

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
9 (242)

СОДЕРЖАНИЕ

Сборка с использованием клеев

Захарова М.Э., Тарасов Д.Р. Разработка нового метода сборки регулируемых цилиндрических соединений 387

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Кутенкова Е.Ю., Ларина Т.В. Анализ припусков на диаметр для центрирования линз 391

Трение и смазка в машинах и механизмах

Панин С.В., Цзянкунь Ло, Буслович Д.Г., Алексенко В.О., Корниенко Л.А. Механические и трибологические свойства твердосмазочных композитов на основе термопластического полиимиды, наполненного фторопластом и поверхностно-модифицированными углеволокнами 394

Марченко Е.А., Хрущов М.М., Каплунов С.М., Панов В.А. Трибологические свойства конструкционных сплавов деталей теплообменного оборудования, подверженных фреттингу 401

Эрлих Б.М. Активное изменение состояния автоколебаний в машинах и механизмах в системе с различными типами нелинейностей произвольной структуры при действии импульсной или гармонической возмущающей силы .. 408

Савенкова М.А., Воляник С.А., Шехов В.П., Авилов В.В., Сычев А.П., Королева А.И. Повышение трибологических характеристик смазочных материалов введением присадки фосфоровольфрамата цинка 415

В помощь конструктору, технологу

Глушков С.П., Пудовкин Ю.А. Разработка методики инженерного расчета виброизолирующего механизма с компенсацией жесткости основного упругого элемента 419

Мельников А.С., Тамаркин М.А., Тищенко Э.Э. О необходимых дополнениях в ГОСТ 21495—76 "Базирование и базы в машиностроении, термины и определения" 424

Самаркин А.И., Дементьев А.М., Дмитриев С.И., Самаркина Е.И., Евгеньева Е.А. Оптимизация конструкции автомобильного ножничного подъемника 429

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.

КОМСОМОЛЬСКО-АМУРСКИЙ

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.н., доц.

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. ЛЕБОВСКИ, 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



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
9 (242)

CONTENTS

Assembly with use glue

Zakharova M.E., Tarasov D.R. Development of a new method for assembling adjustable cylindrical joints 387

Quality assurance. Testing. Monitoring

Kutenkova E.Yu., Larina T.V. Analyze the allowances for the diameter for centering of lenses 391

Friction & lubrication in machines and mechanisms

Panin S.V., Jiangkun Lo, Buslovich D.G., Aleksenko V.O., Kornienko L.A. Mechanical and tribological properties of solid lubricant composites based on thermoplastic polyimide loaded with PTFE and surface modified carbon fibers . . . 394

Marchenko E.A., Khrushchov M.M., Kaplunov S.M., Panov V.A. Tribological properties of structural alloys for the heat exchange equipment parts subjected to fretting 401

Erlich B.M. Active change in the state of self-oscillations in machines and mechanisms in a system with various types of nonlinearities of an arbitrary structure under the action of a impulse or harmonic disturbing force 408

Savenkova M.A., Volyanik S.A., Shehov V.P., Avilov V.V., Sychev A.P., Koroleva A.I. Improving the tribological characteristics of lubricants by introduction of an additive of zinc phosphorovolfamate 415

Industrial and design engineer's aid

Glