходе маршрута волочения 536
Меделяев И.А. Основы технологии повышения работоспособности узлов трения транспортной техники 547
Шишкарёв М.П. Влияние способа настройки адаптивной фрикционной муфты второго поколения (базовый вариант) на ее предельную нагрузку 552
Буяновский И.А., Хрущов М.М., Самусенко В.Д., Щербаков Ю.И., Атаманов М.В., Антонова О.С. Граничная смазка фрикционных контактов сталь/сталь с Cr-DLC-покрытием 558
Лернер Е.Н. Некоторые физические явления при трении 564

В помощь конструктору, технологу

Дубовик Е.А. Технологичность конструкции раздаточной коробки перемены передач грузового автомобиля МЗКТ-500200 566

Подготовка специалистов

Киселев В.Л., Спиридонов О.В. Технологические расчеты при сборке цилиндрических соединений с натягом 571

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.
А.В. ИГНАТОВ, к.т.н., доц.
В.В. БАРДУШКИН, д.ф.-м.н. А.И. КУМЕНКО, д.т.н., проф.
И.А. БУЯНОВСКИЙ, д.т.н., проф. И.А. ЛЮБИНИН, к.т.н.
М.В. ВАРТАНОВ, д.т.н., проф. Б.В. ШАНДРОВ, к.т.н., проф.
С.М. ЗАХАРОВ, д.т.н. А.Г. ХОЛОДКОВА, к.т.н., проф.
И.Н. ЗИНИНА, к.т.н., доц.

Региональные редсоветы

ВЛАДИВОСТОК

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

ВОЛГОГРАД

М.Г. КРИСТАЛЬ, д.т.н., проф.
В.И. ЛЫСАК, акад. 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.

КОМСОМОЛЬСКИЙ-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, к.ф.-м.наук

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Е.М. НУЖДИНА, И.М. ГЛИКМАН

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, акад. 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.

Журнал распространяется по подписке, 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.

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

2020 Vol. 21
12 (245)

CONTENTS

Modern technologies in assembly

Mikaeva S.A., Mikaeva A.S., Diukin A.A., Zeleznikova O.E., Amel'kina S.A. Assembly of a pumping station and a semi-automatic stamping machine for the production of ultraviolet radiation sources 531

Friction & lubrication in machines and mechanisms

Gur'yanov G.N. Dependence of deformation indices on initial yield strength and hardening intensity of wire material in the passage of drawing route 536
Medeljaev I.A. Fundamentals of technology to improve the performance of friction units of transport equipment 547
Shishkarev M.P. Influence of the second-generation adaptive friction clutch configuration method (basic version) for its maximum load 552
Buyanovskii I.A., Khrushchov M.M., Samusenko V.D., Schsherbakov Yu.I., Atamanov M.V., Antonova O.S. Boundary lubrication of friction contacts steel/steel with Cr—DLC-coatings 558
Lerner E.N. Some physical phenomena during friction 564

Industrial and design engineer's aid

Dubovik E.A. Manufacturability of the design of the transfer case of the truck MZKT-500200 566

Preparation of experts

Kiselev V.L., Spiridonov O.V. Technological calculations for the assembly of cylindrical joints with interference 571

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

M.G. KRISTAL
V.I. LYSAK

IZHEVSK

I.V. ABRAMOV
V.G. OSETROV
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. NUZHINA, I.M. GLIKMAN

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.

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

С.А. Микаева, д-р техн. наук, **А.С. Микаева**, канд. экон. наук, **А.А. Дюкин**
(МИРЭА — Российский технологический университет, Москва),
О.Е. Железникова, канд. техн. наук, **С.А. Амеликина**, канд. техн. наук
(Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева, Саранск)
E-mail: mikaeva@npo.lit.ru

Сборка откачного поста и станка полуавтоматической заштамповки для производства источников ультрафиолетового излучения

Описана сборка пятилампового откачного поста и станка полуавтоматической заштамповки для производства бактерицидных ультрафиолетовых ламп. Проанализированы стандартные методы производства и испытания откачных постов и станков заштамповки. Отработаны технические характеристики и комплектация оборудования.

The article describes the assembly of a five-lamp pumping station and a semi-automatic stamping machine for the production of bactericidal ultraviolet lamps. Standard methods of production and testing of pumping stations and stamping machines were analyzed. The technical characteristics and equipment configuration were worked out.

Ключевые слова: сборка, откачной пост, обработка давления, электрод, наполнение, амальгама, отпайка, заштамповка, станок.

Keywords: assembly, pumping station, pressure treatment, electrode, filling, amalgam, desoldering, stamping, machine.

Число зафиксированных случаев зараженных коронавирусом в мире превысило 50 млн, тем более актуально производство источников ультрафиолетового излучения.

Технология ультрафиолетового (УФ) обеззараживания воды, воздуха и поверхностей основана на бактерицидном действии УФ-излучения — электромагнитного излучения, занимающего диапазон между рентгеновским и видимым излучением (диапазон длин волн 100...400 нм). Различают несколько участков спектра УФ-излучения, имеющих разное биологическое воздействие: УФ-А — 315...400 нм; УФ-В — 280...315 нм; УФ-С — 200...280 нм; вакуумный УФ — 100...200 нм. Диапазон УФ-С часто называют бактерицидным из-за высокой обеззараживающей эффективности по отношению к бактериям и вирусам. Наибольшим бактерицидным эффектом обладает излучение в интервале длин волн 205...280 нм, а максимум бактерицидной чувствительности микроорганизмов приходится на длину волны

265 нм [1—4]. Поэтому производство оборудования и установок для изготовления источников УФ-излучения выходит на новый уровень [5, 6]. Одними из основных установок являются откачной пост и станок заштамповки.

Откачной пост предназначен для обработки одновременно пяти изделий, которые в дальнейшем будут бактерицидными ультрафиолетовыми лампами. Откачной пост включает в себя обезгаживание изделий, оксидировку электродов, наполнение изделий газовой смесью до рабочего давления, загрузку амальгамы и отпайку.

Технические характеристики откачного поста

Габаритные размеры, мм	4000×3000×2000
Масса, кг	400
Потребляемая электрическая мощность, кВт	4,5
Давление природного газа, МПа	0,2
Расход природного газа, м ³ /ч	0,336
Давление кислорода, МПа	0,2
Расход кислорода, м ³ /ч	1,09



Подача воды, природного газа
и кислорода От общей сети
Подача давления газовой смеси
Ne—Ar, МПа 0,3
Подача газовой смеси Ne—Ar Баллон
Давление воды, МПа 0,4

Комплектность и принципиальная схема пятилампового откачного поста приведена в табл. 1 и на рис. 1.

На станину устанавливают держатели изделий и направляющую для перемещения газовых горелок для обезгаживания изделия, подключают автотрансформатор, применяемый

на этапе обезгаживания электродов. Искровой течеискатель используют для проверки изделия на отсутствие натекания. Контроллер поджига газовой горелки включается для обезгаживания изделий, используемых для последовательной подачи газовой смеси пропан-бутан и кислорода при поджиге горелки. Открывают вентиль системы охлаждения для подачи охлаждающей жидкости в газовую горелку для обезгаживания изделия и включают газовые редукторы для подачи смеси пропан-бутан и кислорода.

На фронтальной стороне станины крепят панель управления с режимами обработки изделия и панель управления с вакуумной системой. Внутри станины размещают форвакуумный насос. Рядом со станиной размещается насосная станция, состоящая из форвакуумного насоса и высоковакуумного турбомолекулярного насоса для создания требуемого давления в процессе обработки изделия.

На отдельной стойке, расположенной рядом со станиной, устанавливают вакуумметры для контроля давления на различных этапах обработки изделия. Для отслеживания электрических параметров в процессе обработки изделия применяют цифровые индикаторы и программируемые блоки питания. Компьютер управляет программируемыми блоками питания.

Отдельно расположен шкаф с электронной пускорегулирующей аппаратурой (ЭПРА), используемой для зажигания изделия на финишном этапе обработки [7, 8].

В состав вакуумной системы входят также вакуумные трубопроводы и клапаны. С вакуумной системой соединена кварцевая вилка, служащая для соединения (напайки) изделия с вакуумной системой. В кварцевой вилке выполнен шлиф для загрузки порции амальгамы. На станине крепится держатель, используемый для размещения газовых горелок для напайки изделия. С вакуумной системой соединена система газонапуска, состоящая из трубопровода, соединяющего баллон с газовой смесью Ne—Ar, с кварцевой вилкой и натекателя, служащего для напуска газа в изделие.

К установке пятилампового откачного поста необходимо подключить производственную (цеховую) вентиляцию.

К работе на установке допускаются лица, достигшие 18 лет, имеющие допуск к работе с газами и прошедшие курс обучения откачника-вакуумщика. Лица, работающие на установке, должны применять светозащитные очки

Таблица 1

Комплектация пятилампового откачного поста

Наименование	Количество
Форвакуумный мембранный насос Pfeiffer MVP 055-3	1
Насосная станция Pfeiffer TSH 521	1
Клапан форвакуумного насоса	1
Клапан высоковакуумного насоса	1
Вакуумный трубопровод	1
Натекатель Inficon VHD 016-X	2
Вакуумметр Pfeiffer TPG 261	1
Вакуумметр ВМБ-14	2
Вакуумметрический датчик Pfeiffer CMR 262	1
Вакуумметрический датчик ПММ-32-1	2
Вилка кварцевая	1
Станина	1
Компьютер	1
Автотрансформатор АОСН-20-220-75 УХЛ4	1
Шкаф с ЭПРА	1
Блок управления обработкой изделия	1
Программируемый блок питания	1
Цифровой индикатор	4
Искровой течеискатель	1
Газовая горелка для напайки изделия	1
Газовая горелка для обезгаживания изделия	2
Баллон с газовой смесью Ne—Ar	2
Газовый редуктор	2
Вентиль системы охлаждения газовой горелки для обезгаживания изделия	1
Контроллер поджига газовой горелки для обезгаживания изделия	1

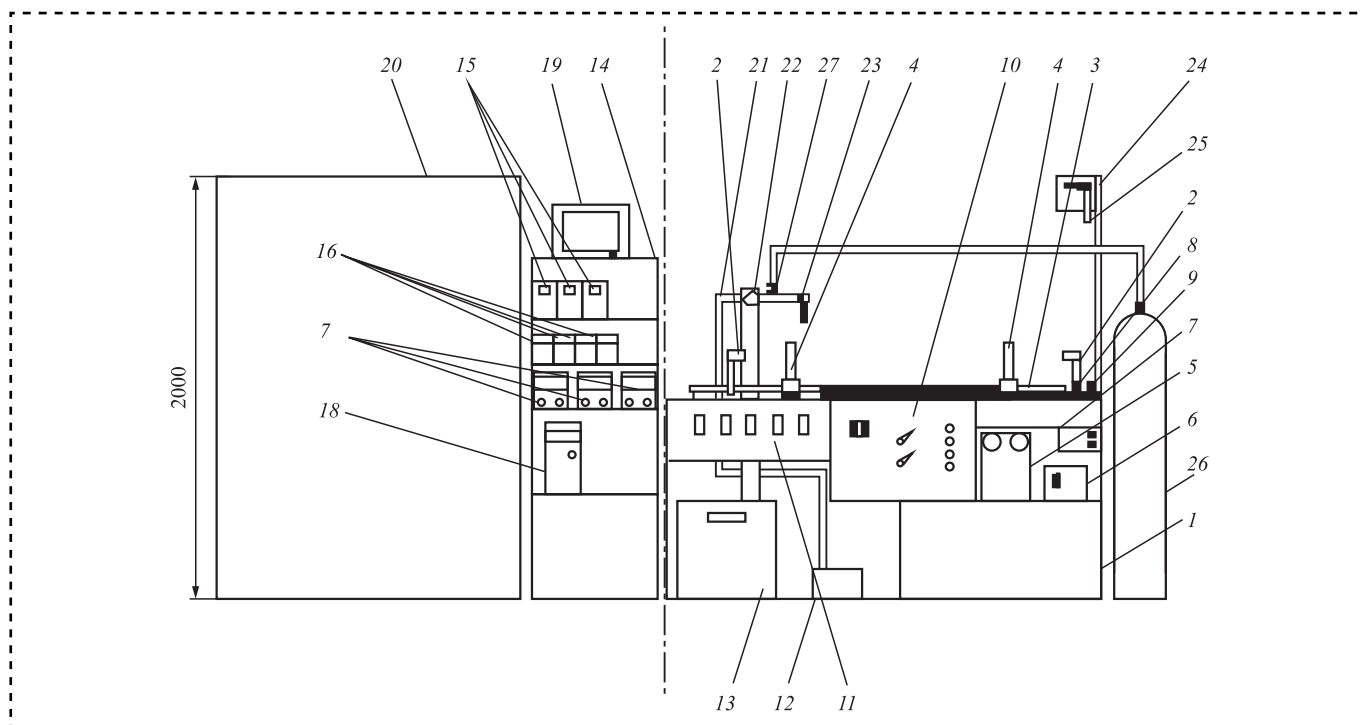


Рис. 1. Принципиальная схема пятилампового откачного поста:

1 — станина; 2 — держатель изделий; 3 — направляющая; 4 — обезгаживание изделий; 5 — автотрансформатор; 6 — искровой течеискатель; 7 — контроллер поджига газовой горелки; 8 — вентиль системы охлаждения; 9 — газовые редукторы; 10 — панель управления; 11 — панель управления вакуумной системой; 12 — форвакуумный насос; 13 — насосная станция; 14 — отдельная стойка; 15 — вакуумметры; 16 — цифровые индикаторы напряжения; 17 — цифровые индикаторы тока; 18 — программируемые блоки питания; 19 — компьютер; 20 — ЭПРА; 21 — вакуумные трубопроводы; 22 — вакуумные клапаны; 23 — кварцевая вилка; 24 — держатель; 25 — газовые горелки; 26 — баллон; 27 — натекатель

и работать в хлопчатобумажных перчатках. При обнаружении утечки газа необходимо немедленно прекратить работу.

Порядок работы:

- Включение вакуумных насосов.
- Напайка изделий с помощью газовой горелки.
- Откачка изделий до давления 10^{-4} Па.
- Обезгаживание изделий с помощью газовой горелки.
- Обработка электродов с помощью программируемых блоков питания, управляемых компьютером по программе, соответствующей определенному типу изделия.
- Обезгаживание электродов посредством автотрансформатора.
- Зажигание изделий от шкафа ЭПРА.
- Наполнение изделий газовой смесью с помощью натекателя до давления, соответствующего данному типу изделия.
- Загрузка амальгамы посредством вращения шлифа кварцевой вилки.
- Отпайка изделий с помощью газовой горелки для напайки.

Станок полуавтоматической заштамповки (рис. 2) предназначен для заштамповки электродных узлов в кварцевые колбы бактерицидных ультрафиолетовых УФ-ламп.

Технические характеристики станка полуавтоматической заштамповки

Габаритные размеры, мм	1500×900×1900
Масса, кг	150
Потребляемая электрическая мощность, кВт	0,5
Давление природного газа, МПа	0,2
Расход природного газа, м ³ /ч	0,266
Давление кислорода, МПа	0,2
Расход кислорода, м ³ /ч	0,51
Давление азота, МПа	0,2
Расход азота, м ³ /ч	1,8
Подача природного газа, азота и кислорода	От общей сети
Давление воды, МПа	0,4
Подача воды	От общей сети

Комплектность станка полуавтоматической заштамповки приведена в табл. 2.

На стол устанавливают корпус станка, к которому крепится контроллер для програм-

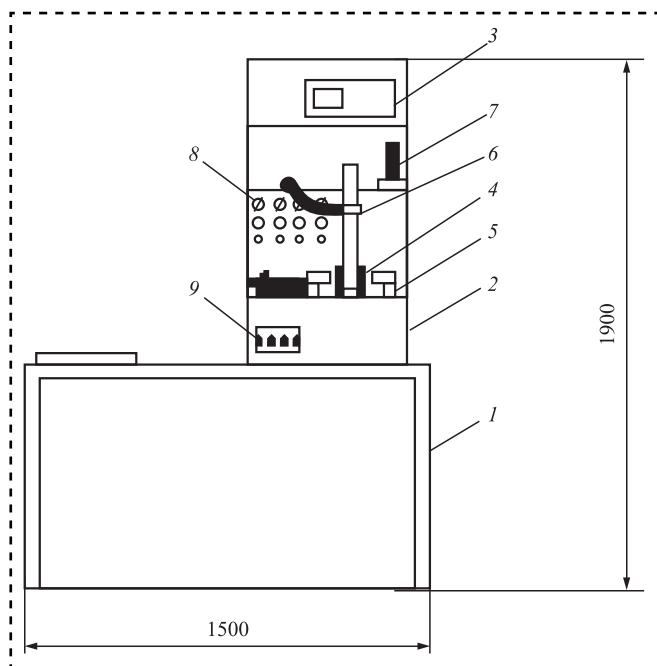


Рис. 2. Принципиальная схема станка полуавтоматической заштамповки:

1 — стол; 2 — корпус; 3 — контроллер; 4 — горелка; 5 — расколodки; 6 — держатель изделия; 7 — манометр; 8 — приборы контроля; 9 — пульт управления

мирования режимов заштамповки. Горелку применяют для нагрева изделия. Расколodки служат для сдавливания разогретого изделия

Таблица 2

Комплектация станка полуавтоматической заштамповки

Наименование	Количество
Стол	1
Корпус с блоком управления и регулирования	1
Контроллер	1
Горелка	1
Расколodки	2

в процессе заштамповки. Держатель изделия и манометр, используемый для показания давления азота, крепятся на лицевой панели корпуса. На лицевой панели корпуса станка расположены приборы контроля и регулирования подачи кислорода и пропан-бутановой смеси, там же находится пульт управления процессом заштамповки.

Порядок работы станка:

- Включить станок полуавтоматической заштамповки.
- Открыть газовые вентили на корпусе станка. Показания манометров должны соответствовать технологическим режимам заштамповки.
- Открыть вентиль подачи воды.
- Установить электрод.
- Установить изделие в держатель.
- Установить в изделие трубку подачи азота.
- На пульте управления нажать на кнопку подачи азота.
- На пульте управления отпустить кнопку подачи азота, нажать на кнопку "START" и провести процесс заштамповки.

Схема подвода газа и электричества представлена на рис. 3.

На рис. 4 (на стр. 2 обложки) представлены пятиламповый откачной пост и станок полуавтоматической заштамповки для производства УФ бактерицидных ламп, собранные в Научно-производственном объединении "Лаборатория импульсной техники" (НПО "ЛИТ", Москва).

Данное оборудование обеспечивает выполнение объема производства по выпуску бактерицидных ламп. При проектировании и изготовлении электротехнического оборудования применяют комплектующие ведущих мировых

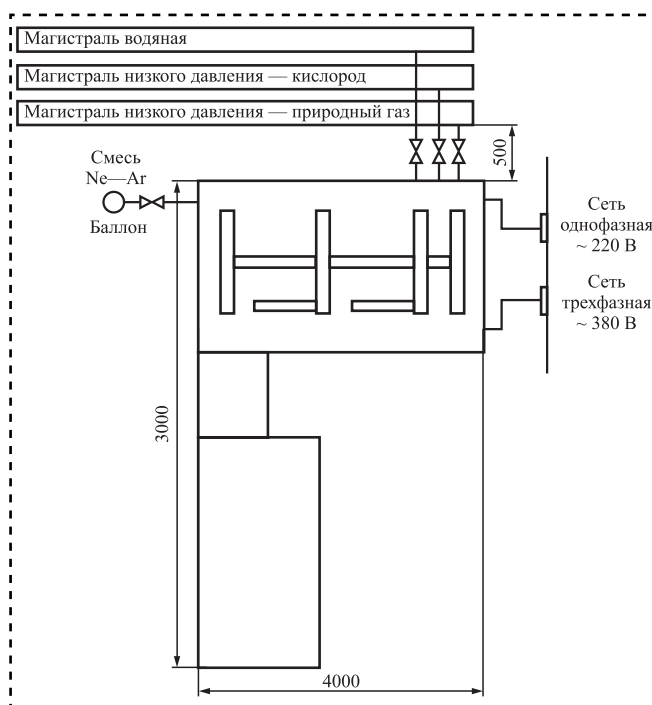


Рис. 3. Схема подвода газа и электричества



производителей. Применение высококачественных материалов существенно повышает эффективность эксплуатации оборудования. Новейшие технические решения в сочетании с продуманным дизайном позволяют успешно интегрировать данное оборудование в системы комплексного автоматизированного управления.

Внедрение данного оборудования обеспечивает выполнение санитарно-эпидемиологических норм по воде и воздуху в помещениях, многократно уменьшая концентрацию микроорганизмов в воздушной среде.

Библиографический список

1. **Микаева С.А., Микаева А.С.** Экспериментальные исследования характеристик перспективных источников света, приборов и систем. М.: РУСАЙНС, 2017. 150 с.

2. **Микаева С.А.** Производство приборов и систем с новейшими источниками света. М.: РУСАЙНС, 2018. 135 с.

3. **Микаева С.А., Микаева А.С.** Современные электронные системы и устройства. М.: РУСАЙНС, 2019. 186 с.

4. **Микаева С.А., Микаева А.С.** Промышленная электроника. Актуальные электронные приборы, устройства, установки и системы. М.: РУСАЙНС, 2020. 172 с.

5. **Ашрятов А.А., Микаева С.А., Микаева А.С.** Прибор для контроля сборки компактных люминесцентных ламп // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 2. С. 23–26.

6. **Железникова О.Е., Амеликина С.А., Микаева С.А., Микаева А.С.** Облучатели бактерицидные // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 11. С. 3–6.

7. **Брысин А.Н., Микаева С.А.** Электротехника. Казань: Бук, 2018. 228 с.

8. **Брысин А.Н., Микаева С.А.** Промышленная электроника. Импульсные устройства и основы микропроцессорной техники. Казань: Бук, 2019. 250 с.



ИЗДАТЕЛЬСТВО «ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ»



СПРАВОЧНИК ТЕХНОЛОГА

Под общей редакцией А.Г. Сулова

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

Г.Н. Гурьянов (ОАО "НИИМетиз", г. Магнитогорск)
E-mail: ggnbelorhome@rambler.ru

Зависимость показателей деформации от исходного предела текучести и интенсивности упрочнения материала проволоки в проходе маршрута волочения

Рассмотрена модель упрочнения, предусматривающая зависимость текущего предела текучести σ_T от произведения исходного предела текучести σ_{T0} и коэффициента вытяжки μ в степени значения коэффициента упрочнения k ($\sigma_T = \sigma_{T0}\mu^k$). Определена разность прироста осевого напряжения от действия противонапряжения при отсутствии и действии упрочнения в зависимости от коэффициента упрочнения. Построены зависимости напряжения волочения, коэффициента запаса прочности И.Л. Перлина и показателя напряженного состояния В.Л. Колмогорова от коэффициента упрочнения при разных значениях исходного предела текучести. Определен предельный коэффициент упрочнения k , при котором коэффициент запаса прочности равен 1. Построены зависимости показателей деформации от исходного предела текучести σ_{T0} при разных параметрах деформации.

The model of hardening is considered, which provides for dependence of the current yield strength σ_T on the product of the initial yield strength σ_{T0} and drawing coefficient μ to the degree of hardening coefficient k ($\sigma_T = \sigma_{T0}\mu^k$). Difference of axial stress increase from action of anti-tension in absence and action of hardening depending on hardening coefficient is determined. Dependencies of drawing stress, safety factor I.L. Perlin and stress state index V.L. Kolmogorov on hardening coefficient at different values of initial yield strength are built. Limit hardening factor k is defined, at which safety factor is equal to 1. Dependencies of deformation indices on initial yield strength of σ_{T0} at different deformation parameters are constructed.

Ключевые слова: волочение, проволока, пруток, деформационное упрочнение, исходный предел текучести, коэффициенты трения и упрочнения, запас прочности, противонапряжение.

Keywords: drawing, wire, rod, deformation hardening, initial yield strength, friction and hardening coefficients, safety factor, anti-tension.

При расчете напряжения волочения деформационное упрочнение проволоки (прутка) учитывают следующим образом [1, 2]. На основе кривой упрочнения определяют средний предел текучести в очаге деформации по его значениям на входе и выходе волоки и с его помощью рассчитывают напряжение волочения по формуле без коэффициентов деформационного упрочнения. В работах [3–5] показано влияние формы кривой упрочнения на напряжение волочения σ_Z при кривых упрочнения:

$$\sigma_{Tk} = \sigma_{T0}\mu^k; \quad (1)$$

$$\sigma_{Tk} = \sigma_{T0} + m\varepsilon^n = \sigma_{T0} + m(\ln \mu)^n, \quad (2)$$

где μ — коэффициент вытяжки, $\mu = (d_0/d_k)^2$; d_0 и d_k , σ_{T0} и σ_{Tk} — диаметр и предел текучести проволоки до и после деформации соответственно;

$\varepsilon = \ln \mu$ — степень деформации;

k , m , n — коэффициенты упрочнения.

Напряжение волочения σ_Z равно [1–5]:

$$\sigma_Z = \sigma_{Z1} + \sigma_{Zq} + \sigma_{Cd}, \quad (3)$$

где σ_{Z1} — прирост осевого напряжения в рабочем конусе;

σ_{Zq} — прирост от действия напряжения противонапряжения σ_q ;

σ_{Cd} — прирост напряжения на деформацию сдвига металла.

Составляющие формулы (3) при модели упрочнения (1) определяют соответствующими зависимостями [6, 7]:

$$\sigma_{Z1} = \frac{\sigma_{T0}}{k} (\mu^k - 1) (1 + f/\operatorname{tg} \alpha); \quad (4)$$

$$\sigma_{Zq} = \sigma_q \left[1 - \frac{f(\mu^k - 1)}{k \operatorname{tg} \alpha} \right]; \quad (5)$$

$$\sigma_{Cd} = \frac{2\sigma_{T0} \operatorname{tg} \alpha (1 + \mu^k)}{3\sqrt{3}}, \quad (6)$$

где f — коэффициент трения;

α — угол рабочего конуса волокна.

При отсутствии деформационного упрочнения ($k = 0$) из формулы (4) следует зависимость

$$\sigma_{Z1} = \sigma_{T0} \ln \mu (1 + f/\operatorname{tg} \alpha), \quad (7)$$

которая отличается от формулы Зибеля только значением предела текучести (в формуле Зибеля используется среднее значение σ_T предела текучести в очаге пластической деформации).

Формула (5) для расчета прироста осевого напряжения от действия противонапряжения при отсутствии упрочнения определяет уравнение

$$\sigma_{Zq} = \sigma_q (1 - f \ln \mu / \operatorname{tg} \alpha). \quad (8)$$

Вторая упрощенная формула И.Л. Перлина для расчета напряжения волочения включает выражения (7) и (8), но только с приведенным значением $\alpha_{\text{пр}}$ угла волочения [1, 8]. Необходима оценка степени расхождения для значений прироста напряжения σ_{Zq} по формулам (5) и (8) при разных значениях коэффициентов трения, вытяжки и упрочнения k и угла α волочения.

Формулы (5) и (8) не включают предел текучести σ_{T0} материала проволоки [9]:

$$\sigma_{Zq} = \frac{\sigma_q}{\mu^{f/\operatorname{tg} \alpha}}. \quad (9)$$

При модели упрочнения (1) недостаточно данных о влиянии коэффициента упрочнения k на показатели процесса волочения. Представляют интерес результаты сравнения значений напряжения волочения в зависимости от предела текучести σ_{T0} при отсутствии и наличии противонапряжения.

Цель работы — определить показатели процесса волочения в зависимости от коэффициента упрочнения k и исходного предела текучести σ_{T0} при разных параметрах деформации.

Приняты следующие модели упрочнения, МПа:

$$\sigma_T = 340\mu^{0,25}; \quad (10)$$

$$\sigma_T = 340\mu^{0,75}; \quad (11)$$

$$\sigma_T = 340\mu^{1,37}; \quad (12)$$

$$\sigma_T = 500\mu^{0,75}; \quad (13)$$

$$\sigma_T = 750\mu^{0,25}; \quad (14)$$

$$\sigma_T = 750\mu^{0,75}. \quad (15)$$

На рис. 1 приведены зависимости предела текучести σ_T от коэффициента вытяжки μ при моделях упрочнения (10)—(15).

Модель упрочнения (12) получена для коррозионно-стойкой стали 12X18H10T при термической обработке по общепринятому заводскому режиму при производстве проволоки: охлаждение в воде после выдержки при 1050 °С [10]. Зависимость (12) определена для первых двух проходов маршрута холодного волочения проволоки. Модели упрочнения (13)—(15) отражают характер упрочнения углеродистых сталей после патентирования [11]. Модели упрочнения (10)—(15) дают возможность оценить влияние исходного предела текучести σ_{T0} и коэффициента упрочнения k на предел текучести σ_T при конкретном коэффициенте вытяжки μ . В частности кривые 1—3 показывают влияние коэффициента упрочнения при исходном пределе текучести 340 МПа. Кривые 2, 4 и 6 при коэффициенте упрочнения 0,75 показывают влияние исходного предела текучести σ_{T0} на предел текучести σ_T .

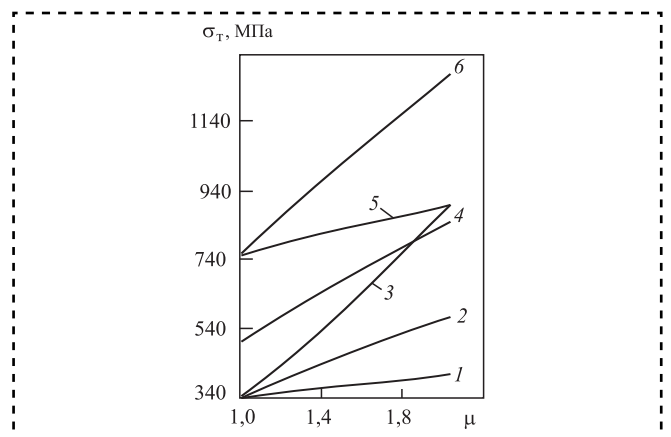


Рис. 1. Зависимость предела текучести σ_T от коэффициента вытяжки μ для моделей упрочнения: 1 — (10); 2 — (11); 3 — (12); 4 — (13); 5 — (14); 6 — (15)

В теории волочения недостаточно данных о влиянии интенсивности упрочнения на прирост осевого напряжения от действия противонапряжения, так как формулы для расчета прироста осевого напряжения от противонапряжения в основном не включают коэффициенты упрочнения.

Приняли напряжение противонапряжения $\sigma_q = 100$ МПа и рассчитали разность прироста осевого напряжения от действия противонапряжения при отсутствии упрочнения ($k = 0$) и при переменном коэффициенте упрочнения k :

$$\Delta_\sigma = \sigma_{q_z}(k = 0) - \sigma_{q_z}(k), \quad (16)$$

где $\sigma_{q_z}(k = 0)$, $\sigma_{q_z}(k)$ — прирост осевого напряжения от действия противонапряжения при отсутствии и наличии упрочнения соответственно.

Разность (16) оценили в процентах:

$$\delta_\sigma = 100(\sigma_{q_z}(k = 0) - \sigma_{q_z}(k)) / \sigma_{q_z}(k = 0). \quad (17)$$

На рис. 2 построены зависимости для показателей (16) и (17) от коэффициента упрочнения k при коэффициентах вытяжки 1,15 и 1,50, трения

0,05 и 0,15, угле α волочения 6 и 10°. Данные рис. 2 определены при исходных пределах текучести $\sigma_{T0} = 500, 750$ и 1000 МПа.

Исходный предел текучести σ_{T0} не оказывает влияния на показатели (16) и (17), так как линии при пределах текучести $\sigma_{T0} 500, 750$ и 1000 МПа слились как при коэффициенте вытяжки 1,15 (кривая 1), так и при коэффициенте вытяжки 1,50 (кривая 2). Показатели (16) и (17) положительные, так как при отсутствии упрочнения больше прирост осевого напряжения от действия противонапряжения. Кривая 2 выше кривой 1, что указывает на увеличение показателей Δ_σ и δ_σ при повышении коэффициента вытяжки. Показатели Δ_σ и δ_σ увеличились от повышения коэффициента трения от 0,05 до 0,15 и от уменьшения угла α от 10 до 6°, так как снизился прирост $\sigma_{q_z}(k)$ при деформационном упрочнении в формулах (16) и (17).

Коэффициент запаса прочности γ И.Л. Перлина рассчитали по формуле [1]:

$$\gamma = \sigma_{Tk} / \sigma_Z, \quad (18)$$

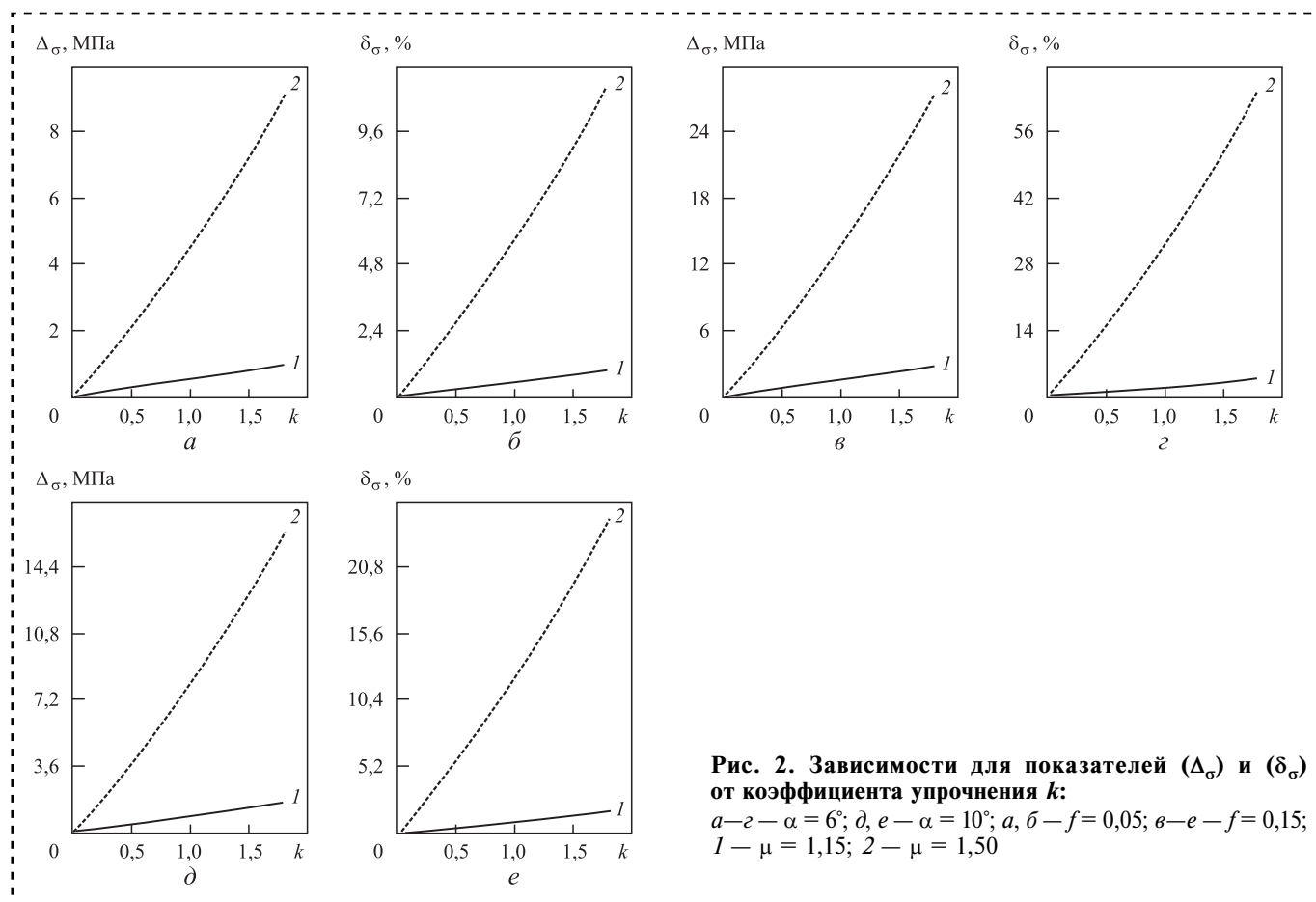


Рис. 2. Зависимости для показателей (Δ_σ) и (δ_σ) от коэффициента упрочнения k :

$a - z - \alpha = 6^\circ$; $d, e - \alpha = 10^\circ$; $a, b - f = 0,05$; $b - e - f = 0,15$; $1 - \mu = 1,15$; $2 - \mu = 1,50$



где σ_{tk} и σ_Z — предел текучести материала проволоки и напряжение волочения на выходе проволоки соответственно.

При $\sigma_{tk} = \sigma_Z$ коэффициент $\gamma = 1$ и наступает предельное условие волочения. В работе [1] приведены рекомендуемые значения коэффициента γ запаса прочности в зависимости от параметров деформации, материала проволоки и условий волочения.

Показатель напряженного состояния k_σ по В.Л. Колмогорову [12]:

$$k_\sigma = \sigma/T, \quad (19)$$

где σ — среднее нормальное напряжение;

T — интенсивность касательных напряжений.

Зависимости для напряжения волочения σ_Z , коэффициента запаса прочности γ и показателя напряженного состояния k_σ от коэффициента упрочнения k при коэффициенте трения 0,05 приведены на рис. 3, а при коэффициенте трения 0,15 — на рис. 4. Зависимости рис. 3 и 4 построены при коэффициенте вытяжки 1,15 и 1,50, напряжении противонапряжения 0 и 100 МПа, угле α волочения 6 и 10°, исходном пределе текучести 500, 750 и 1000 МПа.

Напряжение волочения σ_Z при отсутствии и наличии противонапряжения зависит от исходного предела текучести σ_{T0} (рис. 3, а, б). Например, кривая 1 при $\sigma_{T0} = 500$ МПа и коэффициенте вытяжки 1,15 находится ниже кривых 3 и 5 соответственно при $\sigma_{T0} = 750$ МПа и $\sigma_{T0} = 1000$ МПа. Кривая 6 при $\sigma_{T0} = 1000$ МПа и коэффициенте вытяжки 1,50 показывает более высокое напряжение σ_Z . С увеличением коэффициента упрочнения k более интенсивно повышается напряжение σ_Z при коэффициенте вытяжки 1,50 (кривые 2, 4, 6). При коэффициенте вытяжки 1,15 влияние исходного предела текучести σ_{T0} на напряжение волочения меньше, поэтому меньше расстояние между кривыми 1, 3 и 5.

Линии для коэффициента запаса прочности γ (рис. 3, в) и показателя напряженного состояния k_σ (рис. 3, д) при пределе текучести 500, 750 и 1000 МПа и отсутствии противонапряжения слились при обоих значениях коэффициента вытяжки. Кривые 1, 3 и 5 находятся значительно выше для коэффициента γ и ниже для показателя k_σ , чем соответствующие кривые 2, 4 и 6 при коэффициенте вытяжки 1,50 (рис. 3, в, д).

От действия противонапряжения значительно уменьшился коэффициент запаса прочности γ при коэффициенте вытяжки 1,15 и исходном пределе текучести 500 МПа (рис. 3, з, кривая 1). При коэффициенте вытяжки 1,15 и $\sigma_{T0} = 1000$ МПа коэффициент γ снизился от противонапряжения в меньшей степени (рис. 3, з, кривая 5). Кривая 2 при коэффициенте вытяжки 1,50 и $\sigma_{T0} = 500$ МПа показывает менее интенсивное снижение коэффициента γ от противонапряжения, чем при коэффициенте вытяжки 1,15 (кривая 1).

Кривая 1 показывает более значительное увеличение показателя напряженного состояния k_σ от действия противонапряжения (рис. 3, е). При исходном пределе текучести 1000 МПа и коэффициенте вытяжки 1,50 показатель k_σ изменился от действия противонапряжения (кривая 6) меньше. В отличие от коэффициента запаса прочности γ показатель k_σ уменьшился с увеличением коэффициента упрочнения.

Для объяснения расположения линий для коэффициента запаса прочности γ и показателя k_σ при изменении исходного предела текучести σ_{T0} формулу (18) с учетом модели упрочнения (1) и уравнений (4) — (6) представили в виде:

$$\gamma = \mu^k \left\{ \frac{(\mu^k - 1)(1 + f/\operatorname{tg} \alpha)}{k} + \frac{\sigma_q}{\sigma_{T0}} \left[1 - \frac{f(\mu^k - 1)}{k \operatorname{tg} \alpha} \right] + \frac{2 \operatorname{tg} \alpha (1 + \mu^k)}{3\sqrt{3}} \right\}^{-1}. \quad (20)$$

При отсутствии противонапряжения коэффициент запаса прочности γ не зависит от исходного предела текучести σ_{T0} при модели упрочнения (1), что следует из формулы (20). От действия противонапряжения увеличение предела текучести σ_{T0} при фиксированных значениях других параметров деформации повышает запас прочности γ . Например, на рис. 3, з кривая 5 при пределе текучести 1000 МПа выше кривой 1 при пределе $\sigma_{T0} = 500$ МПа, т.е. запас прочности γ больше при $\sigma_{T0} = 1000$ МПа. Отметим связь коэффициента запаса прочности γ И.Л. Перлина и показателя k_σ напряженного состояния [13, 14]:

$$k_\sigma = \frac{3 - 2\gamma}{\sqrt{3}\gamma};$$

$$\gamma = \frac{3}{\sqrt{3}k_\sigma + 2}.$$

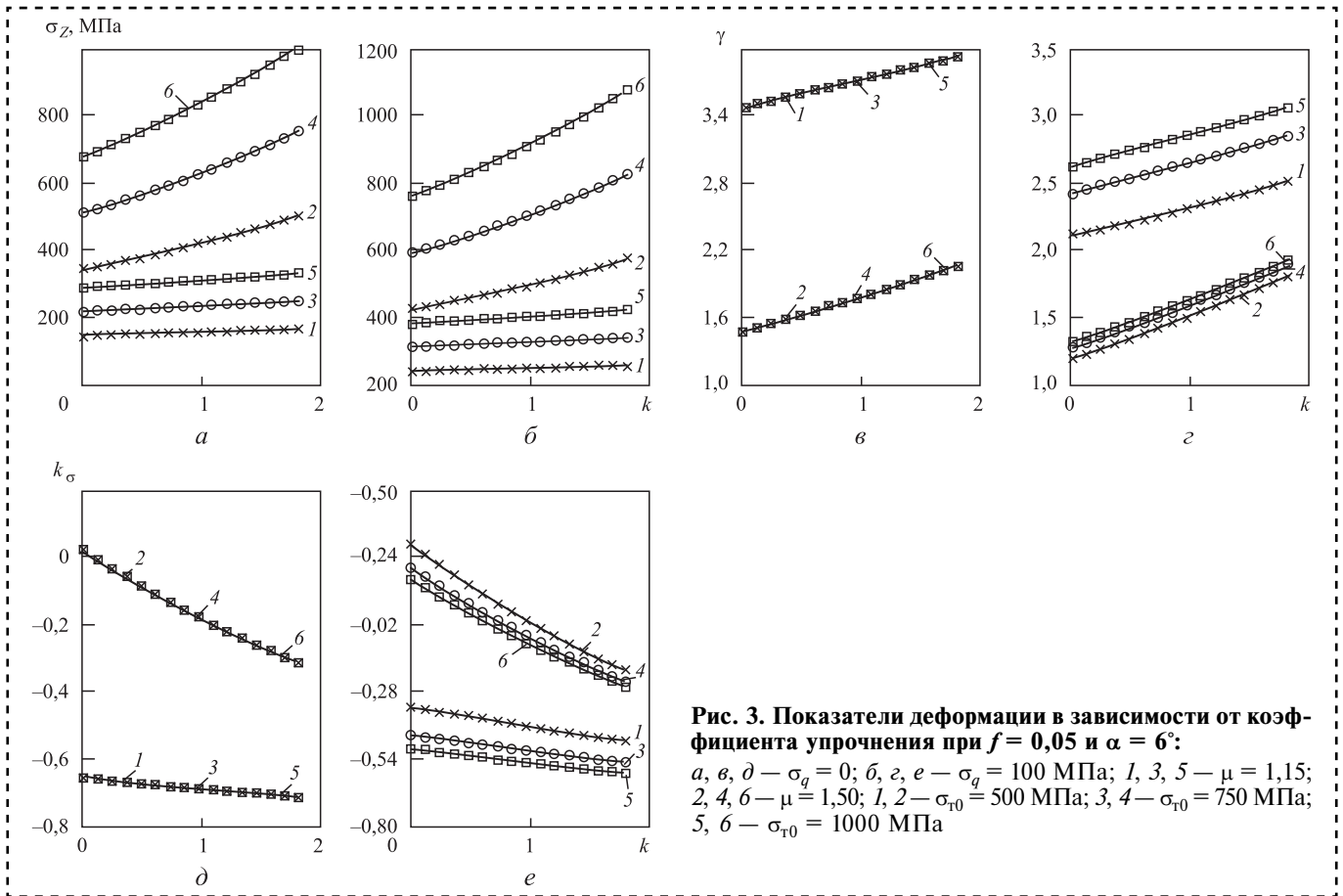


Рис. 3. Показатели деформации в зависимости от коэффициента упрочнения при $f = 0,05$ и $\alpha = 6^\circ$:

$a, b, d - \sigma_q = 0$; $b, z, e - \sigma_q = 100$ МПа; 1, 3, 5 — $\mu = 1,15$; 2, 4, 6 — $\mu = 1,50$; 1, 2 — $\sigma_{T0} = 500$ МПа; 3, 4 — $\sigma_{T0} = 750$ МПа; 5, 6 — $\sigma_{T0} = 1000$ МПа

Поэтому большему показателю k_σ напряженного состояния соответствует меньший коэффициент запаса прочности γ .

Сопоставление расположения соответствующих линий на рис. 3 и рис. 4, $a-e$ показывает увеличение напряжения волочения и показателя напряженного состояния и уменьшение коэффициента запаса прочности от повышения коэффициента трения от 0,05 до 0,15 при угле волочения 6° . С увеличением коэффициентов вытяжки и трения уменьшается влияние противонапряжения на напряжение волочения, что следует из сравнения расположения концов кривых 2, 4 и 6 на рис. 4, a, b . Кривые 2, 4 и 6 для коэффициента запаса прочности пересекают ось абсцисс при коэффициенте $\gamma = 1$, определяя предельные значения коэффициента k упрочнения (рис. 4, v, z). Предельное значение коэффициента k больше при действии противонапряжения (рис. 4, z). Кривая 2 при исходном пределе текучести 500 МПа показывает на рис. 4, z более высокое предельное значение коэффициента k . Верхняя горизонтальная линия графиков для показателя k_σ (рис. 4, d, e)

пересекает ось ординат при $k_\sigma = 0,58$. Абсциссы точек пересечения кривых 2, 4 и 6 с верхней горизонтальной линией также определяют предельные значения коэффициента k упрочнения (рис. 4, d, e).

От увеличения угла волочения от 6 до 10° уменьшились напряжение волочения и показатель напряженного состояния и повысился коэффициент запаса прочности γ при коэффициенте трения 0,15 (рис. 4, $ж-м$). При действии противонапряжения предельное значение коэффициента упрочнения k показывает только кривая 2 для коэффициента γ (рис. 4, $к$) и показателя k_σ (рис. 4, $м$).

Для нахождения предельного значения коэффициента упрочнения k в зависимости от параметров волочения построены графики на рис. 5 при коэффициенте трения 0,20, напряжении противонапряжения 0 и 100 МПа. Зависимости на рис. 5, a, b, d, e определены при отсутствии противонапряжения и на рис. 5, v, z при напряжении противонапряжения 100 МПа. Принят исходный предел текучести 500 МПа (кривые 1 и 2), 750 МПа (кривые 3 и 4)

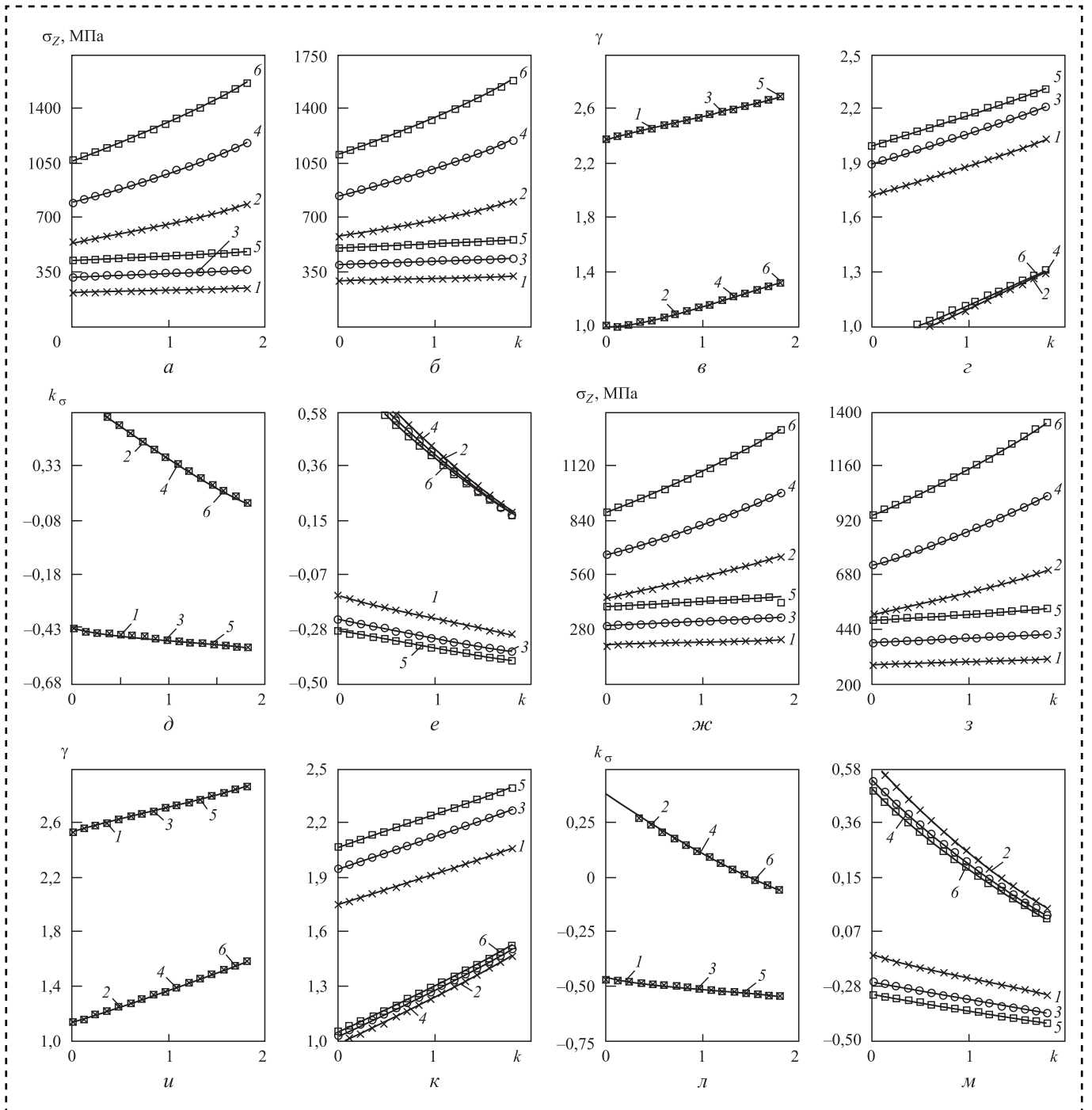


Рис. 4. Показатели деформации в зависимости от коэффициента упрочнения при $f = 0,15$:

$a, в, д, ж, и, л - \sigma_q = 0$; $б, з, е, з, к, м - \sigma_q = 100$ МПа; $a-e - \alpha = 6^\circ$; $ж-м - \alpha = 10^\circ$; $1, 3, 5 - \mu = 1,15$; $2, 4, 6 - \mu = 1,50$; $1, 2 - \sigma_{r0} = 500$ МПа; $3, 4 - \sigma_{r0} = 750$ МПа; $5, 6 - \sigma_{r0} = 1000$ МПа

и 1000 МПа (кривые 5 и 6). При построении зависимостей на рис. 5, $a-g$ коэффициент вытяжки 1,15 (кривые 1, 3 и 5) и 1,50 (кривые 2, 4 и 6). Угол $\alpha = 6^\circ$ (рис. 5, $a, в$) и 10° (рис. 5, $б, з$). Зависимости на рис. 5, $д$ построены при $\alpha = 5^\circ$ и на рис. 5, $е$ при $\alpha = 6^\circ$. Коэффициент вытяжки μ при построении 1,40 (рис. 5, $д, е$, кривые 1, 3, 5) и 1,45 (кривые 2, 4, 6).

Кривые 2, 4, 6 при коэффициенте вытяжки 1,50 и $\alpha = 6^\circ$ пересекают ось абсцисс при коэффициенте упрочнения $k > 1$ (рис. 5, a). При $\alpha = 10^\circ$ предельный коэффициент упрочнения $k \approx 0$ при коэффициенте вытяжки 1,50 (рис. 5, $б$).

При действии противонапряжения предельное значение коэффициента упрочнения

увеличилось несущественно при $\alpha = 6^\circ$ (рис. 5, в) и более заметно при $\alpha = 10^\circ$ (рис. 5, г). Увеличение предельного коэффициента упрочнения от действия противонапряжения следует из сравнения расположения соответствующих кривых на рис. 4, а, б и рис. 4, в, г. Предельный коэффициент упрочнения больше при исходном пределе текучести 500 МПа (кривая 2) и меньше при $\sigma_{T0} = 1000$ МПа (кривая б).

На рис. 5, д, е предельное значение коэффициента k больше при коэффициенте вытяжки 1,45 (кривые 2, 4, б), чем при коэффициенте $\mu = 1,40$ (кривые 1, 3, 5). Предельное значение коэффициента k больше при $\alpha = 5^\circ$ (рис. 5, д). При $\alpha = 6^\circ$ и действии противонапряжения на рис. 4, г при коэффициенте трения 0,15 предельное значение коэффициента упрочнения $k \approx 0,5$, а на рис. 5, в при коэффициенте трения $f = 0,20$, $\alpha = 6^\circ$ и действии противонапряжения коэффициент упрочнения $k > 1$. Таким образом, предельное значение коэффициента k увеличивается при росте напряжения противонапряжения и коэффициентов

вытяжки и трения, уменьшении угла волочения и исходного предела текучести (при действии противонапряжения).

При $\alpha = 6^\circ$ зависимости показателей деформации от исходного предела текучести σ_{T0} показаны на рис. 6 при коэффициенте трения 0,05 и на рис. 7 при коэффициенте трения 0,15. Данные рис. 6 и 7 построены при коэффициенте вытяжки 1,15 и 1,50, напряжении противонапряжения 0 и 100 МПа, коэффициентах упрочнения 0,0001; 0,75 и 1,50.

Напряжение волочения σ_Z находится в линейной зависимости от предела текучести σ_{T0} (рис. 6, а, б, рис. 7, а, б). Кривые 1, 3 и 5 при коэффициенте вытяжки 1,15 находятся значительно ниже кривых 2, 4, б при коэффициенте $\mu = 1,50$. При коэффициенте упрочнения $k = 0,0001$ меньше напряжение волочения, что показывают кривые 1 и 2 при коэффициенте вытяжки 1,15 и 1,50 соответственно. Напряжение волочения заметно повысилось от приложения противонапряжения при коэффициенте вытяжки 1,15 (кривые 1, 3 и 5).

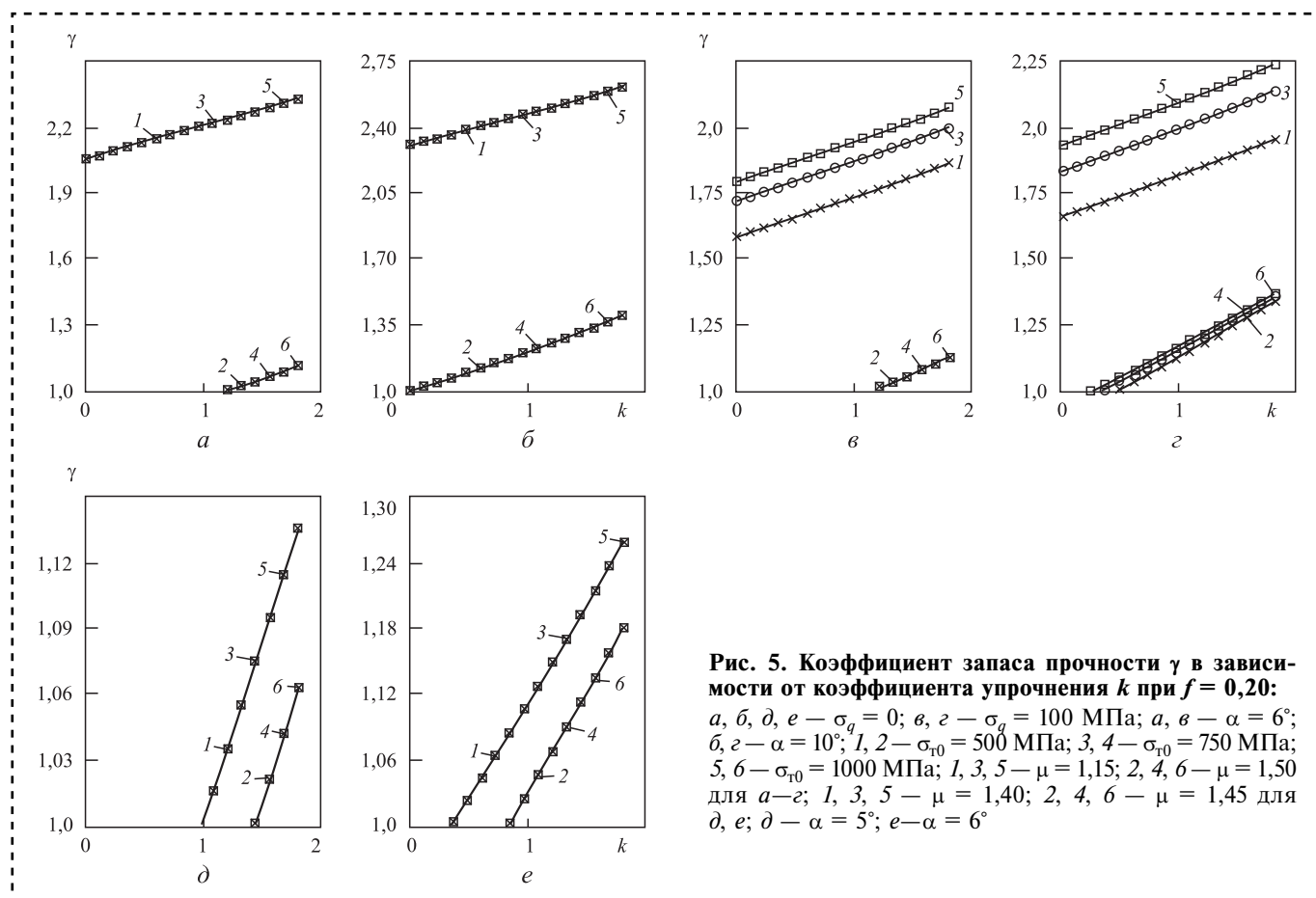
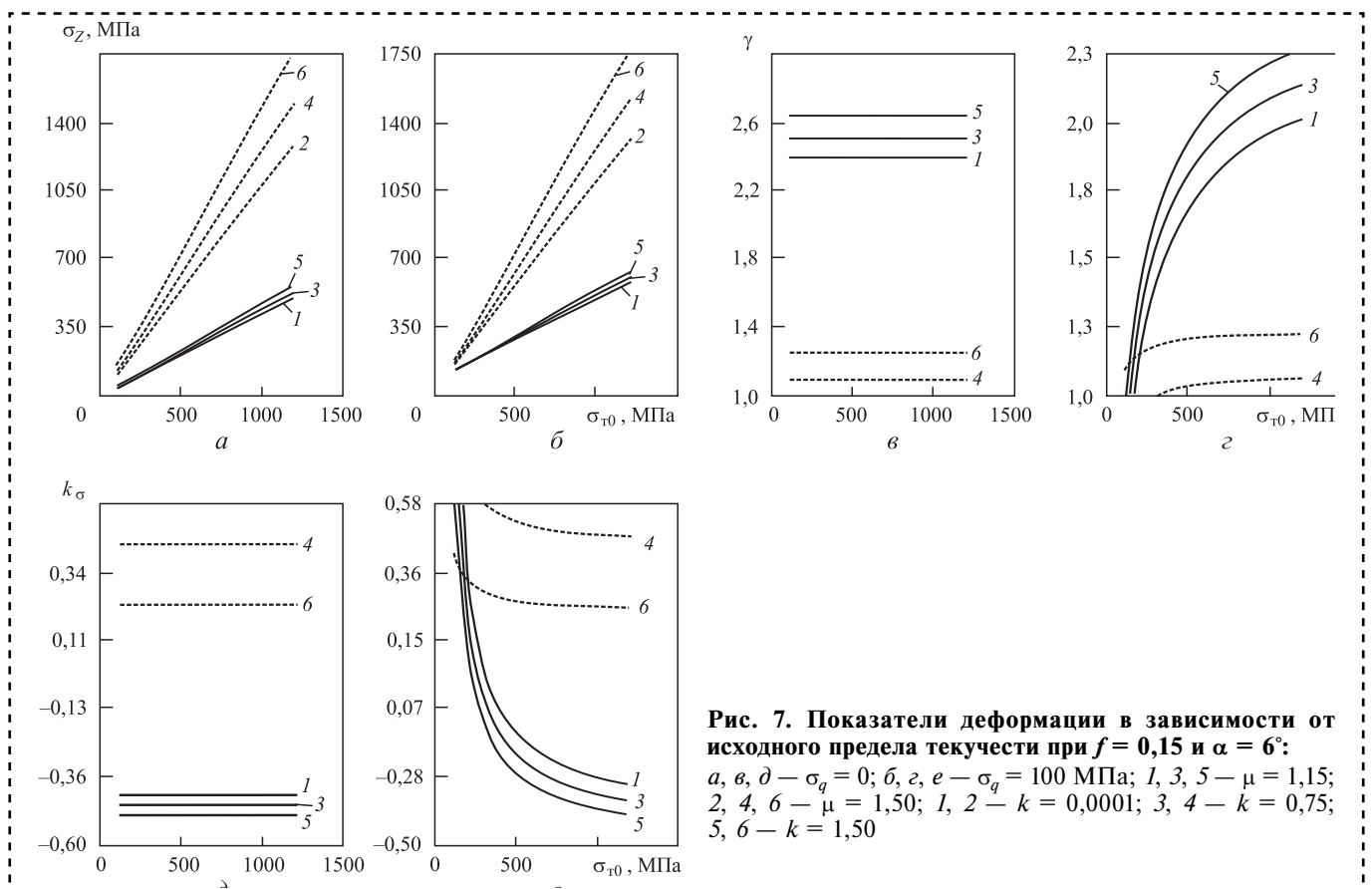
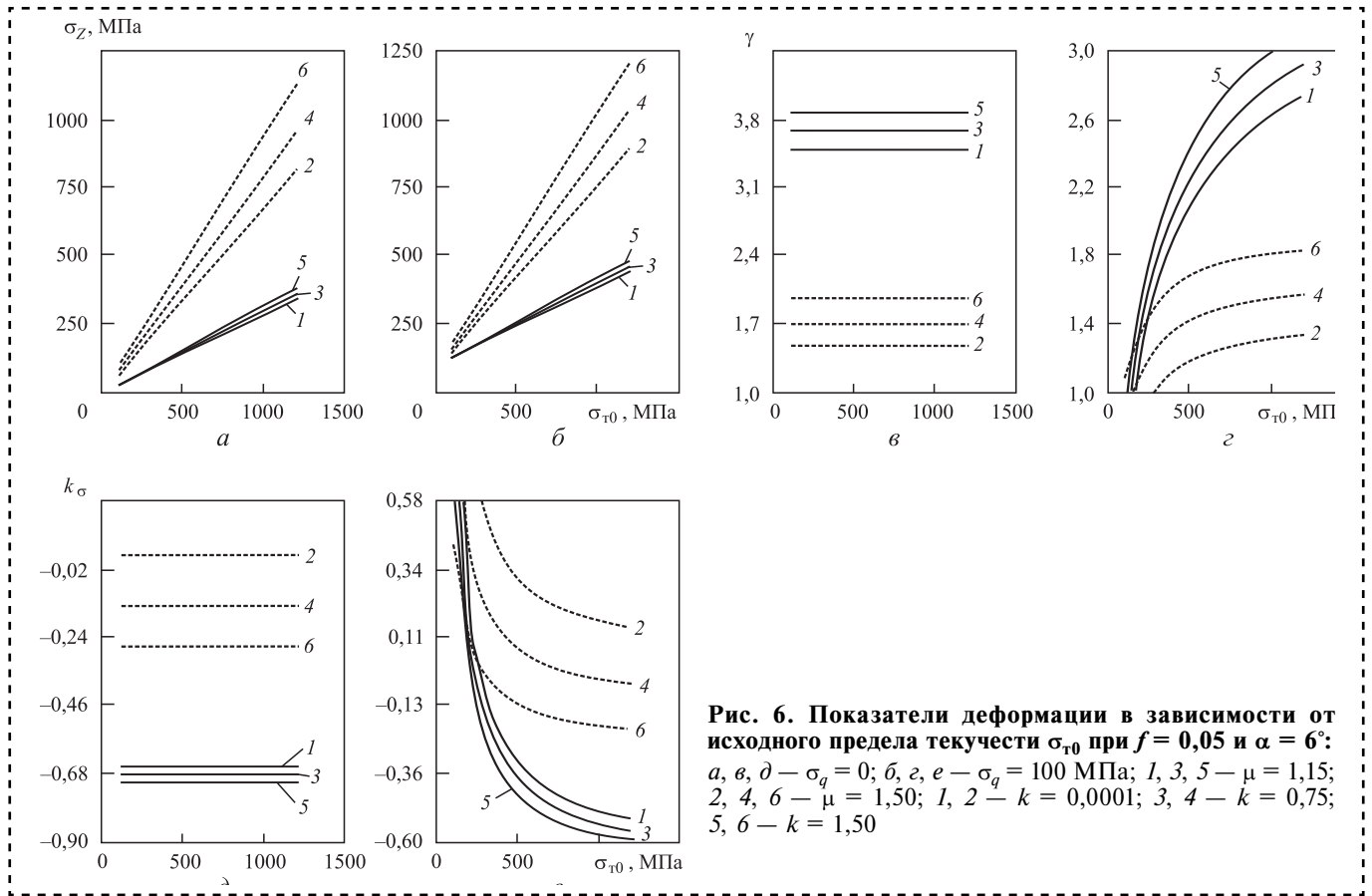


Рис. 5. Коэффициент запаса прочности γ в зависимости от коэффициента упрочнения k при $f = 0,20$:

а, б, д, е — $\sigma_g = 0$; в, г — $\sigma_g = 100$ МПа; а, в — $\alpha = 6^\circ$; б, г — $\alpha = 10^\circ$; 1, 2 — $\sigma_{T0} = 500$ МПа; 3, 4 — $\sigma_{T0} = 750$ МПа; 5, 6 — $\sigma_{T0} = 1000$ МПа; 1, 3, 5 — $\mu = 1,15$; 2, 4, 6 — $\mu = 1,50$ для а–г; 1, 3, 5 — $\mu = 1,40$; 2, 4, 6 — $\mu = 1,45$ для д, е; д — $\alpha = 5^\circ$; е — $\alpha = 6^\circ$



При отсутствии противонапряжения кривые для коэффициента запаса прочности γ и показателя k_σ параллельны оси абсцисс (рис. 6, в, д, рис. 7, в, д). При коэффициенте трения 0,15 на графиках для коэффициента γ и показателя k_σ кривая 2 при коэффициентах вытяжки 1,50 и упрочнения 0,0001 оказалась вне поля графиков рис. 7, в–е.

При действии противонапряжения коэффициент γ увеличивается, а показатель k_σ уменьшается при росте исходного предела текучести σ_{T0} (рис. 6, 7). Более это заметно при коэффициенте вытяжки 1,15 (кривые 1, 3 и 5). Кривая 5 при коэффициенте упрочнения $k = 1,50$ показывает более интенсивное положительное изменение коэффициента γ и показателя k_σ при

росте исходного предела текучести σ_{T0} . Все кривые на рис. 6, а, б и на рис. 7, а, б расходятся, так как с ростом исходного предела текучести усиливается влияние коэффициентов вытяжки и упрочнения на напряжение волочения. Расположение кривых 1, 3 и 5 для коэффициента γ и показателя k_σ при коэффициенте $\mu = 1,15$ существенно отличается при отсутствии и действии противонапряжения.

На контурных графиках рис. 8 показано совместное влияние исходного предела текучести σ_{T0} и коэффициента упрочнения k на показатели деформации при $\alpha = 6^\circ$, коэффициенте вытяжки 1,50, напряжении противонапряжения 0 и 100 МПа, коэффициенте трения 0,05 и 0,15. Предел текучести σ_{T0} варьировали в интер-

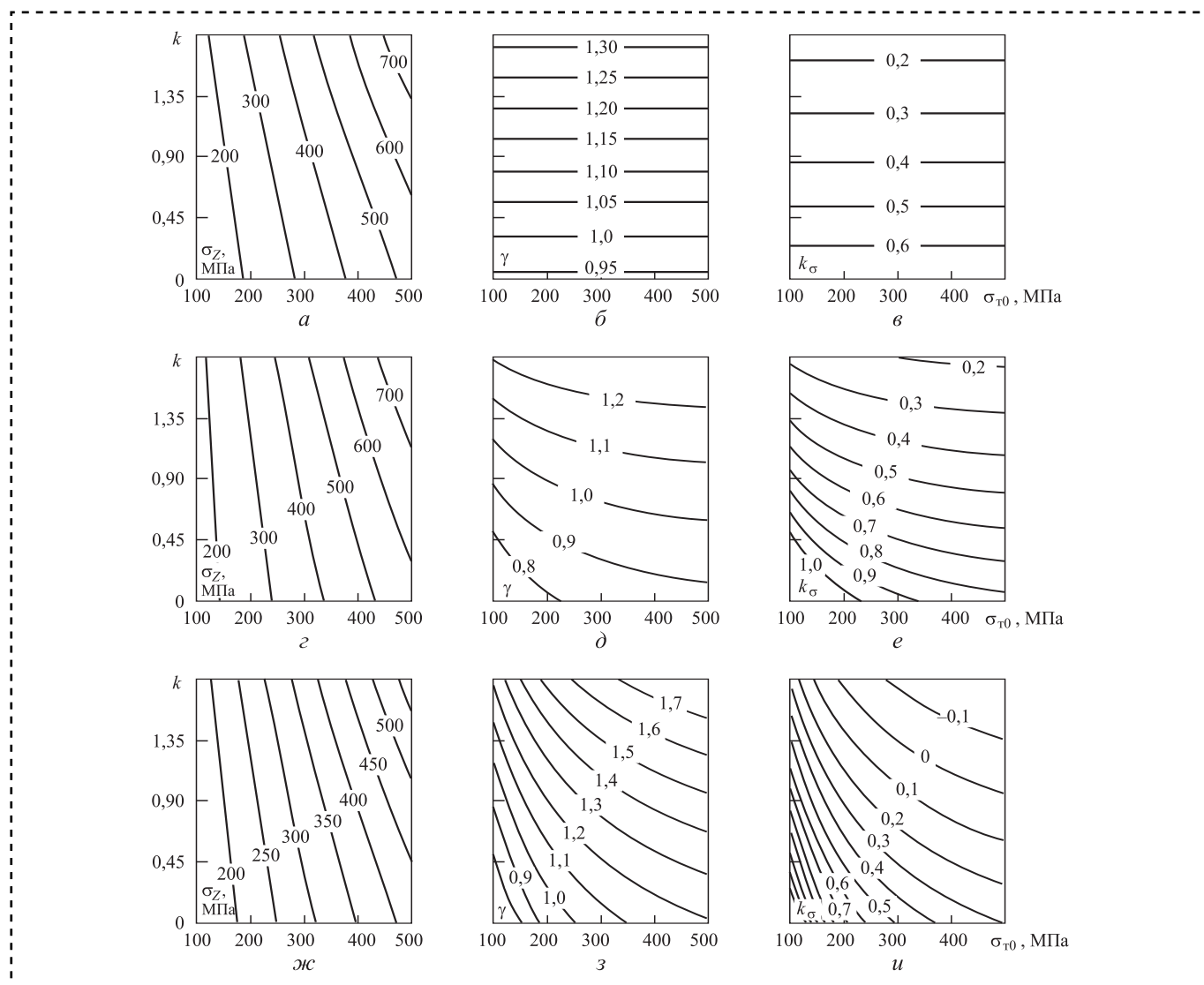


Рис. 8. Влияние исходного предела текучести σ_{T0} материала проволоки и коэффициента k его упрочнения на показатели деформации при $\alpha = 6^\circ$ и коэффициенте вытяжки 1,50:

$a-e - f = 0,15$; $ж-u - f = 0,05$; $a-v - \sigma_q = 0$; $z-u - \sigma_q = 100$ МПа



вале 100...500 МПа, коэффициент упрочнения $k = 0...1,80$.

При отсутствии противонапряжения линии уровня для коэффициента запаса прочности (рис. 8, б) и показателя k_{σ} (рис. 8, в) параллельны оси абсцисс. В зависимости от коэффициента упрочнения k коэффициент запаса прочности может быть меньше 1, а показатель k_{σ} — больше 0,58.

Графики для коэффициента запаса прочности γ и показателя k_{σ} при действии противонапряжения (рис. 8, д, е) заметно отличаются от соответствующих графиков при отсутствии противонапряжения (рис. 8, б, в). Кривые уровня графиков для коэффициента запаса прочности γ и показателя k_{σ} при действии противонапряжения имеют наклон к оси абсцисс (рис. 8, д, е).

На графиках для коэффициента запаса прочности при наличии противонапряжения имеется линия уровня 1,0, определяющая предельное условие волочения (рис. 8, д, з). На графиках для показателя k_{σ} (рис. 8, е, и) нет линии уровня 0,58 для предельного волочения. Однако на рис. 8, е, и для показателя k_{σ} определена линия уровня 0,6, расположение которой относительно осей графика существенно не отличается от расположения линии уровня 1,0 для коэффициента запаса прочности на рис. 8, д, з.

Линии уровня для напряжения волочения имеют малый угол наклона к оси ординат, что указывает на значительную зависимость напряжения от исходного предела текучести материала проволоки. Коэффициент запаса прочности γ и показатель напряженного состояния k_{σ} более зависят от коэффициента упрочнения, чем напряжение волочения. Для показателей γ , k_{σ} линии уровня имеют более высокую плотность распределения в вертикальном направлении. Наибольшее различие графиков при коэффициенте трения 0,15 (рис. 8, з—е) и 0,05 (рис. 8, ж—и) наблюдается при повышенных значениях коэффициента упрочнения $k > 0,9$. Уменьшение коэффициента трения от 0,15 до 0,05 снизило напряжение волочения и повысило коэффициент запаса прочности. Например, верхняя линия уровня для показателя напряженного состояния при действии противонапряжения и коэффициенте трения 0,05 определяет $k_{\sigma} = -0,1$ (рис. 8, и), а при коэффициенте трения 0,15 верхняя линия уровня на рис. 8, е при $k_{\sigma} = 0,2$.

Заключение

Определена разность прироста осевого напряжения от действия противонапряжения при отсутствии и действии упрочнения в зависимости от коэффициента упрочнения. Разность прироста увеличивается с ростом коэффициентов вытяжки, трения и упрочнения и уменьшением напряжения противонапряжения. При отсутствии упрочнения больше прирост осевого напряжения от действия противонапряжения.

Построены зависимости напряжения волочения, коэффициента запаса прочности И.Л. Перлина и показателя напряженного состояния В.Л. Колмогорова от коэффициента упрочнения при разных значениях исходного предела текучести. Напряжение волочения и коэффициент запаса прочности увеличиваются, а показатель напряженного состояния уменьшается с ростом коэффициента упрочнения. При отсутствии противонапряжения напряжение волочения зависит, а коэффициент запаса прочности и показатель напряженного состояния не зависят от исходного предела текучести.

Определено предельное значение коэффициента упрочнения k , при котором коэффициент запаса прочности равен 1. Предельное значение коэффициента упрочнения увеличивается при росте напряжения противонапряжения и коэффициентов вытяжки и трения, уменьшении угла волочения и исходного предела текучести (при действии противонапряжения).

Построены зависимости показателей деформации от исходного предела текучести σ_{T0} при разных параметрах деформации. При отсутствии противонапряжения коэффициент запаса прочности γ и показатель k_{σ} не зависят от исходного предела текучести. При действии противонапряжения с увеличением предела текучести σ_{T0} повышается коэффициент запаса прочности γ и уменьшается показатель k_{σ} .

Построены контурные графики для оценки совместного влияния исходного предела текучести и коэффициента упрочнения на показатели деформации. При отсутствии противонапряжения линии уровня для коэффициента запаса прочности γ и показателя k_{σ} параллельны оси абсцисс с варьируемым исходным пределом текучести.

Библиографический список

1. **Перлин И.Л., Ерманок М.З.** Теория волочения. М.: Металлургия, 1971, 447 с.
2. **Тарнавский А.Л.** Эффективность волочения с противонапряжением. М.: Metallurgizdat, 1959. 152 с.
3. **Гурьянов Г.Н.** Оценка параметров волочения при разных моделях упрочнения проволочной заготовки // Сталь. 2014. № 7. С. 71–77.
4. **Гурьянов Г.Н., Смирнов С.В.** Влияние формы кривой деформационного упрочнения на напряженные волочения и запас прочности круглого сплошного профиля // Технология металлов. 2018. № 2. С. 13–24.
5. **Гурьянов Г.Н., Смирнов С.В.** Предельные и допустимые значения коэффициента вытяжки при разных параметрах деформации и моделях упрочнения материала проволоки // Производство проката. 2018. № 4. С. 18–26.
6. **Гурьянов Г.Н., Гурьянов Н.Г.** Оптимальные значения дельта-критерия формы очага деформации при волочении круглого сплошного профиля из материала с разными кривыми упрочнения // Упрочняющие технологии и покрытия. 2019. Т. 15. № 9. С. 387–398.
7. **Гурьянов Г.Н.** Осевое напряжение, запас прочности, показатель напряженного состояния и критерии формы очага деформации в зависимости от угла волочения проволоки // Технология металлов. 2019. № 10. С. 8–21.
8. **Гурьянов Г.Н., Смирнов С.В.** Сравнительная оценка показателей деформации при расчете с применением действительного угла волочения и приведенного угла И.Л. Перлина при разных моделях упрочнения материала проволоки // Производство проката. 2018. № 11. С. 10–24.
9. **Гурьянов Г.Н.** Аналитические зависимости для расчета прироста осевого напряжения от действия противонапряжения при волочении круглого сплошного профиля // Заготовительные производства в машиностроении. 2017. Т. 15. № 4. С. 182–186.
10. **Гурьянов Г.Н.** Расчет, анализ напряжений, деформаций и запаса прочности при холодном волочении проволоки. Магнитогорск: ГОУ ВПО "МГТУ", 2008. 358 с.
11. **Изготовление** высококачественных метизов (научный и практический опыт Белорецкого металлургического комбината) / В.А. Кулеша и др. Магнитогорск: Магнитогорский дом печати, 1999. 327 с.
12. **Колмогоров В.Л.** Механика обработки металлов давлением. Екатеринбург: Изд-во УГТУ — УПИ, 2001. 836 с.
13. **Гурьянов Г.Н., Смирнов С.В.** Выбор параметров деформации в проходе волочения проволоки на основе допустимых значений коэффициента запаса прочности И.Л. Перлина и показателя напряженного состояния В.Л. Колмогорова // Проблемы черной металлургии и материаловедения. 2017. № 4. С. 5–12.
14. **Гурьянов Г.Н., Смирнов С.В.** Характер взаимосвязи между расчетными показателями деформации при разных моделях упрочнения материала проволоки // Технология металлов. 2019. № 1. С. 34–46.



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



И.А. Меделяев, д-р техн. наук (Военная академия ВВСН имени Петра Великого)
E-mail: medd_ia@mail.ru

Основы технологии повышения работоспособности узлов трения транспортной техники

Рассмотрены основы технологии повышения работоспособности узлов трения машин и их диагностики акустико-эмиссионным методом. Показано, что смазочную пленку важно создавать на поверхностях трения до их механического нагружения, что обеспечивает "мягкость" стартовых условий во время пуска.

После создания смазочной пленки следует механическое нагружение узла трения с регулированием фрикционного тепловыделения, что в совокупности с фильтрацией смазочного материала и своевременной очисткой фильтрующих элементов от загрязняющих веществ удлиняет время жизни смазочной пленки и повышает срок службы узла трения.

The article deals with the basics of technology for improving the performance of friction units of machines and their diagnostics by acoustic emission method. It is shown that it is important to create a lubricant film on the friction surfaces before they are mechanically loaded, which ensures "soft" starting conditions during their start-up.

After the creation of the lubricant film, the friction unit is mechanically loaded with the regulation of friction heat generation, which, together with the filtration of the lubricant and timely cleaning of the filter elements from pollutants, lengthens the life of the lubricant film and increases the service life of the friction unit.

Ключевые слова: трение, износ, температура, смазочный материал, смазочная пленка, фильтрация, диагностика, работоспособность.

Keywords: friction, wear, temperature, lubricant, lubricant film, filtration, diagnostics, performance.

При работе узлов трения транспортной техники в условиях смешанного смазывания в зоне контакта одновременно протекают взаимосвязанные процессы, непосредственно влияющие друг на друга (рис. 1) и на преобразование механической энергии упругих деформаций в тепловую энергию и температурные волны (рис. 2), которые распространяют теплоту в поверхностном слое от пятен контакта вглубь контактирующих тел.

Тепловая энергия приводит к термическому нагружению материалов пары трения и смазочного материала. Результатом тепловой нагрузки является повышение температуры поверхности трения, причем в различных местах сопряжения по-разному [7]. Поглощение тепловой энергии смазочным материалом приводит к изменению физических свойств и времени жизни смазочной пленки на поверхностях трения [1–6].

Для каждой совокупности эксплуатационных условий, обуславливающих работу трибосопряжения, имеются предельные значения

толщины смазочного слоя, мощности трения, температуры поверхности трения и смазочного материала, превышение которых приводит к срыву смазочной пленки с поверхностей трения из-за нарушения равновесного процесса образования-разрушения смазочных пленок на поверхностях контакта, схватыванию и износу материалов сопряжения.

Для шатунных подшипников базового и форсированного двигателей автомобиля КамАЗ минимальная толщина h_{\min} смазочного слоя принимает значения меньше критических (3 мкм). Доля смешанного ($1 < h_{\min} < 3$ мкм) и граничного режимов смазки ($h_{\min} < 1$ мкм) увеличивается с ростом температурного режима подшипника. Для хорошо выполненных гладких и жестких подшипников и валов предельная толщина смазочного слоя составляет в среднем 3...10 мкм. Для пар трения гидравлических машин (насоса, насосной станции, гидромотора, привод-генератора) предельные значения толщины смазочного слоя составляют в среднем 0,5...1,8 мкм [1–3].



Рис. 1. Процессы в зоне контакта трибологических систем при смешанном смазывании [1–12]

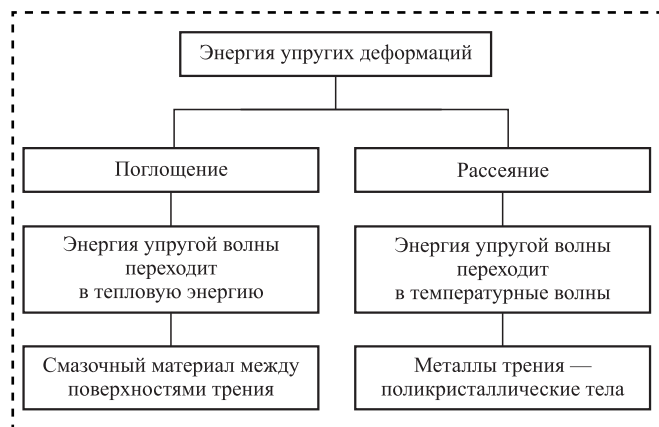


Рис. 2. Преобразование энергии упругой деформации в паре трения со смазочным материалом [1–8]

Наличие прочной смазочной пленки на поверхностях трения определяет работоспособность машин в процессе обкатки при заводских испытаниях и в ходе эксплуатации при низких температурах окружающей среды. Поэтому основная задача поддержания работоспособности машин состоит в обеспечении достаточной прочности смазочной пленки на поверхностях трения.

Смазочную пленку важно создавать на поверхностях трения до механического нагружения. Ее нужно как бы "приклеить" к поверхностям трения, выдержав их определенный промежуток времени при повышенной температуре смазочного материала. В этом должен состоять первоначальный этап управления процессами трения и изнашивания узлов трения машин, обеспечивающий "мягкость" стартовых условий во время их пуска.

При повышении температуры активизируются физико-химические процессы образования смазочных пленок на поверхностях трения, диффузии дефектов кристаллической структуры материалов пары трения, снижается вязкость смазочного материала, формируются макрогеометрия поверхностей и свойства смазочной пленки в зоне трения, которые определяются не просто механическим воздействием поверхностей, а термохимическим взаимодействием смазочного материала с поверхностями пары трения, и повышается адгезия смазочных пленок на поверхностях трения. Этому способствуют фрикционная теплота трения и предварительный нагрев смазочного материала [1–3], снижающие вязкость смазочного материала и модуль упругости, но повышающие коэффициент сжимаемости. В связи с этим при реализации граничного трения смазочная пленка в зазоре пары трения приобретает свойства квазиупругого твердого тела с низким сопротивлением сдвигу [1].

После создания пленки на поверхностях контакта следует этап механического нагружения пар трения машин с регулированием фрикционного тепловыделения, обеспечивающим динамическое равновесие между процессами образования и разрушения смазочных пленок на поверхностях трения (рис. 3). Способ регулирования фрикционного тепловыделения зависит от типа смазочного материала [1].

Вязкостно-температурная характеристика смазочного материала оказывает определяющее влияние на эксплуатационные характеристики машин, показывает способность смазочного материала обеспечить их легкий пуск в процессе обкатки и при низких температурах и осуществить его надежную подачу к наиболее ответственным деталям в период пуска и прогрева двигателя. Поэтому для снижения пусковых износов трибосопряжений транспортной

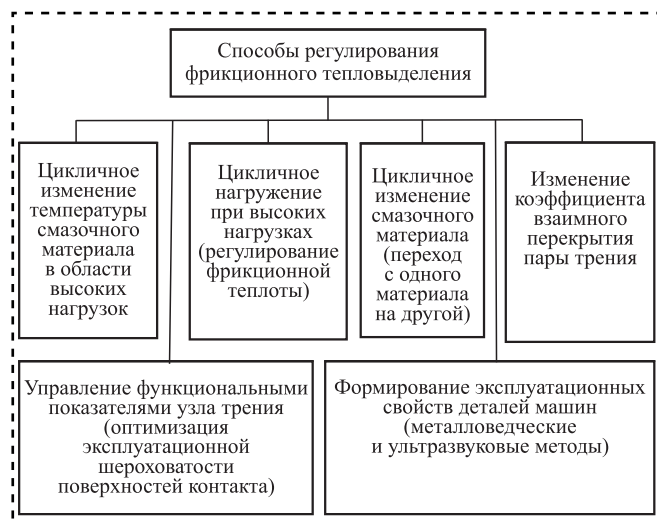


Рис. 3. Обеспечение динамического равновесия между образованием и разрушением смазочных пленок на поверхностях трения [1–3, 13, 14]

техники и повышения ее работоспособности целесообразно создание оптимальных параметров смазочного процесса в узлах трения на режиме пуска за счет поддержания оптимального теплового режима двигателя, гидравлической машины и нормальной работы их систем во время пуска и прогрева.

До начала пуска машины (двигателя, гидравлической машины) необходимо проводить ее тепловую предпусковую подготовку, эффективность применения которой как для облегчения пуска в условиях низких температур, так и для повышения работоспособности и безотказности основных сопряжений, подтверждена многочисленными исследованиями и опытом зимней эксплуатации [3]. Для этого следует применять средства предпусковой подготовки, в том числе устройства, обеспечивающие прогрев и сокращение времени поступления смазочного материала к узлам трения в предпусковой период.

Перспективным способом тепловой подготовки двигателей к пуску при низких температурах может быть предпусковой подогрев двигателя автоматизированным подогревателем жидкостным (АПЖ) и подогрев моторного масла двигателя с использованием устройства тепловой подготовки и подачи моторного масла к парам трения двигателя, дополняющим штатную систему смазки двигателя [3, 15]. Их технологическое совмещение позволяет снизить вязкость моторного масла перед пуском двигателя и создать минимальное давление в главной масляной маги-

страли двигателя, сократить время поступления смазочного материала к узлам трения в предпусковой период, ускорить подготовку двигателя к пуску и снизить силу сопротивления, противодействующую проворачиванию коленчатого вала.

Общее время работы устройства тепловой подготовки моторного масла и предпускового подогревателя не превышает нормативное время работы предпускового подогревателя.

При совместной работе предпускового подогревателя и устройства тепловой подготовки и подачи моторного масла к парам трения двигателя снижение вязкости моторного масла с ростом температуры обеспечивает:

- подачу необходимого количества моторного масла к парам трения двигателя, снижение трения;

- сокращение времени поступления моторного масла к парам трения двигателя и их работы на неблагоприятных режимах за счет обеспечения оптимального теплового режима двигателя и нормальной работы его систем во время пуска и прогрева;

- отвод теплоты от поверхностей трения;
- в зависимости от начальной температуры пуска уменьшить на 5...10 % интенсивность изнашивания подшипников коленчатого вала;
- минимальную пусковую частоту вращения коленчатого вала двигателя при отрицательных температурах;

- прокачиваемость моторного масла;
- уменьшение времени достижения номинального давления после запуска двигателя;
- минимальные потери на внутреннее трение в двигателе;
- снижение расхода топлива и масла на угар.

Тепловая подготовка комплексно решает задачу пуска машин, так как обеспечивает создание условий, необходимых для снижения износа деталей машины.

Для каждого отдельно взятого двигателя внутреннего сгорания определяются оптимальные параметры моторного масла. Именно эти параметры (температура застывания и вязкость) обеспечивают максимальный КПД при минимальном износе деталей сопряжения двигателя при заданных условиях эксплуатации. Вязкость моторного масла более всего меняется в зависимости от температуры, являясь "переменной" величиной она позволяет улучшать пусковые качества двигателя.

Эффективность совместной работы предпускового подогревателя и устройства тепловой подготовки и подачи моторного масла к парам трения двигателя повышается при утеплении двигателя и аккумуляторного отсека. Состояние аккумуляторной батареи в значительной мере влияет на пуск двигателя при низких температурах. Ее энергия расходуется на привод стартера.

Результаты выполненных исследований позволяют выделить факторы, оказывающие основное влияние на создание и разрушение смазочных пленок на поверхностях трения [1–3, 8, 9, 16, 17].

К факторам, влияющим на создание смазочных пленок на поверхностях трения, следует отнести:

- температуру и, как следствие, теплоту смазочного материала;
- фрикционную теплоту трения;
- скорость скольжения, влияющую непосредственно на температуру поверхности трения; поверхность начинает работать как катализатор физико-химических процессов, что приводит к снижению активированного комплекса и увеличению числа молекул, стремящихся к химическому взаимодействию.

В числе факторов, приводящих к разрушению смазочной пленки:

- наличие воздуха в смазочном материале;
- наличие в смазочном материале твердых частиц, включая абразивные частицы (продукты изнашивания, механические примеси).

Предварительное нагревание смазочного материала приводит к его дегазации и исключает влияние воздуха на разрушение смазочной пленки.

Снижению негативного влияния твердых частиц на разрушение смазочной пленки способствует фильтрация смазочного материала. При этом состояние фильтрующих элементов в значительной мере определяет работу гидросистемы машины. Первую очистку фильтров или их замену следует выполнять после обкатки. Из-за несвоевременной очистки фильтрующих элементов гидросистемы загрязняющие вещества попадают в узлы с трибосопряжениями, разрушают смазочную пленку и ускоряют абразивное изнашивание узла трения.

Таким образом, образование смазочных пленок на поверхностях контакта зависит от температуры (теплоты) смазочного материала, скорости скольжения и температуры в зоне трения (фрикционной теплоты), а время их жизни

обуславливается в том числе и чистотой смазочного материала. При этом научный принцип управления процессом трения и износа деталей машин должен быть основан на управлении теплотой смазочного материала.

Для обеспечения работоспособности узлов трения машин имеет большое значение проведение технического диагностирования элементов систем транспортной техники, имеющих поверхности трения, доступ к которым ограничен или отсутствует.

Для их диагностики целесообразно использовать метод акустической эмиссии, позволяющий проводить диагностирование и контроль узлов трения с применением акустико-эмиссионного (АЭ) метода [3, 18].

На основе данного метода предложены методы оценки и контроля технического состояния сложных технических систем, повышающие достоверность диагностирования данных систем и эффективность их применения по назначению в условиях сверхгарантийной эксплуатации [19].

Оценка сигналов, полученных при помощи датчиков АЭ, позволяет контролировать ряд факторов, в том числе наличие и состояние смазочного материала, характеристики трения: силу трения, износ, схватывание, вязкость и смазывающие свойства смазочного материала, температуру поверхности трения, которая также является информативным диагностическим параметром, определяющим реальное состояние узла трения машин [20].

Разработанные научные основы управления трением и износом в узлах трения машин, способы обеспечения динамического равновесия между образованием и разрушением смазочных пленок на поверхностях контакта, фильтрация смазочного материала и технические решения по обеспечению работоспособности узлов трения машин позволяют [1–3, 21, 22]:

- прогнозировать работоспособность машин и совершенствовать технологию их предпусковой тепловой подготовки, комплексно решающей проблему пуска машин вследствие создания условий, необходимых для снижения износа деталей машин;
- увеличить нагрузочную способность узла трения;
- исключить нежелательные явления переноса бронзы на сталь, схватывания и износа;
- увеличить ресурс работы трибосопряжения.



Библиографический список

1. **Меделяев И.А., Албагачиев А.Ю.** Трение и износ деталей машин. М.: Машиностроение, 2008. 462 с.
2. **Приходько В.М., Меделяев И.А., Фатюхин Д.С.** Формирование эксплуатационных свойств деталей машин ультразвуковыми методами. М.: МАДИ, 2015. 264 с.
3. **Меделяев И.А., Волобуев А.В., Безовский А.В.** Обеспечение работоспособности деталей машин. М.: Авторская мастерская, 2017. 158 с.
4. **Меделяев И.А.** Явление термоупругой неустойчивости контакта при смешанной смазке в узлах трения агрегатов транспортной техники // Вестник машиностроения. 2012. № 5. С. 34–39.
5. **Меделяев И.А.** Триботехнические аспекты процессов деформации и разрушения деталей машин // VII Международная конференция "Деформация и разрушение материалов и наноматериалов". М.: ИМЕТ РАН, 2017. С. 713–715.
6. **Меделяев И.А.** Процессы в зоне контакта трибологических систем // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2018. № 2. С. 64–73.
7. **Меделяев И.А.** Энергетика изнашивания деталей машин при смешанном смазывании // Вестник машиностроения. 2018. № 8. С. 42–48.
8. **Меделяев И.А.** Причины деформаций и изнашивания в трибосопряжениях машин и механизмов их пути их снижения // Вестник машиностроения. 2018. № 11. С. 48–52.
9. **Меделяев И.А.** Физика абразивного изнашивания узлов трения технических систем // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2018. № 8. С. 367–375.
10. **Меделяев И.А.** Энергетический критерий разрушения смазочной пленки при смешанном смазывании узлов трения технических систем // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. № 2. С. 58–63.
11. **Меделяев И.А.** Модель трения скольжения в сопряжениях технических систем // Научные труды VI Международной научной конференции "Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении". М.: Спектр, 2019. С. 274–276.
12. **Меделяев И.А.** Контактное взаимодействие деталей машин при смазывании // Вестник машиностроения. 2020. № 1. С. 32–38.
13. **Меделяев И.А., Сорокин А.А., Волобуев А.В.** Трибология сталей и сплавов при смешанной смазке в узлах трения технических систем // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. № 2. С. 63–73.
14. **Меделяев И.А.** Подбор металлических антифрикционных материалов для трибосопряжений технических систем // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. № 12. С. 559–564.
15. **Меделяев И.А.** Влияние температуры на работоспособность трибосопряжений двигателей и гидравлических машин транспортной техники // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 9. С. 28–36.
16. **Меделяев И.А.** Состояние смазочной пленки на поверхностях контакта при смешанном смазывании в узлах трения транспортной техники // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 10. С. 28–34.
17. **Меделяев И.А.** Влияние газосодержания и воды в смазочном материале на трение и изнашивание узлов трения в условиях смешанной смазки // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 11. С. 12–15.
18. **Свиреденок А.И., Мышкин Н.К., Калмыкова Т.Ф., Холодилов С.В.** Акустические и электрические методы в триботехнике. Минск: Наука и техника, 1987. 280 с.
19. **Чмыхало А.И., Меделяев И.А., Челноков А.В., Спиригин В.В.** Разработка и применение акустико-диагностической установки для исследования параметров сигналов акустической эмиссии в теплообменных аппаратах при различных режимах эксплуатации // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. № 10. С. 438–443.
20. **Меделяев И.А.** Диагностика температурной нагруженности антифрикционных пар трения // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2005. Т. 71. № 6. С. 53–58.
21. **Меделяев И.А.** Научное обоснование технических решений по управлению изнашиванием в условиях граничного трения // Вестник машиностроения. 2008. № 11. С. 37–42.
22. **Меделяев И.А.** Управление работоспособностью узлов трения транспортной техники // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 6. С. 28–41.



М.П. Шишкарев, д-р техн. наук

(Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону)

E-mail: shishkarevm@mail.ru

Влияние способа настройки адаптивной фрикционной муфты второго поколения (базовый вариант) на ее предельную нагрузку

Показано, что максимальный вращающий момент адаптивной фрикционной муфты второго поколения (базовый вариант) при ее настройке с учетом минимального коэффициента трения меньше, чем при настройке с учетом среднего коэффициента трения, если отношение среднего коэффициента трения к его минимальному значению больше, чем коэффициент запаса.

It is shown that the maximum torque of adaptive friction clutches of the second generation (baseline) when it is configured with the minimum coefficient of friction less than the setting based on an average coefficient of friction, if a ratio of the coefficient of friction to its minimum value more than the value of the safety factor.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, второе поколение, базовый вариант, настройка, коэффициент трения, коэффициент запаса.

Keywords: adaptive friction clutch, second generation, basic version, setting, friction coefficient, reserve coefficient.

Введение

В работах [1, 2] аналитически доказано обоснованное применение на практике способа настройки адаптивных фрикционных муфт (АФМ) первого поколения, который заключается в том, что процесс настройки учитывает минимальное значение коэффициента трения [3].

Указанный способ обосновывается более высокой надежностью работы АФМ в режиме передачи номинальной нагрузки при пониженных значениях коэффициента трения [4].

В работе [5] установлено, что указанный способ настройки АФМ первого поколения является предпочтительным также и с точки зрения снижения значений максимальных перегрузок, которые допускает муфта при срабатывании в том случае, если оно происходит при максимальном коэффициенте трения.

В плане повышения надежности работы АФМ при пониженных значениях коэффициента трения указанный способ настройки предпочтителен также и для АФМ второго поколения (базовый вариант) [6].

АФМ второго поколения (базовый вариант) отличаются от АФМ первого поколения тем, что в составе первых присутствует вторая, не-

адаптивная фрикционная группа, которая не охвачена отрицательной обратной связью [7]. Эта фрикционная группа идентична по своим функциональным характеристикам муфтам обычной точности срабатывания, т.е. неадаптивным фрикционным муфтам [8].

Для предохранительных фрикционных муфт, не оснащенных отрицательной обратной связью, предельный вращающий момент [8]:

$$T_{\Pi} = zF_{\Pi}R_{\text{ср}}f, \quad (1)$$

где z — число пар поверхностей трения фрикционной группы;

F_{Π} — сила натяжения замыкающей пружины или группы замыкающих пружин;

$R_{\text{ср}}$ — средний радиус поверхностей трения фрикционных дисков;

f — коэффициент трения.

Интерпретируя формулу (1), запишем соответствующие зависимости для двух способов настройки предохранительных фрикционных муфт обычной точности срабатывания:

— при настройке с учетом среднего значения коэффициента трения:

$$T_{\Pi 1} = z\beta_{\text{H}}F_{\Pi 1}R_{\text{ср}}f_{\text{ср}}, \quad (2)$$

где β_{H} — коэффициент запаса сцепления [8];



$F_{п1}$ — сила натяжения пружины или группы замыкающих пружин, соответствующая данному способу настройки муфты;

$f_{ср}$ — среднее значение коэффициента трения;

— при настройке с учетом минимального значения коэффициента трения:

$$T_{п2} = zF_{п2}R_{ср}f_{\min}, \quad (3)$$

где $F_{п2}$ — сила натяжения пружины или группы замыкающих пружин, соответствующая данному способу настройки муфты;

f_{\min} — минимальный коэффициент трения.

В формуле (3) не учитывается коэффициент запаса сцепления, поскольку данный способ настройки муфт предусматривает вероятное случайное уменьшение коэффициента трения в процессе эксплуатации машины.

В результате настройки муфта, независимо от выбранного способа настройки, должна обеспечивать передачу одного и того же номинального вращающего момента:

$$T_{п1} = T_{п2},$$

или, с учетом формул (1) и (3):

$$F_{п2} = \frac{f_{ср}}{f_{\min}} F_{п1}. \quad (4)$$

Поскольку при настройке муфт с учетом среднего значения коэффициента трения вращающий момент $T_{п1}$ больше требуемого номинального вращающего момента (коэффициент β_n в формуле (4) опущен).

Принимая во внимание формулу (2), запишем выражение для вычисления значения максимального вращающего момента муфты, если ограничение передаваемой нагрузки происходит при максимальном коэффициенте трения:

$$T_{п1\max} = z\beta_n F_{п1} R_{ср} f_{\max}, \quad (5)$$

где f_{\max} — максимальный коэффициент трения.

Подставляя правую часть соотношения (4) в выражение (5), получаем:

$$T_{п2\max} = zF_{п1} R_{ср} f_{\max}. \quad (6)$$

При выводе соотношения (6) параметр $f_{ср}$ заменен параметром f_{\max} , в соответствии с вычисляемым значением предельного вращающего момента.

Сопоставляя соотношения (5) и (6), делаем вывод о том, что $T_{п1\max} > T_{п2\max}$. Для предохранительной фрикционной муфты обычной точности срабатывания способ ее настройки с учетом минимального значения коэффициента трения дает определенное преимущество, с точки зрения ограничения максимального значения предельного вращающего момента.

В связи с этим представляет определенный интерес изучение влияния способа настройки АФМ второго поколения (базовый вариант), включающей неадаптивную фрикционную группу, на максимальную нагрузку при срабатывании муфты.

Цель работы — установление оптимального способа настройки АФМ второго поколения (базовый вариант) в контексте его влияния на прочность узлов и деталей приводов машин, защищаемых указанными муфтами.

В качестве предмета исследования рассмотрим базовый вариант АФМ второго поколения (рис. 1). Муфта состоит из полумуфт 1 и 2, которые кинематически связаны между собой посредством двух фрикционных групп — основной, состоящей из фрикционных дисков 3 и 4, и дополнительной, включающей в свой состав нажимной диск 5 и фрикционный диск 6.

Диски 3 связаны со ступицей нажимного диска 5 таким образом, что указанная связь обеспечивает их неподвижность относительно нажимного диска в окружном направлении и подвижность в осевом направлении. Диски 4 и 6 аналогичным способом связаны с барабаном полумуфты 2.

На практике обычно указанные связи реализуют в конструкциях предохранительных фрикционных муфт посредством шлицевого

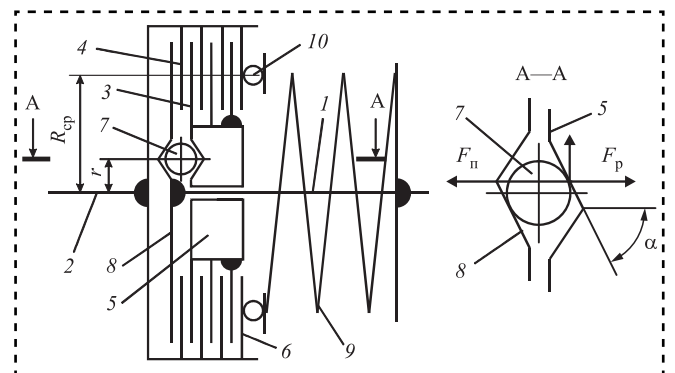


Рис. 1. Принципиальная схема базового варианта АФМ второго поколения

соединения со специальным профилем шлицев [8].

Нажимной диск 5 лишен кинематической связи со ступицей полумуфты 1 в окружном и осевом направлениях.

Управляющее устройство (УУ) отрицательной обратной связи АФМ выполнено в виде тел качения 7, которые размещены равномерно по окружности в гнездах с наклонными боковыми стенками, расположенных на взаимнообращенных торцевых поверхностях нажимного диска и жестко закрепленного на ступице полумуфты 1 упорного диска 8 (см. рис. 1, сечение А-А).

Силовое замыкание обеих фрикционных групп осуществляется посредством пружины 9, поставленной в муфту с предварительным натяжением, которое соответствует выбранному способу настройки АФМ и передаваемой муфтой нагрузке. Для уменьшения влияния сил трения между левым (по рис. 1) опорным торцом пружины и фрикционным диском 6 на точность срабатывания муфты сила натяжения пружины передается на фрикционные группы через упорный подшипник 10.

Определим номинальную нагрузочную способность АФМ, т.е. зависимость вращающего момента муфты от коэффициента трения, учитывая, что полную нагрузку от одной полумуфты к другой передают параллельно обе фрикционные группы (основная и дополнительная):

$$T_{\text{п}} = T_1 + T_2, \quad (7)$$

где T_1 — вращающий момент, передаваемый основной фрикционной группой;

T_2 — вращающий момент, передаваемый дополнительной фрикционной группой.

Вращающие моменты T_1 и T_2 вычислим по формулам:

$$T_1 = zR_{\text{ср}}f(F_{\text{п}} - F_{\text{р}}); \quad (8)$$

$$T_2 = F_{\text{п}}R_{\text{ср}}f, \quad (9)$$

где z — число пар поверхностей трения основной фрикционной группы;

$F_{\text{р}}$ — распорная (отжимная) сила, возникающая между телами качения 7 и нажимным диском 5 при передаче нагрузки не ниже номинальной (см. рис. 1, сечение А-А).

В формуле (9) принято число пар трения дополнительной фрикционной группы равным единице [9].

Распорная (отжимная) сила $F_{\text{р}}$ возникает благодаря передаче телами качения 7 вращающего момента T_2 дополнительной фрикционной группой и части вращающего момента, передаваемого парами трения основной фрикционной группы:

$$F_{\text{р}} = \frac{T_2 + T_3}{r} \operatorname{tg} \alpha, \quad (10)$$

где T_3 — часть вращающего момента основной фрикционной группы;

α — угол наклона боковой стенки гнезда под тело качения 7 (см. рис. 1, сечение А-А);

r — радиус окружности, на которой расположены тела качения 7 (см. рис. 1).

Вычислим вращающий момент T_3 :

$$T_3 = (z - 1)R_{\text{ср}}f(F_{\text{п}} - F_{\text{р}}). \quad (11)$$

Формула (11) отражает вариант конструктивно-компоновочной схемы основной фрикционной группы с одной ведущей парой трения (см. рис. 1).

Подставляя правую часть формулы (11) в соотношение (10) и решая составленное уравнение относительно неизвестного $F_{\text{р}}$, находим:

$$F_{\text{р}} = zF_{\text{п}}C \frac{f}{1 + (z - 1)Cf}, \quad (12)$$

где C — коэффициент усиления (КУ) отрицательной обратной связи АФМ.

Из соотношения (12) следует, что распорная сила $F_{\text{р}}$ зависит, в частности, от числа пар трения основной фрикционной группы, что, при наличии одной ее ведущей пары трения, указывает на влияние дополнительной фрикционной группы на распорную силу.

Подставляя правую часть соотношения (12) в выражение (8), получим:

$$T_1 = zF_{\text{п}}R_{\text{ср}} \frac{1 - Cf}{1 + (z - 1)Cf}. \quad (13)$$

Формула (13) показывает, что при определенных соотношениях значений параметров C и f вращающий момент T_1 основной фрикционной группы может обращаться в ноль. Однако ввиду особенности конструкции рассматриваемой АФМ (наличие в ее составе неадаптивной фрикционной группы 5—6) общий вращающий момент муфты никогда не обращается в ноль.

В связи с этим обстоятельством существует ограничение максимального значения КУ C для



того, чтобы при реальных коэффициентах трения и при его увеличении муфта могла работать только в адаптивном режиме [10].

С учетом соотношений (9) и (13) запишем формулу (7) в следующем виде:

$$T_{п1} = F_{п1} R_{ср} f \frac{z+1-Cf}{1+(z-1)Cf}. \quad (14)$$

Найдя зависимость предельного вращающего момента АФМ от коэффициента трения в форме соотношения (14), проведем сравнительное исследование упомянутых выше двух способов настройки базового варианта АФМ второго поколения в контексте поставленной в работе цели.

Первый способ. Настройка АФМ с учетом среднего значения коэффициента трения. Заменяя в соотношении (14) параметр f параметром f_{\max} , имеем:

$$T_{\max 1} = F_{п1} R_{ср} \beta_H f_{\max} \frac{z+1-Cf_{\max}}{1+(z-1)Cf_{\max}}. \quad (15)$$

При $C > 1/f_{\max}$ соотношение (15) не может быть использовано при расчетах ввиду некорректности математической модели работы муфты.

Второй способ. Настройка АФМ с учетом минимального значения коэффициента трения:

$$T_{\max 2} = F_{п2} R_{ср} \beta_H f_{\max} \frac{z+1-Cf_{\max}}{1+(z-1)Cf_{\max}}. \quad (16)$$

В целях корректности сопоставления вариантов способа настройки АФМ поставим условие, отражающее равенство друг другу значений настроечных вращающих моментов, т.е. $T_{п1} = T_{п2}$. Подставляя последовательно в данное равенство правую часть соотношения (14) и заменяя в последнем параметр f соответственно $f_{ср}$ и f_{\min} , запишем:

$$F_{п2} = F_{п1} \frac{f_{ср} (z+1-Cf_{ср}) [1+(z-1)Cf_{\min}]}{f_{\min} (z+1-Cf_{\min}) [1+(z-1)Cf_{ср}]}. \quad (17)$$

Выражение (17) отражает зависимость между силами натяжения замыкающих пружин (группы замыкающих пружин) для сравниваемых способов настройки АФМ, благодаря которой обеспечивается равенство друг другу значений настроечных вращающих моментов.

Для сопоставления значений максимального вращающего момента при альтернативных спо-

собах настройки АФМ подставим правую часть соотношения (17) в выражение (16):

$$T_{\max 2} = F_{п1} R_{ср} f_{\max} \frac{z+1-Cf_{\max}}{1+(z-1)Cf_{\max}} \times \frac{f_{ср} (z+1-Cf_{ср}) [1+(z-1)Cf_{\min}]}{f_{\min} (z+1-Cf_{\min}) [1+(z-1)Cf_{ср}]}. \quad (18)$$

Положим, что $T_{\max 2} < T_{\max 1}$, подставляя в данное предполагаемое неравенство правые части соотношений (15) и (18), получаем:

$$\frac{f_{ср} (z+1-Cf_{ср}) [1+(z-1)Cf_{\min}]}{f_{\min} (z+1-Cf_{\min}) [1+(z-1)Cf_{ср}]} < \beta_H.$$

Последнему неравенству удовлетворяет множество решений, принадлежащих следующей области чисел:

$$z \in \left(-\infty; \frac{B - \sqrt{B^2 + A}}{2kCf_{\min}(\beta_H - 1)} \right) \cup \left(\frac{B + \sqrt{B^2 + A}}{2kCf_{\min}(\beta_H - 1)}; +\infty \right), \quad (19)$$

где $A = 4kCf_{\min}(\beta_H - 1)(1 - Cf_{\min})(1 - Cf_{ср})$;

$$B = (k - \beta_H)(1 - C^2 f_{\min} f_{ср});$$

$$k = f_{ср}/f_{\min}.$$

Область чисел (19) записана при условии $k > \beta_H$.

Левая полуобласть множества решений отрицательная, поскольку $A > 0$ (при $C = 1/f_{\max}$), поэтому, учитывая физическую сущность параметра z , данную область далее не принимаем во внимание.

Следовательно, способ настройки базового варианта АФМ второго поколения с учетом минимального значения коэффициента трения является более предпочтительным по отношению к альтернативному способу настройки, с точки зрения максимальной перегрузки при срабатывании муфты, если число пар трения основной фрикционной группы удовлетворяет следующему условию:

$$z > \frac{B + \sqrt{B^2 + A}}{2kCf_{\min}(\beta_H - 1)}. \quad (20)$$

Обычно для предохранительных муфт всех типов принимают $\beta_H = 1,25$ [8]. Значение коэффициента k колеблется в пределах 1,6...3,0 для

различных сочетаний фрикционных материалов, наиболее часто применяемых в АФМ [6–8]. Следовательно, формула (20) применима для указанных значений коэффициентов β_H и k .

Рассмотрим два других случая:

- когда $k = \beta_H$;
- когда $k < \beta_H$.

Заменим в исходном неравенстве член f_{cp}/f_{min} на коэффициент k и преобразуем полученное неравенство к следующему виду:

$$(z^2 - 1)f_{min} - f_{cp} < (z^2 - 1)f_{cp} - f_{min}.$$

Данное неравенство записано при условии $k = \beta_H$ и выполняется при любых реальных значениях входящих в него параметров. Следовательно, для рассматриваемого случая по указанному выше критерию способ настройки АФМ с учетом минимального значения коэффициента трения предпочтителен, как и в том случае, когда $k > \beta_H$.

Если выполняется условие $k < \beta_H$, то математическое преобразование исходного неравенства не приводит к устранению коэффициента k :

$$(z^2 - 1)(1 - \beta_H)Cf_{cp} + (z - 1)(k - \beta_H) \times (1 - C^2 f_{min} f_{cp}) - (kf_{cp} - \beta_H f_{min})C < 0. \quad (21)$$

Неравенство (21) отражает предполагаемое неравенство $T_{max2} < T_{max1}$.

В неравенстве (21) первое слагаемое отрицательное, поскольку априори $\beta_H > 1$. Знак второго слагаемого зависит от знака разности $1 - C^2 f_{min} f_{cp}$. Заменяя параметр C его ограничением в виде $C \leq 1/f_{max}$ (в форме равенства), получаем $1 - f_{min} f_{cp}/f_{max}^2$.

В последней разности вычитаемое меньше единицы, поскольку $f_{min} < f_{cp} < f_{max}$. Следовательно, указанная разность положительная, а второе слагаемое в неравенстве (21) отрицательное.

В вычитаемом неравенства (21) разность в скобках отрицательная, если $k < \beta_H f_{min}/f_{cp}$.

Учитывая, что $f_{cp}/f_{min} = k$, запишем последнее неравенство в следующем виде:

$$k < \sqrt{\beta_H}. \quad (22)$$

Для значения коэффициента запаса β_H , обычно принимаемого при расчетах предохранительных муфт всех типов, разность между средним и минимальным коэффициентами

трения невелика ($k \approx 1,13$), что характерно для некоторых сочетаний материалов фрикционных пар, применяемых в АФМ.

Если выполняется условие (22), то подтверждение справедливости неравенства (21) требует дополнительного исследования. Для исследования используем графический способ, с исходными данными: $\beta_H = 1,25$; $C = 1,25$; $f_{cp} = 0,2$; $f_{min} = 0,1$; $k = 1,11$.

График функции, отражающей левую часть неравенства (21), показывает, что при принятых исходных данных неравенство (21) выполняется для всех значений параметра z , причем, с увеличением числа пар трения АФМ модуль левой части указанного неравенства также увеличивается (рис. 2).

Это означает, что с приближением друг к другу значений коэффициентов трения f_{min} и f_{cp} (при $f_{cp} = const$) по-прежнему максимальный вращающий момент при настройке АФМ с учетом минимального значения коэффициента трения будет меньше, чем при настройке с учетом среднего значения коэффициента трения.

Максимальный предельный вращающий момент АФМ второго поколения (базовый вариант) при ее настройке с учетом минимального коэффициента трения меньше, чем при настройке с учетом среднего значения коэффициента трения, если отношение среднего значения коэффициента трения к его минимальному больше, чем значение коэффициента запаса сцепления.

Данное обстоятельство указывает на более высокую точность срабатывания АФМ, если используется указанный способ ее настройки.

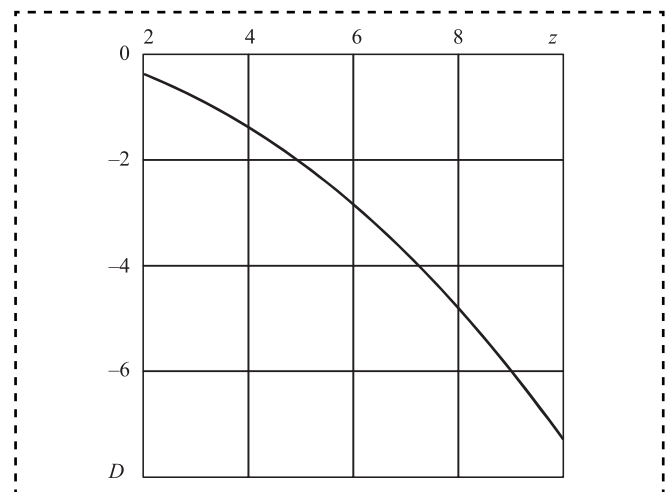


Рис. 2. Зависимость величины многочлена из формулы (21) от числа пар трения основной фрикционной группы



Результаты исследования, приведенные в настоящей работе, могут быть использованы в практике расчета, проектирования и эксплуатации АФМ второго поколения (базовый вариант) и в дальнейших исследованиях АФМ данного типа для оптимизации их конструктивных параметров в целях уменьшения максимальных предельных нагрузок при срабатывании.

Заключение

Исследование влияния способа настройки АФМ второго поколения (базовый вариант) на максимальную нагрузку обусловлено особенностью конструктивно-компоновочной схемы ее фрикционной части, заключающейся в наличии дополнительной фрикционной группы, работающей в неадаптивном режиме.

Способ настройки предохранительных фрикционных муфт обычной точности срабатывания (без устройства обратной связи) с учетом минимального коэффициента трения обладает преимуществом по сравнению со способом настройки с учетом среднего значения коэффициента трения в отношении уменьшения максимального значения предельного вращающего момента муфты.

Максимальный предельный вращающий момент АФМ второго поколения (базовый вариант) при ее настройке с учетом минимального коэффициента трения меньше, чем при настройке с учетом среднего значения коэффициента трения, если отношение среднего значения коэффициента трения к его минимальному больше, чем значение коэффициента запаса сцепления. Преимущество способа настройки АФМ второго поколения (базовый вариант) с учетом минимального значения коэффициента трения достигается также при определенном минимальном числе пар трения основной фрикционной группы, которое зависит от трибологических характеристик материалов элементов пар трения и конструктивных параметров УУ обратной связи.

Если отношение среднего значения коэффициента трения к его минимальному меньше коэффициента запаса сцепления, способ настройки АФМ второго поколения (базовый вариант) с учетом минимального коэффициента трения является предпочтительным с точки зрения минимизации перегрузок при срабатывании муфты при любых значениях параметров УУ обратной связи и трибологических характеристиках фрикционных материалов элементов пар трения.

Библиографический список

1. **Шишкарёв М.П.** Оптимальный способ настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 16—19.
2. **Шишкарёв М.П.** Аналитическое обоснование оптимального способа настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2009. № 9. С. 3—6.
3. **Шишкарёв М.П.** Повышение надежности адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008. № 4. С. 6—9.
4. **Шишкарёв М.П.** Вопросы теории адаптивного фрикционного контакта твердых тел // Изв. вузов. Машиностроение. 1994. № 4—6. С. 43—47.
5. **Шишкарёв М.П.** Анализ способов настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2009. № 8. С. 29—32.
6. **Шишкарёв М.П.** Комплексная оценка эксплуатационных характеристик адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2006. № 4. С. 29—30.
7. **Шишкарёв М.П.** Оптимизация компоновочного решения базового варианта адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Вестник машиностроения. 2006. № 6. С. 7—10.
8. **Шишкарёв М.П.** Уровень перегрузки при срабатывании адаптивных фрикционных муфт // Тракторы и сельхозмашины. 2010. № 2. С. 42—44.
9. **Шишкарёв М.П., Лушик А.А., Угленко А.Ю.** Точность срабатывания адаптивной фрикционной муфты второго поколения (модифицированной) // Материалы 6-й научно-практической конференции "Инновационные технологии в машиностроении и металлургии". Ростов н/Д., 2014. С. 118—130.
10. **Шишкарёв М.П.** Оптимизация коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт первого поколения с дифференцированными парами трения // Тракторы и сельхозмашины. 2010. № 4. С. 36—39.





И.А. Буяновский, д-р техн. наук, **М.М. Хрущов**, канд. физмат наук,
В.Д. Самусенко, канд. техн. наук, **Ю.И. Щербаков**
(Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН),
М.В. Атаманов (ООО "Центр инновационных технологий
получения наноматериалов и нанесения покрытий", Москва),
О.С. Антонова (Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН,
Институт металлургии и материаловедения им. А.А. Байкова РАН)
E-mail: buyan37@mail.ru

Граничная смазка фрикционных контактов сталь/сталь с Cr–DLC-покрытием*

Приведены результаты экспериментального исследования трибологических характеристик инактивной, поверхностно-активной и химически активной смазочных сред в режиме граничной смазки при трении стали по стали с углеродным алмазоподобным (DLC) покрытием, легированным хромом. Для сравнения также провели испытания трением в этих фрикционных контактах в аналогичных условиях, но без смазочного материала. Максимальный коэффициент трения и максимальный износ получен при трибологических испытаниях стали по стали. Минимальный коэффициент трения и минимальный диаметр пятна износа получены при трении стали по стали с легированным DLC-покрытием в поверхностно-активной смазочной среде.

The results of an experimental study of the tribological characteristics of inactive, surface-active, and chemically active lubricants in the boundary lubrication mode when steel is rubbed against steel with a carbon diamond-like (Cr–DLC)-coating. For comparison, also tested friction in these friction contacts under similar conditions, but without lubricant. The maximum coefficient of friction and maximum wear was obtained by tribological testing of steel on steel. The minimum coefficient of friction was obtained when steel was rubbed against Cr–DLC-coated steel in a surface-active lubricant medium.

Ключевые слова: граничная смазка, углеродное алмазоподобное покрытие, легирование хромом, трибологические испытания, смазочная среда, олеиновая кислота, коэффициент трения, износ.

Keywords: boundary lubrication, chromium-doped diamond-like carbon coatings, tribological test, lubricant medium, oleic acid, friction coefficient, wear.

Введение

Практически все смазываемые жидкими или пластичными смазочными материалами тяжело нагруженные узлы трения современных машин и механизмов, в определенные моменты функционирования (при пуске-останове, в "мертвых точках" механизмов возвратно-поступательного перемещения, при внезапных перегрузках и т.д.) или постоянно (в узлах трения, работающих при малых скоростях перемещения, при высоких нагрузках и/или температурах или при геометрии узла трения, препятствующей реализации режима жидкостной

смазки) работают в режиме граничной смазки. Защита поверхностей трения при граничной смазке осуществляется граничными слоями, представляющими собой продукты взаимодействия (физического, химического или физико-химического) активных компонентов смазочной среды с поверхностями трущихся тел, которые разделяют трущиеся тела, препятствуя или, в худшем случае, локализуя их контакт по вершинам микронеровностей контактирующих тел. При этом уменьшаются площадки непосредственного металлического контакта, что препятствует заеданию трущихся тел, но не исключает их изнашивания и существенно повышает коэффициент трения этих тел, в отличие от трения при жидкостной смазке, когда коэффициенты трения на порядки ниже,

* Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 19-08-010011).



а износ обычно имеет место только при работе или при пуске-останове [1, 2]. Таким образом, поскольку граничные слои являются продуктом взаимодействия смазочной среды и поверхностных слоев контактирующих тел, для стимулирования этого взаимодействия требуется сочетание реагентов, обеспечивающее образование прочных граничных слоев, скорость образования которых не должна быть меньше скорости их разрушения.

Вследствие этого, на эффективность антифрикционного и противоизносного действия масел, смазывающих узлы трения, работающих в условиях граничной смазки, значительное влияние оказывают материалы, из которых изготовлены контактирующие элементы деталей узлов. Эти материалы в значительной мере определяют как долговечность смазываемых узлов трения, так и уровень энергетических потерь при эксплуатации узлов трения, функционирующих в режиме граничной смазки.

Один из методов стимулирования образования прочных граничных слоев — модификация рабочих поверхностей контактирующих элементов узлов трения, например, путем химико-термической обработки или нанесения антифрикционных покрытий [3, 4]. Последние десятилетия перспективным путем решения этой задачи является нанесение на рабочие поверхности трущихся тел алмазоподобного углерода (diamond like carbon — DLC). Такое покрытие характеризуется уникальным сочетанием высокой твердости, износостойкости, модуля упругости, химической инертности, а также низким коэффициентом трения, которым не обладают другие твердые покрытия [4, 5]. Химическая инертность DLC-покрытия препятствует его активному взаимодействию со смазочной средой, но в его тончайшем слое при трении имеет место процесс графитации, обеспечивающий заметный антифрикционный эффект.

Другой метод обеспечения антифрикционных свойств DLC-покрытия заключается в легировании этих покрытий различными элементами (вольфрамом, титаном, кремнием, фтором, азотом и т.д.) [6—8]. Это позволяет повысить способность покрытий взаимодействовать со смазочной средой с образованием прочных граничных слоев, надежно разделяющих трущиеся поверхности, а значит повысить антифрикционные и противоизносные харак-

теристики исследуемых трибосопряжений. Антифрикционный эффект может быть достигнут также при легировании DLC-покрытия таким элементом, как хром, поскольку хром относится к той же подгруппе Периодической системы, что и вольфрам и молибден, легирование алмазоподобного покрытия, которыми позволило существенно снизить коэффициент трения в режиме граничной смазки [9, 10].

В доступной технической литературе содержится ограниченное число результатов исследований влияния легированных хромом алмазоподобных покрытий стальных деталей смазываемых узлов трения, работающих в режиме граничной смазки, на антифрикционные и противоизносные свойства смазочных сред. Тем не менее, результаты эти обнадеживают [11—13]. В работах [11, 12] при исследовании трения одноименных пар Cr—DLC/Cr—DLC в среде растворов диалкилдитиофосфата цинка (ZDDP) в полиальфаолефиновом масле (ПАО) установили, что в течение трибологического процесса на поверхностях трения образуются "пятнистые" или "подушкообразные" покрытия, вследствие чего заметно снижается интенсивность изнашивания, но ухудшаются антифрикционные характеристики трибосопряжения. Аналогичное соотношение наблюдалось авторами работы [13] для пары трения сталь/Cr—DLC, но оно менялось на противоположное, когда в смазочную среду (минеральное масло HVI-60), кроме ZDDP, вводили некоторые детергенты. Таким образом, вопрос о влиянии хрома на антифрикционные характеристики смазочных сред при трении в режиме граничной смазки на сегодняшний день остается открытым. Тем не менее, он представляет интерес как для трибологов, поскольку позволяет расширить представления о влиянии элементов, легирующих DLC-покрытие, на смазочную способность масел в режиме граничной смазки, так и технологов, занятых выбором оптимальных материалов для легирования DLC-покрытий.

Цель работы — выявление влияния легирования хромом алмазоподобного покрытия стальных деталей при граничной смазке в характерных смазочных средах — инактивной, поверхностно-активной и химически активной — на антифрикционные и противоизносные свойства анализируемых смазочных сред.

Методика проведения эксперимента и полученные результаты

В качестве смазочных сред использовали три модельные композиции: неактивная (полиальфаолефиновое масло ПАО-4), поверхностно-активная (ПАО-4 + 1 % мас. олеиновой кислоты (ОК)) и химически активная серосодержащая (ПАО-4 + 2 % мас. присадки ДФ-11). Трибологические характеристики этих смазочных сред оценивали применительно к парам трения: сталь по стали и сталь по стали с углеродным алмазоподобным покрытием, легированным хромом Cr—DLC.

Исследование антифрикционных и противоизносных характеристик этих смазочных сред проводили на маслоиспытательной машине трения КТ-2 [14] по предусмотренной ГОСТ 23.221—84 схеме трения "вращающийся шарик — торцы трех роликов", установленных в модернизированной по этой схеме оправке [15]. Общий вид оправки в сборе представлен на рис. 1. Она состоит из корпуса 1, в котором установлен конический сепаратор 5. В нем под углом $35^{\circ}30' \pm 5'$ к вертикальной оси проделаны три равномерно расположенных по окружности паза, в каждом из которых установлен кулачок 3. Между этим кулачком и плоской поверхностью паза сепаратора размещены исследуемые образцы 4, которые через прижимное кольцо 2 накидной гайкой (на рис. 1 не показана) прижимаются к плоской поверхности паза и фиксируются в этом положении.

Оправку в сборе помещают в масляную чашу машины КТ-2, после чего в чашу заливают исследуемое

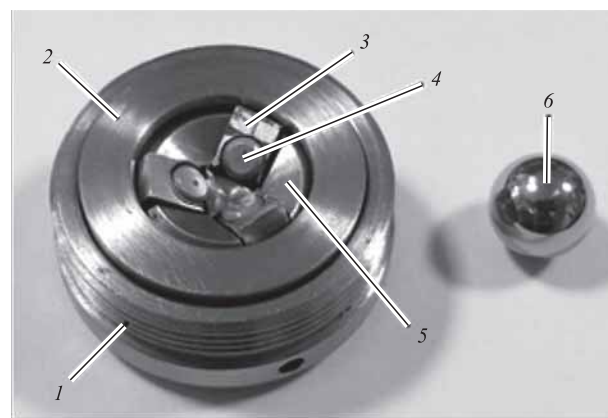


Рис. 1. Оправка в сборе

дующее масло, затем торцы образцов 4 приводят в соприкосновение с закрепленным в шпинделе машины изнашивающим шариком 6, нагружают узел трения заданной осевой нагрузкой и включают двигатель машины, приводящий ее шпиндель во вращение. В соответствии с ГОСТ 23.221—84, частота вращения шпинделя 1 мин^{-1} , осевая нагрузка на узел трения составляет 108 Н, продолжительность испытания — 60 мин. Такие условия испытания (высокие начальные удельные нагрузки — порядка 1,47 ГПа, относительно невысокая вязкость базового масла, низкая скорость относительного перемещения — порядка 0,37 мм/с) обеспечивают реализацию граничного режима смазки.

В процессе испытаний не реже, чем каждые 10 мин, регистрировали значения коэффициента

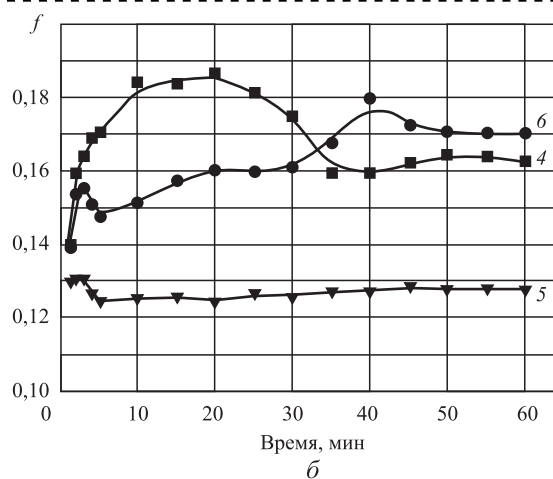
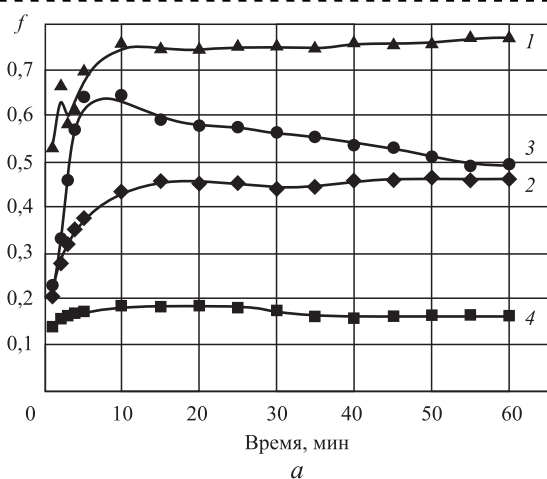


Рис. 2. Зависимости коэффициентов трения от продолжительности трибологических испытаний исследуемых смазочных композиций при трении:

1 — сталь по стали без смазочного материала; 2 — сталь по стали в масле ПАО-4; 3 — сталь по покрытию Cr—DLC без смазочного материала; 4 — сталь по покрытию Cr—DLC в масле ПАО-4; 5 — сталь по покрытию Cr—DLC в масле ПАО-4 + 1 % ОК; 6 — сталь по покрытию Cr—DLC в масле ПАО-4 + 2 % ДФ-11

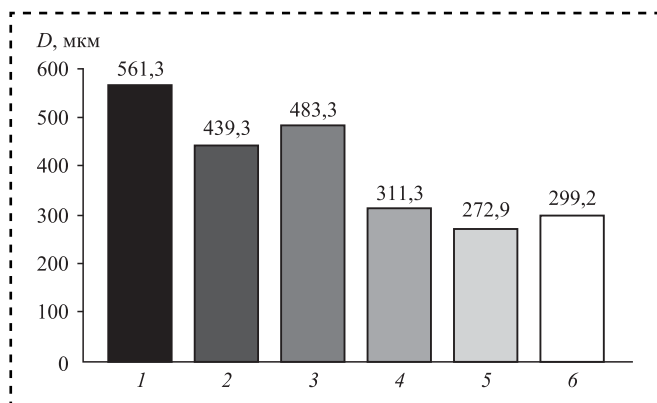


Рис. 3. Гистограмма размеров пятен износа, замеренных на торцах роликов, после проведения исследований антифрикционных характеристик для сочетаний материалов пар трения и исследуемых смазочных композиций и материалов пар трения, приведенных на рис. 2 (номера столбцов на данном рисунке соответствуют номерам кривых на рис. 2)

трения (рис. 2). После окончания каждого испытания с помощью микроскопа с окулярным микрометром измеряли диаметр пятна износа. Каждое испытание повторяли три раза. В таблице и на рис. 3 приведены средние арифметические значения коэффициентов трения и диаметров пятен износа; на рис. 4 — характерные изображения пятен износа.

В качестве образцов роликов 4 и изнашивающего шарика 6 использовали стандартные детали подшипников качения: шарик диаметром 12,7 мм и ролики диаметром 5 мм и длиной 8 мм, изготовленные из стали ШХ15. Как и другие детали подшипников качения, их материал отличается значительной однородностью состава и структуры. На торцы роликов методом

Результаты экспериментальных исследований фрикционно-износных характеристик покрытия Cr—DLC, нанесенного на сталь ШХ15

АПП	Масло	Присадка	$f_{уст}$	$d_{и}$, мм
—	—	—	0,78	0,561
—	+	—	0,50	0,440
+	—	—	0,45	0,483
+	+	—	0,16	0,311
+	+	ОК	0,128	0,272
+	+	ДФ-11	0,17	0,299

Примечание. АПП — алмазоподобное покрытие; $f_{уст}$ — установившееся значение коэффициента трения; $d_{и}$ — диаметр пятна износа, измеренный после испытания, мкм; знак "+" свидетельствует, что данный материал присутствует, знак "—", что отсутствует.

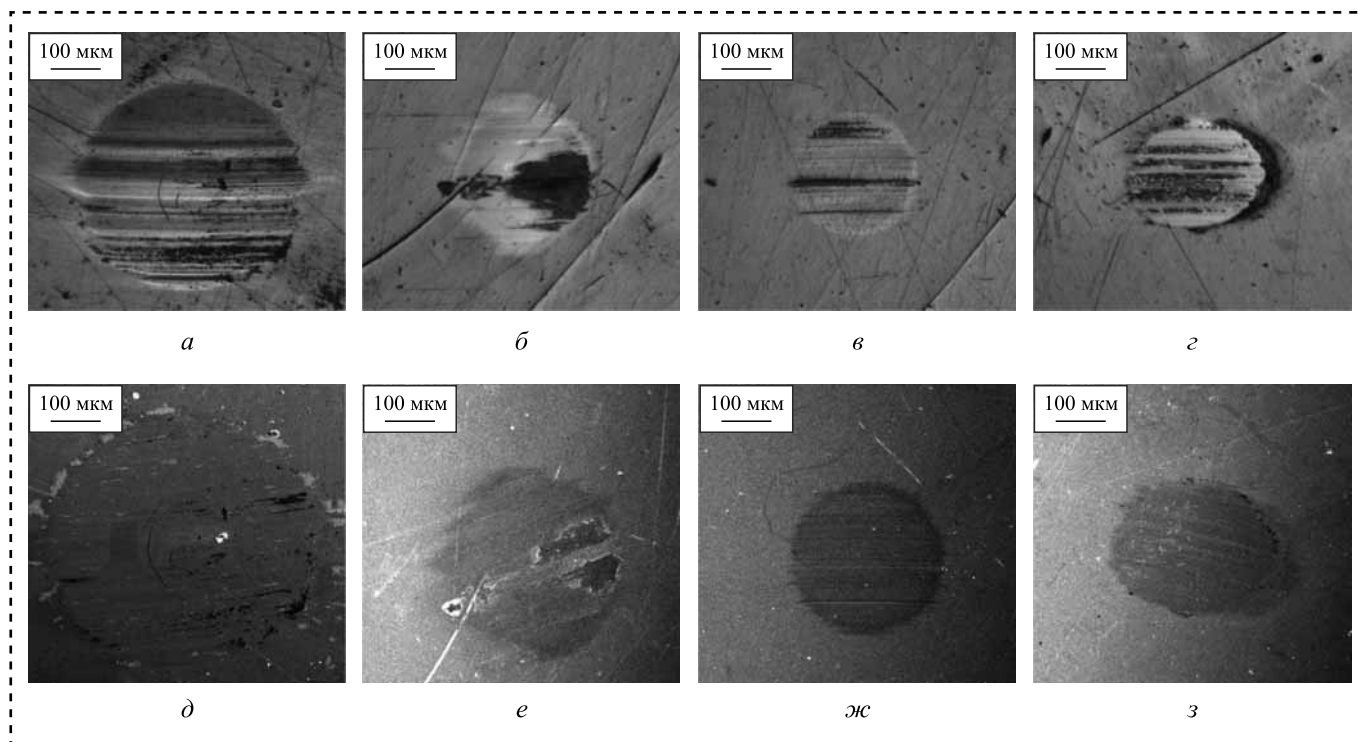


Рис. 4. Оптические (а—з) и полученные на электронном микроскопе (д—з) микрофотографии пятен износа:

а, д — сталь по покрытию Cr—DLC без смазочного материала; б, е — сталь по покрытию Cr—DLC в масле ПАО-4; в, ж — сталь по покрытию Cr—DLC в масле ПАО-4 + 1 % ОК; з, з — сталь по покрытию Cr—DLC в масле ПАО-4 + 2 % ДФ-11

реактивного магнетронного напыления нанесено покрытие Cr—DLC толщиной 3 мкм. В качестве реактивного газа при этом использовали чистый ацетилен [12]. Нанотвердость покрытия, оцененная методом инструментального наноиндентирования (NanoHardness Tester, CSM International), составляла 40 ГПа, что заметно превышало нанотвердость стальных шариков и роликов (9,4 ГПа).

Трибологический эксперимент включал оценку изменения коэффициента трения стали по стали и по стали с Cr—DLC-покрытием в исследуемых смазочных средах, а также измерение диаметра пятен износа на нижних образцах (на стали с Cr—DLC-покрытием или без покрытия). Результаты трибологического эксперимента представлены на рис. 2 в виде зависимостей коэффициента трения от продолжительности испытаний исследуемых смазочных сред при трении шаров из стали ШХ15 по торцам роликов из стали ШХ15 с покрытием Cr—DLC и на рис. 3 в виде гистограммы диаметров пятен износа, вытертых изнашивающим шариком на нижних образцах.

Таким образом, как нанесение на одну из поверхностей трения хромсодержащего углеродного покрытия, так и смазывание трущихся тел даже инактивным маслом ПАО-4 приводит к существенному снижению коэффициентов трения, а совместное действие нанесенного покрытия и масла ПАО-4 снижает установившийся коэффициент трения почти в 4 раза (кривые 1 и 4).

Рисунок 2, б иллюстрирует влияние присадок: поверхностно-активной и химически активной на коэффициент трения стали ШХ15 по той же стали, но с покрытием Cr—DLC. Серосодержащая присадка ДФ-11 (50%-ный раствор дитиофосфата цинка в маловязком масле) не улучшила антифрикционные свойства масла ПАО-4. Более того, коэффициент трения в среде раствора этой присадки после 35 мин испытания превысил коэффициент трения исследуемой пары трения со смазкой базовым маслом ПАО-4 (см. кривые 1 и 3). Для пары трения Cr—DLC/Cr—DLC присадка ухудшает антифрикционные свойства смазочных сред [6]. Тем не менее, противоизносные свойства этих сред она заметно повышает.

На рис. 3 приведена гистограмма диаметров пятен износа. Все три исследуемые смазочные композиции при трении стали по Cr—DLC-

покрытию показали достаточно близкие значения диаметров пятен износа. По-видимому, решающее значение для их высокой смазочной способности играет покрытие Cr—DLC. В то же время при трении стали по этому покрытию при отсутствии смазочного материала (см. рис. 3, столбик 3) износ достаточно велик: он только на 8 % отличается от износа стали по стали в отсутствие смазочной среды. Определенные представления о разнице механизма смазочного действия рассматриваемых смазочных сред можно получить из анализа микрофотографий соответствующих пятен износа (см. рис. 4).

Как видно из рис. 3 и 4 смазочные среды значительно снижают износ, наибольший эффект достигается при использовании поверхностно-активной присадки. И если при трении в сухую покрытие испытывает большие напряжения, что приводит к его разрушению (на рис. 4, а и б видны трещины в центре пятна износа в зоне наибольших напряжений), то при использовании смазочных материалов наблюдали только повреждение поверхности покрытия. При использовании химически активной присадки судя по микрофотографии пятна износа (рис. 4, в) на поверхности частично образовался химически модифицированный слой

Экспериментально установлено влияние легирования хромом углеродного алмазоподобного покрытия на антифрикционные свойства исследуемых смазочных композиций при трении стали по Cr—DLC-покрытиям. Легирование хромом снижает как коэффициент трения, так и диаметр пятна износа. При этом снижение коэффициента трения в серосодержащей среде менее значительно, чем ранее наблюдали при легировании DLC как вольфрамом, так и молибденом. Наибольшее сходство результатов легирования DLC хромом наблюдали с легированием кремнием в серосодержащей среде, а в поверхностно-активной и в инактивной средах — с результатами, полученными также для молибдена и вольфрама. Характерно, что в описываемых экспериментах минимальные коэффициенты трения и минимальный износ наблюдали в поверхностно-активной среде.

Приведенные результаты не противоречат данным других исследований влияния легирования алмазоподобных покрытий хромом на эффективность трибологического действия смазочных сред при трении в режиме гра-



ничной смазки [11–13]. Причиной того, что действие хрома в составе алмазоподобных покрытий отличается от действия находящихся с ним в одной подгруппе Периодической системы, по-видимому, заключается в том, что в системе Cr–S, как следует из ее диаграммы состояния [17], халькогенидные соединения типа CrS₂ с гексагональной слоистой структурой, аналогичной MoS₂ или WS₂, обладающие низким сопротивлением сдвига, которые обеспечили низкое трение стали по Mo–DLC и по W–DLC-покрытиям в серосодержащей среде, не образуются, вследствие чего антифрикционный эффект при трении стали по покрытию Cr–DLC в аналогичной среде не наблюдается.

Наблюдаемое положительное влияние ZDDP на износостойкость Cr–DLC при трении можно объяснить предотвращением отслоения покрытия, расслоения, графитизации и образования на взаимодействующих поверхностях "тампообразной" пленки ZDDP-производного, содержащей цинк, фосфор и серу [6]. С этим объяснением можно согласиться, но следует отметить, что оно опирается на экспериментальные данные, полученные в условиях тяжелого режима граничной смазки, так что распространение этого объяснения на другие режимы смазки потребует специальной экспериментальной проверки.

Заключение

На антифрикционные и противоизносные свойства смазочных сред при трении стали по углеродным алмазоподобным покрытиям значительное влияние оказывает содержание хрома в этих покрытиях. Наиболее эффективно смазывание хромсодержащих алмазоподобных покрытий поверхностно-активными смазочными материалами. Для выявления границ эффективности антифрикционного действия легированного хромом углеродного алмазоподобного покрытия рекомендуется продолжение дальнейших лабораторных и стендовых испытаний.

Библиографический список

1. Доценко А.И., Буяновский И.А. Триботехника. М.: ИНФРА-М, 2020. 399 с.
2. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) / А.В. Чичинадзе и др. — М.: Машиностроение, 2003. 576 с.
3. Erdemir A., Donnet C. Tribology of diamond-like carbon films: recent progress and future prospects // J. Phys. D: Appl. Phys. 2006. Vol. 39. P. 311–327.

4. Семенов А.П., Хрущов М.М. Влияние внешней среды и температуры на трибологические свойства алмазных и алмазоподобных покрытий // Трение и износ. 2009. Т. 31. № 1. С. 195–217.

5. A critical review of diamond like carbon coating for wear resistance applications / Tyagi Ankit et al. // International Journal of Refractory Metals & Hard Materials. 2019. Vol. 78. P. 107–122.

6. Effect of Lubricant Formulations on the Tribological Performance of Self-Mated Doped DLC Contacts: a review / Zahid R. et al. // Tribol. Lett. 2015. Vol. 58. P. 32.

7. Kalin M., Velkavrh I., Vizintin J., Ozbolt L. Review of boundary lubrication mechanisms of DLC coatings used in mechanical applications // Meccanica. 2008. Vol. 43. No. 6. P. 623–637.

8. Углеродные алмазоподобные покрытия деталей смазанных узлов трения: обзор / И.А. Буяновский И.А. и др. // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2011. № 11. С. 14–26.

9. Combination of DLC coatings and EP additives for improved tribological behaviour of boundary lubricated surfaces / B. Podgornik et al. // Wear. 2006. Vol. 261. P. 33–40.

10. Буяновский И.А., Большаков А.Н., Левченко В.А. Влияние на антифрикционные свойства смазочных сред легирования ориентирующих углеродных покрытий карбидообразующими элементами // Трение и износ. 2018. Т. 39. № 5. С. 471–476.

11. Topolovec-Miklozic K., Lockwood F., Spikes H. Behavior of boundary lubricating additives on DLC coatings // Wear. 2008. Vol. 265. No. 11–12. P. 1893–1901.

12. Influence of zinc dialkyldithiophosphate tribofilm formation on the tribological performance of selfmated diamond-like carbon contacts under boundary lubrication / H.A. Tasdemir et al. // Thin Solid Films. 2014. Vol. 562. P. 389–397.

13. Renondeau H., Taylor R.I., Smith G.C., Torrance A. A Friction and wear performance of diamond-like carbon and Cr-doped diamond-like carbon coatings in contact // Proc. IMechE Part J. J. Engineering Tribology. 2008. Vol. 222. P. 231–240.

14. Матвеевский Р.М. Температурная стойкость граничных смазочных слоев и твердых смазочных покрытий при трении металлов и сплавов. М.: Наука, 1971. 228 с.

15. Буяновский И.А., Самусенко В.Д., Щербаков Ю.И. Модернизация узла трения машины КТ-2 для оценки антифрикционных характеристик тонких покрытий в режиме граничной смазки // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2019. Т. 85. № 12. С. 65–68.

16. Алмазоподобные нанокompозитные покрытия а-С:Н:Cr — состояние, механические и трибологические свойства / М.М. Хрущов и др. // Изв. РАН. Сер. физич. 2014. Т. 78. № 20. С. 1257–1265.

17. Алмазоподобные углеродные покрытия, легированные хромом — нанокompозитная структура и трибологическое поведение в условиях сухого и граничного трения / М.М. Хрущов и др. // Сборник материалов VII Всеросс. конф. по наноматериалам НАНО-2020. М.: ИМЕТ РАН, 2020. С. 104–105.

18. Phase Equilibria, Crystallographic and Thermodynamic Data of Binary Alloys (Cr-Cs — Cu-Zr) Felicitas Predel // Group IV Physical Chemistry. 1994. Vol. 5D. 254 p.



Е.Н. Лернер, канд. техн. наук (Израиль)
E-mail: lerner.yuhim@gmail.com

Некоторые физические явления при трении

Исследовано трение между кремнием и пленкой ниобия. Предложено уравнение вынужденных колебаний поверхностных электронов при трении металлов.

The friction between silicon and niobium film is investigated. An equation of forced vibrations of surface electrons during friction of metals is proposed.

Ключевые слова: трение; электроны; вынужденные колебания; ионная, металлическая и ковалентная атомные связи.

Keywords: dry friction; electrons; forced oscillation; ionic, metallic and covalent bonds.

При трении между кремнием и пленкой ниобия обнаружено, что при температуре выше критической (9,2 К для ниобия) трение в 2–3 раза больше, чем при температуре ниже критической [1]. Сделан вывод: при температуре выше критической имеет место электронная компонента трения, включающая электростатическое и ванн-дер-ваальсово трение.

Трение тел с ковалентной атомной связью весьма мало. По-видимому, наличие двух близко расположенных электронов на поверхности трения способствует исчезновению вибрации при ковалентной связи. Электростатическое трение вызывает вынужденные колебания электронов в переменном электростатическом поле. Предложено уравнение вынужденных колебаний электронов при трении тел с ионными и металлическими атомными связями.

Уравнение колебаний электрона, находящегося на неподвижной поверхности:

$$m(d^2x/dt^2) + F = qE \cos \omega t, \quad (1)$$

где m — масса электрона;

x — смещение электрона;

F — сила сопротивления движению электрона;

q — заряд электрона;

E — разность амплитуд напряженности в соседних точках движущегося тела.

При составлении уравнения (1) принято, что все действующие силы расположены на прямой, параллельной поверхности в направлении движения. Предположим, что сила F пропорциональна смещению x :

$$F = mC^2\omega_0^2x, \quad (2)$$

где C — безразмерный коэффициент;

ω_0 — собственная частота колебаний электрона.

Имеем:

$$m(d^2x/dt^2) + mC^2\omega_0^2x = qE \cos \omega t. \quad (3)$$

Частное решение уравнения (3) имеет вид:

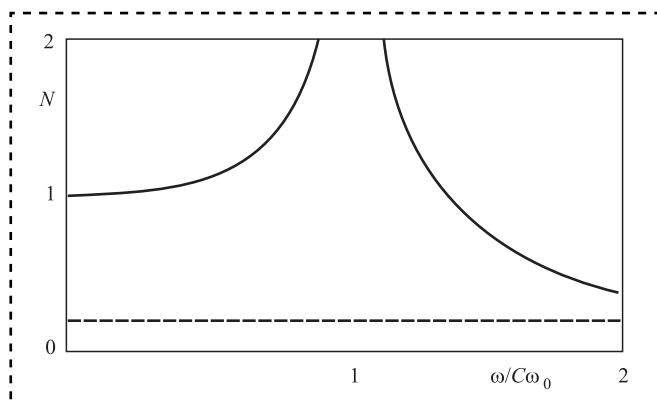
$$x = qE \cos \omega t / mC^2\omega_0^2 [1 - (\omega/C\omega_0)^2]. \quad (4)$$

С учетом выражения (2):

$$F = NqE \cos \omega t; \quad (5)$$

$$N = 1/[1 - (\omega/C\omega_0)^2]. \quad (6)$$

Зависимость трения от скорости изображена на рисунке при $C = 1$. Значения N в правой части зависимости (6) условно приняты положительными. При низких частотах N возрастает слабо. Далее N возрастает все сильнее. При резонансе функция разрывается. В правой части N с ростом частоты трение асимптотически



Зависимость трения от скорости:

штриховая линия — трение при ковалентной атомной связи

уменьшается. По изменению N можно судить об изменении трения с изменением скорости.

Сопоставим полученные результаты вычислений с результатами исследований трения металлов при очень больших скоростях (например, стального шарика по стали в режиме замедления) [2]. Шарик подвешивали во вращающемся магнитном поле в разреженной атмосфере. При скорости 600 м/с — коэффициент трения $f = 0,2$. С замедлением скорости трение возрастало. При скорости около 200 м/с трение значительно увеличивалось и происходило заклинивание. Результат эксперимента соответствует правой ветви на рисунке.

Рассмотрим трение при ковалентной атомной связи, которая образуется парой электронов, поделенной между двумя атомами, причем

эти электроны занимают две устойчивые орбитали, по одной от каждого атома. Налицо существенное отличие от ионной и металлической атомной связи, где вовлеченные в процесс трения электроны не имеют устойчивых орбиталей.

Например, рассмотрим алмаз, имеющий ковалентные атомные связи. Трение алмаза весьма мало. При трении меди по алмазу при скоростях от 600 м/с до нуля: $f = 0,05$. У политетрафторэтилена (ПТФЭ) с ковалентными атомными связями — $f = 0,05$.

Заключение

На основании результатов исследований трения ниобия по кремнию предложено уравнение вынужденных колебаний поверхностных электронов при трении металлов. Подтверждено соответствие полученного уравнения известным экспериментам. Показано, что трение при ковалентной атомной связи существенно меньше, чем при ионной и металлической атомной связи благодаря практическому отсутствию переменного электростатического поля на поверхности тела.

Библиографический список

1. **Suppression** of electronic friction on Nb films in the superconducting state / M. Kisel et al.// Nature Materials. 2011. V. 10. P. 119–122.
2. **Bowden F.P., Tabor D.** The Friction and Lubrication of Solids. Part 2. Oxford: University Press. 2001.

ЧИТАЙТЕ В СЛЕДУЮЩЕМ НОМЕРЕ:

Колосков А.В., Есаулов В.В., Рожко Т.Е., Шишлов А.В. Исследование адгезионных свойств клея-герметика кремнийорганического "Эласил 137-180"

Антипов С.В., Жуков Д.В., Абашкин А.А., Коновалов С.В. Определение овальности и профиля труб и цилиндрических деталей большого диаметра по внешней поверхности

Мигранов М.Ш., Мигранов А.М. Композиционные многослойные покрытия для концевых фрез

Шишкарев М.П. Элементы теории адаптивных фрикционных муфт второго поколения

Безъязычный В.Ф., Прокофьев М.А., Жирнова Ф.Р. Расчетное определение прочностных характеристик сборочных соединений с натягом с учетом технологических условий обработки сопрягаемых поверхностей

Дьяков И.Ф., Моисеев Ю.В. Анализ силовых факторов тонкостенной оболочки металлоконструкции

Курлаев Н.В., Самохвалова Ж.В., Самохвалов В.Н. Расчет параметров магнитно-импульсной сборки кабельных наконечников с многожильными проводами

Е.А. Дубовик

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

E-mail: dubovik1982@list.ru

Технологичность конструкции раздаточной коробки перемены передач грузового автомобиля МЗКТ-500200

Проведен кинематический расчет технологичности конструкции раздаточной коробки перемены передач грузового автомобиля МЗКТ-500200. Недостаток данной конструкции — необходимость полной остановки автомобиля для блокировки дифференциала, который устраняется установкой фрикционной муфты на выходном валу.

A kinematic calculation of technological design transfer case changes gear of the truck MZKT-500200 was carried out. The disadvantage of this design is the need to completely stop the car to lock the differential, which is eliminated by installing a friction clutch on the output shaft.

Ключевые слова: автомобиль, раздаточная коробка перемены передач, расчет, фрикционная муфта.

Keywords: truck, transfer case, calculation, friction clutch.

Рассмотрено проектирование раздаточной коробки перемены передач грузовых автомобилей, предназначенных для эксплуатации по бездорожью и труднопроходимой местности, на дорогах I–IV категории. На данных дорогах допускаемая нагрузка на одиночную ось до 100 кН, интенсивность движения — высокая, состояние дороги — стабильное, рельеф местности — равнинный.

Технический уровень автомобиля определяется выходными параметрами, которыми являются показатели качества и эффективности. Формирование этих показателей осуществляется на основе ГОСТ 4.396—88.

Аналогом проектируемых автомобилей выбран грузовой бортовой автомобиль МЗКТ-500200, выпускаемый ОАО "Минский завод колесных тягачей" (рис. 1).

Автомобиль МЗКТ-500200 предназначен для оперативной доставки личного состава (21 человек) или грузов общей массой до 3 т по всем типам дорог. Достоинство данной модели заключается в плавном движении по бездорожью и труднопроходимой местности за счет авто-

номных подвесок на задней и передней осях автомобиля. Колесная формула — 4×4.

Раздаточная коробка перемены передач предназначена для передачи крутящего момента от коробки передач и распределения его между передним и задним мостами шасси и представляет собой трехвальный редуктор с цилиндрическими косозубыми шестернями, который обеспечивает две передачи: высшую и понижающую, а также нейтральное положение (рис. 2, а).

Валы раздаточной коробки смонтированы на подшипниках в картере 1 со съемной крышкой 2. На верхнем валу 3 установлены на подшипниках шестерни понижающей 4 и высшей 5 передач и муфта 6 переключения передач. Муфта 6 перемещается вилкой по шлицам вала 3, обеспечивая включение понижающей или высшей передачи, или нейтраль.

В нейтральном положении муфта фиксируется шариками 7, входящими в кольцевую проточку муфты 6 под воздействием пружин 8. Предусмотрен вариант конструкции, при котором шток удерживается

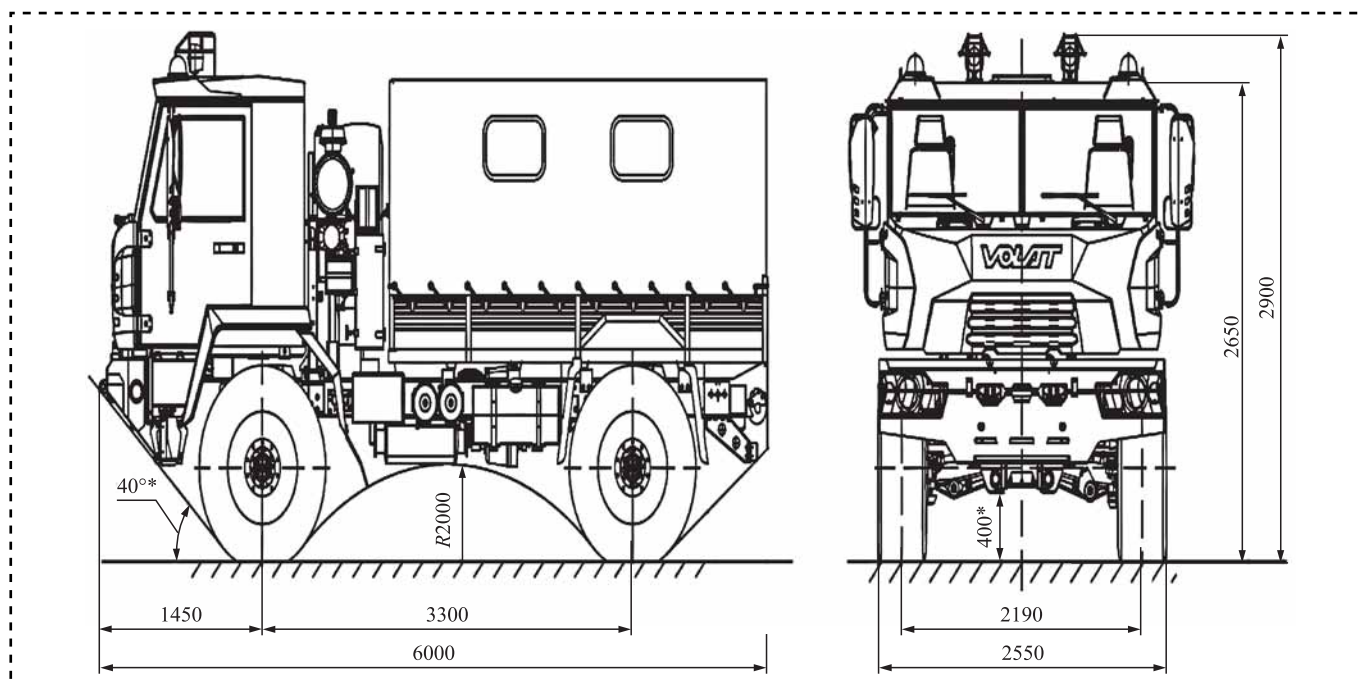


Рис. 1. Автомобиль МЗКТ-500200

в нейтральном положении подпружиненным шариком.

В нижней части раздаточной коробки смонтирован конический симметричный дифференциал 9, обеспечивающий дифференциальную связь между передним и задним мостом. При разблокированном дифференциале крутящий момент от ведомой шестерни 10 передается на крестовину 11, затем через сателлиты 12 на полу-

осевые шестерни 13 и выходные валы 14 и 15. При этом обеспечивается передача равных крутящих моментов при неравных скоростях вращения выходных валов, зависящих от состояния дороги и степени накачки шин. При заблокированном дифференциале выходные валы вращаются как одно целое со скоростью ведомой шестерни 10.

Дифференциал блокируется муфтой 16. Под действием подающейся через канал в валу 17 под

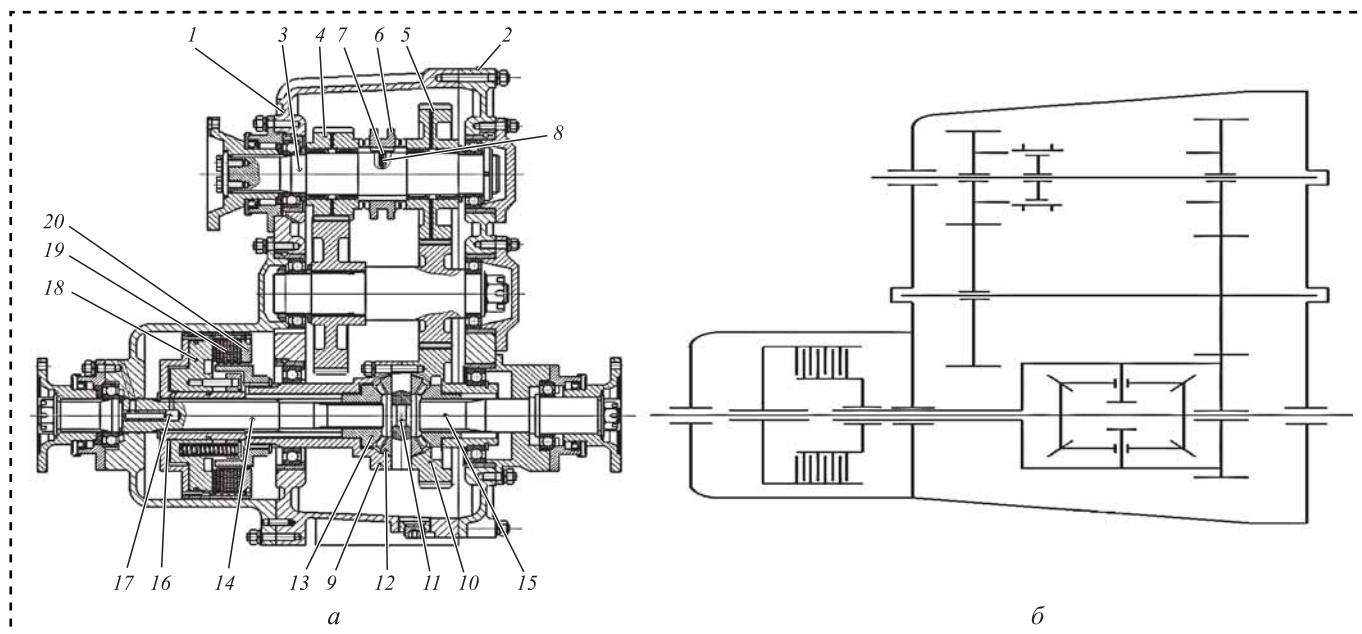


Рис. 2. Раздаточная коробка перемены передач автомобиля МЗКТ-500200 (а) и ее кинематическая схема (б)

давлением жидкости поршень 18 муфты перемещается и сжимает пакет фрикционных дисков 19, который упирается в кольцо 20, связанное с выходным валом 14 и затормаживает его.

Предварительно выбираем передаточное число высшей ступени коробки перемены передач $u_{кпв}$.

Передаточное число главной передачи определяем по формуле [1]

$$u_0 = \frac{3,6\pi n_p r_k}{30u_{кпв} v_{\max}},$$

где n_p — частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности;

r_k — радиус качения колеса;

$u_{кпв}$ — передаточное число высшей ступени коробки перемены передач;

v_{\max} — максимальная скорость автомобиля.

Передаточное число низшей ступени раздаточной коробки перемены передач $u_{кпн}$ определяют исходя из обеспечения трех условий:

— преодоление максимального дорожного сопротивления, определяемого коэффициентом суммарного дорожного сопротивления — ψ_{\max} ;

— предотвращение буксования ведущих колес при заданном значении коэффициента сцепления — ϕ_x ;

— возможность движения с заданной минимальной устойчивой скоростью — v_{\min} (для маневрирования в стесненных условиях).

Число ступеней коробки передач $n_{кп}$ выбираем из условия оптимального использования мощности двигателя для обеспечения высоких показателей тягово-скоростных свойств и топливной экономичности автомобиля.

Находим диапазон передаточных чисел коробки передач $D_{кп}$:

$$D_{кп} = \frac{u_{кпн}}{u_{кпв}},$$

где $u_{кпн}$ — передаточное число низшей ступени коробки передач;

$u_{кпв}$ — передаточное число высшей ступени коробки передач.

Показатель средней плотности ряда передаточных чисел $q_{ср}$ непосредственно влияет на скоростные режимы работы двигателя и определяет уровень использования мощности. Чем меньше $q_{ср}$, тем выше средняя скорость автомобиля и эффективнее используется энергия топлива. Рекомендуемые значения выбираем из ряда чисел $q_{ср} = 1,6...1,7$.

Число ступеней коробки передач вычисляем по формуле:

$$n_{кп} = 1 + \frac{\ln u_{кпн} - \ln u_{кпв}}{\ln q_{ср}}.$$

Полученное значение округляем до целого и уточняем $q_{ср}$:

$$q_{ср} = n_{кп}^{i-1} \sqrt{\frac{u_{кпн}}{u_{кпв}}}.$$

Передаточные числа промежуточных ступеней коробки передач [1]:

$$u_{кпi} = \frac{u_{кпн}^{i-1}}{q_{ср}}.$$

Раздаточная коробка автомобиля содержит в конструкции межосевой дифференциал. Недостаток данной конструкции — необходимость полной остановки автомобиля для блокировки дифференциала. В конструкции проектируемой раздаточной коробки данный недостаток устранен путем установки фрикционной муфты на выходном валу (рис. 2, б).

Кинематическая схема обеспечивает понижающую и высшую передачи.

Механизм функционального проектирования — трехвальная двухскоростная раздаточная коробка перемены передач.

Для проектируемой раздаточной коробки передач внешними воздействиями являются параметры мощности двигателя, подводимой к первичному валу через основной редуктор — коробку переключения передач.

Расчет ведется для зубчатого зацепления низшей передачи.

Зададим предварительно число зубьев шестерни первой передачи z_1 , определим число зубьев колеса [2]:

$$z_2 = z_1 u_1.$$

Межосевое расстояние a_w :

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta}.$$

Из рационального ряда межосевых расстояний по ГОСТ 2185—66 принимаем близкое по значению a_w .



Определяем углы наклона зуба для косо-зубой передачи:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{\pi m}{b_w}\right).$$

где b_w — ширина зубчатого венца.

Вычисляем делительные диаметры шестерни и колеса:

$$\begin{aligned} d_1 &= z_1 m; \\ d_2 &= z_2 m. \end{aligned}$$

Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

$$\begin{aligned} d_{a1} &= d_1 + 2m(1 + x_1); \\ d_{a2} &= d_2 + 2m(1 + x_2). \end{aligned}$$

Основные диаметры:

$$\begin{aligned} d_{b1} &= d_1 \cos \alpha; \\ d_{b2} &= d_2 \cos \alpha. \end{aligned}$$

Углы профиля зуба в точках на окружностях вершин:

$$\begin{aligned} \alpha_{a1} &= \arccos\left(\frac{d_{b1}}{d_{a1}}\right); \\ \alpha_{a2} &= \arccos\left(\frac{d_{b2}}{d_{a2}}\right). \end{aligned}$$

Составляющие коэффициента торцевого перекрытия:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\alpha 1} &= \frac{z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{\tau w})}{2\pi}; \\ \varepsilon_{\alpha 2} &= \frac{z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{\tau w})}{2\pi}, \end{aligned}$$

где $\alpha_{\tau w}$ — угол зацепления.

Коэффициент торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2}.$$

Осевой шаг:

$$P_x = \frac{\pi m}{\sin \beta}.$$

Коэффициент осевого перекрытия:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w}{P_x},$$

где b_w — ширина зубчатого венца, $b_w = (0,3...0,4)a_w$.

Суммарный коэффициент перекрытия:

$$\varepsilon_{\gamma} = \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_{\beta}.$$

Основной угол наклона:

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cos \beta).$$

Эквивалентные числа зубьев:

$$\begin{aligned} z_{v1} &= \frac{z_1}{\cos^3 \beta}; \\ z_{v2} &= \frac{z_2}{\cos^3 \beta}. \end{aligned}$$

Приведенный расчет осуществлен для зубчатого зацепления пониженной передачи. Расчет остальных зубчатых зацеплений аналогичен.

Расчет конической прямозубой передачи межосевого дифференциала

Углы делительных конусов: $\delta_1 = 35^\circ$; $\delta_2 = 55^\circ$.
Передачное число:

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}.$$

Число зубьев полуосевой шестерни:

$$z_{ш} = uz_c,$$

где z_c — число зубьев сателлита.

Коэффициент ширины зубчатого венца рекомендуется $K_b = 0,285$.

Внешний окружной модуль выбирается согласно ГОСТ 9563—60.

Делительный диаметр полуосевой шестерни:

$$d_1 = mz_{ш}.$$

Делительный диаметр сателлита:

$$d_2 = \frac{d_1}{u}.$$

Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = \frac{m}{2} \sqrt{z_{ш}^2 + z_c^2}.$$

Ширина зубчатых венцов:

$$b_1 = b_2 = R_e K_b.$$



Среднее конусное расстояние:

$$R = R_e - 0,5b.$$

Средние делительные диаметры шестерни и сателлита:

$$d_{m1} = d_1 \frac{R}{R_e};$$

$$d_{m2} = d_2 \frac{R}{R_e}.$$

Расчет конструктивных параметров фрикционной муфты проводят в следующей последовательности.

Для определения момента трения фрикционной муфты необходимо определить значение коэффициента блокировки, момента на водиле дифференциала и полуосях.

Максимальный момент на водиле дифференциала:

$$M_h = M_e u_{кпн} u_{ркн}.$$

Моменты на полуосях: $M_a = M_b = \frac{M_h}{2}$.

Момент трения муфты:

$$M_\phi = 0,5\mu K_z \pi \psi r_n (1 - \alpha^2) [q_{ср}] r_n (1 + \alpha^2) z,$$

где μ — коэффициент трения пары трения сталь—металлокерамика;

K_z — коэффициент, учитывающий снижение сжатия пар трения;

ψ — коэффициент перекрытия;

r_n — наружный радиус муфты;

α — коэффициент, равный отношению внутреннего радиуса фрикциона к наружному радиусу, $\alpha = \frac{r_{бв}}{r_{бн}}$;

$q_{ср}$ — показатель средней плотности ряда передаточных чисел;

z — число пар трения.

Для работы муфты необходим подвод жидкости к поршню муфты. Силу, действующую

на поршень со стороны жидкости вычисляем по формуле [4]:

$$F_{ж} = A_{п} \left(p_r + \frac{1}{4} \rho \omega^2 (r_2^2 + r_1^2) \right),$$

где $A_{п}$ — площадь поршня, $A_{п} = \pi (r_2^2 + r_1^2)$;

p_r — главное давление рабочей жидкости;

ρ — плотность рабочей жидкости;

ω — угловая скорость вращения муфты;

r_2 — внутренний радиус поршня;

r_1 — наружный радиус поршня.

После прекращения подачи жидкости к поршню необходимо осуществить возврат поршня в исходное положение. Для этого в муфте предусмотрены возвратные пружины. Исходя из конструктивных параметров муфты выбрана пружина 1086-0788 по ГОСТ 18793—80. Число пружин $z_{п} = 6$.

Сила отжимных пружин:

$$F_{п} = \frac{1}{4} A_{п} \rho \omega^2 (r_2^2 + r_1^2 - 2r_r^2) + c l_{п} z_{п},$$

где c — жесткость пружины;

$l_{п}$ — ход поршня;

r_r — радиус точки подвода давления.

Значения параметров выбирают так, чтобы момент трения муфты был больше требуемого $M_\phi > M_h$.

Библиографический список

1. Андреев А.Ф., Ванцевич В.В., Лефаров А.Х. Дифференциалы колесных машин / под общ. ред. А.Х. Лефарова. М.: Машиностроение, 1987. 176 с.
2. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. / под ред. М.Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2016.
3. Бедункевич В.М. Определение нагрузочных режимов механизмов и деталей трансмиссии автомобилей. Методические указания для курсового и дипломного проектирования. Могилев: ММИ, 1997. 22 с.
4. Гришкевич А.И. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия. Мн.: Вышэйшая школа, 1985. 240 с.

В.Л. Киселев, О.В. Спиридонов, канд-ты техн. наук
(Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана)
E-mail: sp2000@mail.ru; na061969@mail.ru

Технологические расчеты при сборке цилиндрических соединений с натягом

Рассмотрены вопросы обеспечения качества при проектировании технологических операций сборки цилиндрических соединений с натягом. Представлены методики расчета при реализации основных способов создания цилиндрических соединений с натягом. Статья имеет учебно-методический характер и предназначена для инженеров-технологов и студентов машиностроительных специальностей.

The article is devoted to quality assurance in the design of technological operations for the assembly of cylindrical joints with interference. Calculation methods for the implementation of the main methods for creating cylindrical joints with interference are presented. The article has an educational and methodical character and is intended for process engineers and students of engineering specialties.

Ключевые слова: сборка, технологическая операция, натяг, цилиндрическое соединение, соединение с натягом, запрессовка, сила запрессовки, тепловая сборка, гидропрессовое соединение, запрессовка с ультразвуком.

Keywords: assembly, technological operation, interference fit, cylindrical connection, interference fit, press-fit, press-in force, thermal assembly, hydraulic press connection, press-fit with ultrasound.

Введение

Цилиндрические соединения с натягом широко применяются в машиностроении. Эти соединения просты в изготовлении, обеспечивают хорошее центрирование соединяемых деталей, могут воспринимать значительные радиальные и осевые статические и динамические нагрузки [1]. Посадки с натягом применяют при установке подшипников и зубчатых колес на валы, втулок в корпуса и во многих других случаях.

Типичное цилиндрическое соединение с натягом представлено на рис. 1.

Номинальный максимальный натяг в соединении можно рассчитать по формуле:

$$\delta_{\text{ном}} = d_{1\text{max}} - d_{2\text{min}}, \quad (1)$$

где $d_{1\text{max}}$ — максимальный диаметр охватываемой поверхности, мм;

$d_{2\text{min}}$ — минимальный диаметр охватывающей поверхности, мм.

Такой расчет не учитывает закономерности рассеяния и частоты распределения реальных

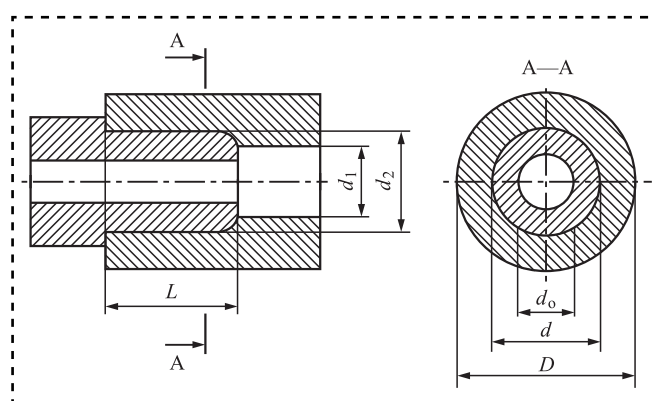


Рис. 1. Цилиндрическое соединение с натягом:

d — номинальный диаметр соединения, мм; L — длина соединения, мм; d_1 — диаметр охватываемой поверхности, мм; d_2 — диаметр охватывающей поверхности, мм; d_0 — диаметр отверстия в охватываемой детали, мм. Если охватываемая деталь выполнена в виде сплошного вала, $d_0 = 0$; D — наружный диаметр охватывающей детали. Если охватывающая деталь имеет форму корпуса или плиты, то $D = \infty$

размеров сопрягаемых поверхностей. Вероятность появления на сборке деталей с предельными отклонениями размеров крайне мала [2]. Еще меньше вероятность сочетания охватываемой поверхности с максимальным предельным размером и охватывающей с минимальным. Обычно распределение размеров подчиняется закону нормального распределения Гаусса. В этом случае максимальный вероятностный натяг определяется выражением:

$$\delta_{\text{вер}} = \left[(d_{1\text{min}} - d_{2\text{max}}) + (d_{1\text{max}} - d_{2\text{min}}) \right] + K \sqrt{(d_{1\text{max}} - d_{1\text{min}})^2 + (d_{2\text{max}} - d_{2\text{min}})^2}, \quad (2)$$

где $d_{1\text{min}}$ — минимальный диаметр охватываемой поверхности, мм;

$d_{2\text{max}}$ — максимальный диаметр охватывающей поверхности, мм;

K — коэффициент, определяющий риск превышения реального натяга вероятностного значения (таблица).

Величину натяга в соединении устанавливает конструктор в процессе конструирования сборочной единицы при расчете посадок. Задача технолога при разработке технологического процесса — выбрать способ сборки соединения, рассчитать технологический режим и выбрать необходимые средства технологического оснащения.

Существует несколько способов сборки цилиндрических соединений с натягом.

Соединение можно получить продольной запрессовкой охватываемой детали в охватывающую или напрессовкой охватывающей детали на охватываемую. При этом образуется так называемое продольно-прессовое соединение. Этот способ применяют при относительно небольших натягах: $\delta \leq 0,001d$.

Соединение можно получить способом тепловой сборки с использованием предварительного нагрева охватывающей детали или с охлаждением охватываемой детали. При этом образуется так называемое поперечно-прессовое соединение. Тепловую сборку только с нагревом охватывающей детали или только с охлаждением

Значения коэффициента, определяющего риск превышения значения реального натяга расчетного вероятностного

Риск, %	0,1	1,0	2,0	3,0	5,0	10,0
K	0,5	0,39	0,34	0,31	0,27	0,21

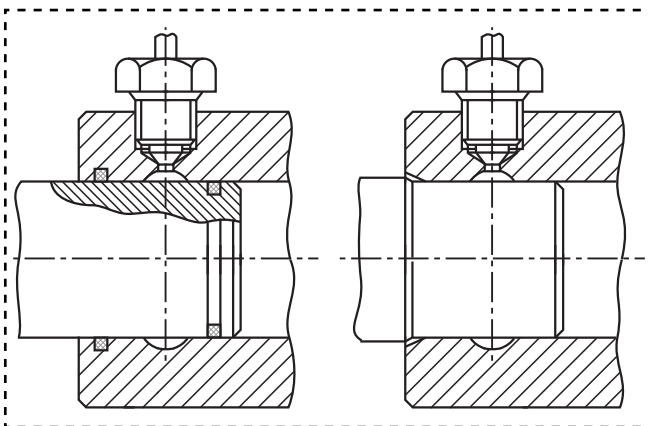


Рис. 2. Гидропрессовое соединение

ем охватываемой применяют для соединений с номинальным диаметром более 40 мм. При этом следует иметь в виду, что сборка с охлаждением охватываемой детали обеспечивает прочность соединения на 10...15 % выше, чем сборка с нагревом охватывающей детали. При диаметре сопряжения от 15 до 40 мм обычно требуется нагрев охватывающей и охлаждение охватываемой детали. При диаметре сопряжения менее 15 мм применение тепловой сборки, как правило, невозможно в связи с необходимостью значительного нагрева охватывающей детали.

При больших натягах в соединении способы тепловой сборки и продольного прессования могут применяться совместно.

Для крупногабаритных соединений с большими натягами конструктором может быть предусмотрено гидропрессовое соединение (рис. 2). Сущность такого способа соединения заключается в том, что под действием высокого давления масла происходит упругое увеличение диаметра охватывающей детали и уменьшается диаметр охватываемой.

Расчет режимов сборки продольно-прессовых соединений

При продольно-прессовом соединении (рис. 3, а) охватываемая деталь под действием осевой силы $P_{\text{зап}}$ запрессовывается с натягом в охватывающую или охватывающая деталь напрессовывается на охватываемую (рис. 3, б).

Сила запрессовки должна быть больше силы трения, которая создается в сопряжении давлением p , определяемым по формуле [3]:

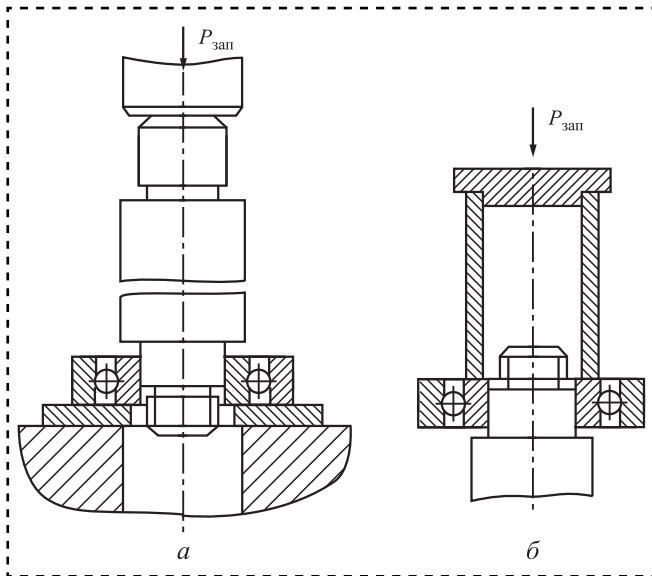


Рис. 3. Схема получения продольно-прессового соединения

$$p = \frac{1}{d} \frac{\delta_{\text{расч}}}{\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}}, \quad (3)$$

где $\delta_{\text{расч}}$ — расчетный натяг в соединении, мм;
 C_1 и C_2 — коэффициенты, зависящие от параметров охватываемой и охватывающей деталей соответственно;

E_1, E_2 — модули продольной упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей соответственно, Н/мм².

При запрессовке происходит смятие микронеровностей сопрягаемых поверхностей, в результате расчетный максимальный натяг в соединении будет меньше [3]:

$$\delta_{\text{расч}} = \delta - \varphi (Rz_1 + Rz_2), \quad (4)$$

где δ — максимальный номинальный (1) или вероятностный (2) натяг в соединении, мм;

φ — коэффициент смятия микронеровностей, $\varphi = 1, 1, 1, 3$;

Rz_1, Rz_2 — параметры шероховатости охватываемой и охватывающей поверхностей, мм.

Величина смятия микронеровностей зависит от натяга в соединении, высоты неровностей, их формы, профиля, твердости и прочности материала сопрягающихся поверхностей, соотношения между твердостью поверхностей охватывающей и охватываемой деталей.

Коэффициенты, зависящие от параметров деталей, можно рассчитать по формулам:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_o^2}{d^2 - d_o^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{D^2 + d^2}{D - d^2} + \mu_1, \quad (5)$$

где μ_1, μ_2 — коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей соответственно.

Потребная сила запрессовки будет увеличиваться от нуля в начальный момент ($L = 0$) до максимального значения, Н:

$$P_{\text{зап}} = f_{\text{тр}} \pi d L p, \quad (6)$$

где $f_{\text{тр}}$ — коэффициент трения при запрессовке.

Коэффициент трения зависит от материала деталей, шероховатостей сопрягаемых поверхностей, удельного давления, а также наличия и вида смазки.

Уменьшить требуемую силу запрессовки можно при сборке соединения с наложением колебаний. При использовании вибрационной запрессовки возможно снижение силы в 5–8 раз, при этом прочность соединения повышается в 1,5–2 раза [4, 5]. Низкочастотная запрессовка при частотах менее 1000 Гц наиболее эффективна для сборки соединений диаметром более 20 мм с параметром шероховатости выше $Ra = 1,6$ мкм. Ультразвуковая запрессовка наиболее эффективна для сборки прецизионных соединений диаметром менее 20 мм [6], выполняемых по переходным посадкам 4–6-го квалитетов.

Оптимальная скорость v запрессовки с наложением колебаний определяется выражением [6], мм/с:

$$v = Sm - f, \quad (7)$$

где Sm — средний шаг микронеровностей сопрягаемых поверхностей, мм;

f — частота колебаний, Гц.

Сборочное оборудование, применяемое для сборки продольно-прессового соединения, должно обеспечивать силу

$$P_{\text{об}} = (1,5 \dots 2) P_{\text{зап}}. \quad (8)$$

Расчет режимов сборки поперечно-прессовых соединений

В поперечно-прессовых соединениях сближение сопрягаемых поверхностей происходит радиально, т.е. нормально к поверхностям. Это осуществляют либо нагреванием охватывающей, либо охлаждением охватываемой детали перед сборкой, либо одновременным нагреванием охватывающей и охлаждением охватываемой детали.

При проектировании сборочных технологических операций сборки поперечно-прессовых соединений необходимо рассчитать температуру, время нагрева или охлаждения и ряд других данных [7, 8].

Для облегчения процесса сборки температурные деформации сопрягаемых деталей должны не только превышать максимальный натяг δ_{\max} в соединении, но и создавать минимальный монтажный зазор Δ_M , мм, облегчающий выполнение соединений:

$$\begin{aligned} \Delta_M &= (0,0006 \dots 0,0007) d \\ &\text{для диаметров } 30 \dots 40 \text{ мм;} \\ \Delta_M &= (0,0007 \dots 0,001) d \\ &\text{для диаметров } 40 \dots 100 \text{ мм.} \end{aligned} \quad (9)$$

При автоматической сборке соединений монтажный зазор Δ_M в любом случае должен быть не менее 0,03 мм, чтобы обеспечить безотказное соединение простыми по конструкции и надежными в работе исполнительными механизмами.

Температуру охватывающей детали при сборке определяют по формуле (10), а охватываемой детали — по формуле (11):

$$T_2 = \frac{\delta + \Delta_M}{\alpha_2 d} + t_{\text{ср}}, \quad (10)$$

$$T_1 = \frac{\delta + \Delta_M}{\alpha_1 d} - t_{\text{ср}}, \quad (11)$$

где δ — максимальный номинальный (1) или вероятностный (2) натяг в соединении, мм;

α_1, α_2 — коэффициенты линейного расширения материала охватываемой и охватывающей деталей, мм/°С, соответственно;

$t_{\text{ср}}$ — температура окружающей среды, °С.

При перемещении детали из нагревающего или охлаждающего устройства неизбежны ее охлаждение или нагрев. В среднем можно считать, что эта температура составляет 30...50 °С [1], тогда температуру нагрева или

охлаждения в нагревающем или охлаждающем устройстве определяют по формулам:

$$T_{\text{нагр}} = \frac{\delta + \Delta_M}{\alpha_2 d} + t_{\text{ср}} + (30 \dots 50) \text{ °С}; \quad (12)$$

$$T_{\text{охл}} = \frac{\delta + \Delta_M}{\alpha_1 d} - t_{\text{ср}} - (30 \dots 50) \text{ °С}. \quad (13)$$

Для нагрева деталей используют электрические печи, индукционные нагреватели. Нагрев деталей можно проводить также в горячей воде или в ванне с горячим маслом.

Если задано время (продолжительность) нагрева, можно рассчитать мощность индукционного нагревателя [9]:

$$w = k_H \frac{m_2 c_2 (T_{\text{нагр}} - t_{\text{ср}})}{\tau \eta}, \quad (14)$$

где m_2 — масса охватывающей детали, кг;

c_2 — удельная теплоемкость материала охватывающей детали, Дж/(кг·°С);

τ — продолжительность нагрева охватывающей детали, с;

η — коэффициент полезного действия индуктора ($\eta = 0,3 \dots 0,5$);

k_H — коэффициент, учитывающий размер зоны нагрева и зависящий от отношения массы детали к массе нагреваемой части ($k_H = 0,2 \dots 1,0$).

И наоборот, если известна мощность индукционного нагревателя, можно рассчитать продолжительность нагрева:

$$\tau_{\text{нагринд}} = k_H \frac{m_2 c_2 (T_{\text{нагр}} - t_{\text{ср}})}{w \eta}. \quad (15)$$

Продолжительность нагрева в электропечи, горячей воде или в масляной ванне определяется выражением:

$$\tau_{\text{нагрпеч}} = \frac{m_2 c_2 \ln(t_{\text{п}} - t_{\text{ср}})}{\alpha_2 F_2 (t_{\text{п}} - T_{\text{нагр}})}, \quad (16)$$

где m_2 — масса охватывающей детали, кг;

c_2 — удельная теплоемкость материала охватывающей детали, Дж/(кг·°С);

α_2 — коэффициент теплоотдачи конвекцией к поверхности материала охватывающей детали, Вт/(м²·°С);

F_2 — площадь поверхности охватывающей детали, м²;

$t_{\text{п}}$ — температура печи (горячей воды, масляной ванны), °С;

t_{cp} — температура охватываемой детали (температура окружающей среды) перед загрузкой в печь (масляную ванну), °С;

$T_{нагр}$ — температура нагрева охватываемой детали, °С.

Охлаждение охватываемой детали может производиться в термостате с сухим льдом, в емкостях со смесью сухого льда и спирта или с жидким азотом.

Для понижения температуры у охватываемой детали необходимо отнять количество теплоты, которое рассчитывают по формуле [9]:

$$Q_1 = c_1 m_1 (T_{охл} - t_{cp}) + Q_{п}, \quad (17)$$

где c_1 — удельная теплоемкость материала охватываемой детали, Дж/(кг·°С);

m_1 — масса охватываемой детали, кг;

$T_{охл}$ — температура охлаждения охватываемой детали, °С;

t_{cp} — температура охватываемой детали (температура окружающей среды) перед помещением в термостат (емкость с хладоносителем), °С;

$Q_{п}$ — количество теплоты, затрачиваемое на охлаждение емкости с хладоносителем и прочие потери, Дж (обычно принимают равным 18...20 % от количества теплоты, затрачиваемой на охлаждение детали).

Можно рассчитать объем хладоносителя, необходимого для охлаждения охватываемой детали:

$$V_{хл} = \frac{Q_2 \rho}{k \beta} + V_{ост}, \quad (18)$$

где ρ — плотность теплоносителя, кг/м³;

k — скрытая теплота испарения, кДж/кг;

β — коэффициент теплоотдачи части охватываемой детали, не погруженной в хладоноситель ($\beta = 0,5...0,8$);

$V_{ост}$ — объем хладоносителя, оставшегося после охлаждения детали, м³.

Аналогично выражению (16) можно рассчитать продолжительность охлаждения охватываемой детали:

$$\tau_{охл} = \frac{m_1 c_1 \ln(t_{cp} - t_{хл})}{\alpha_1 F_1 (T_{охл} - t_{cp})}, \quad (19)$$

где m_1 — масса охватываемой детали, кг;

c_1 — удельная теплоемкость материала охватываемой детали, Дж/(кг·°С);

α_1 — коэффициент теплоотдачи конвекцией к поверхности материала охватываемой детали, Вт/(м²·°С);

F_1 — площадь поверхности охватываемой детали, м²;

t_{cp} — температура охватываемой детали (температура окружающей среды) перед загрузкой в термостат (емкость с хладоносителем), °С;

$t_{хл}$ — температура хладоносителя, °С;

$T_{охл}$ — температура охлаждения охватываемой детали, °С.

Расчет режимов сборки гидропрессовых соединений

При сборке гидропрессовых соединений [8] масло под давлением подается в зону контакта охватываемой и охватывающей поверхностей (рис. 4). Благодаря давлению масла происходит упругое увеличение диаметра отверстия

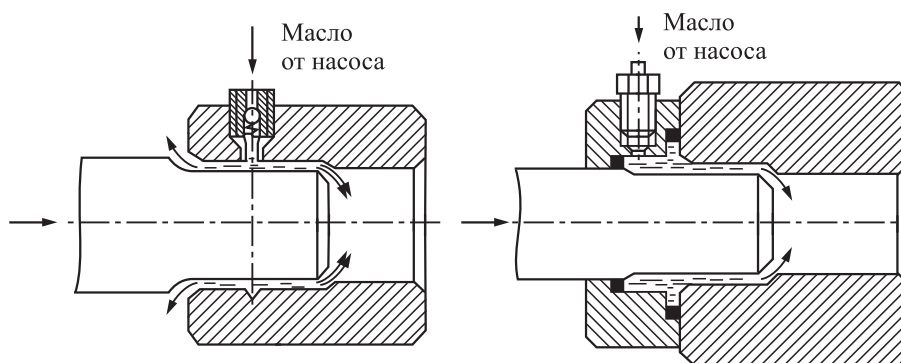


Рис. 4. Схема сборки гидропрессового соединения



охватывающей детали и упругое уменьшение диаметра охватываемой детали. Таким образом, давление масла при запрессовке должно уравновешивать давление на контактных поверхностях, обеспечивать расширение охватывающей поверхности на величину усадки наружной поверхности охватываемой детали и расширить зазор на величину суммарной величины микронеровностей сопрягаемых поверхностей. Требуемое давление масла определяют по формуле:

$$p = \frac{1}{d} \frac{\delta + \Delta_m + (Rz_1 + Rz_2)}{\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}}, \quad (20)$$

где δ — максимальный номинальный (1) или вероятностный (2) натяг в соединении, мм;

Δ_m — минимальный монтажный зазор в соединении, мм;

Rz_1, Rz_2 — параметры шероховатости охватываемой и охватывающей поверхностей соответственно, мм;

C_1 и C_2 — коэффициенты, зависящие от параметров охватываемой и охватывающей деталей соответственно;

E_1, E_2 — модули продольной упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей соответственно, Н/мм².

Библиографический список

1. **Орлов П.И.** Основы конструирования: справочно-метод. пособие. В 2 кн. / под ред. П.Н. Учаева. М.: Машиностроение, 1988.
2. **Новиков М.П.** Основы технологии сборки машин и механизмов. М.: Машиностроение. 1980.
3. **Кондаков А.И.** Курсовое проектирование по технологии машиностроения: учеб. пособие. М.: КНОРУС, 2012. 400 с.
4. **Рогов В.А.** Основы технологии машиностроения: учебник для вузов: М.: Юрайт, 2019. 351 с.
5. **Штриков Б.Л., Калашников В.В.** Ультразвуковая сборка. М.: Машиностроение-1, 2006. 225 с.
6. **Патент 2023565 РФ.** МПК В23Р11/02. Способ сборки соединения деталей типа вал—втулка / Штриков Б.Л.; заявл. 17.02.1992; опубл. 30.11.1994.
7. **Справочник** технолога-машиностроителя. В 2 т. Т. 2. / под ред. А.С. Васильева, А.А. Кутина. М.: Инновационное машиностроение, 2018. 818 с.
8. **Сборка** и монтаж изделий машиностроения: справочник. В 2 т. Т. 1 / под ред. В.С. Корсакова, В.К. Замятина. М.: Машиностроение, 1972.



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 20.10.2020. Подписано в печать 07.12.2020. 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.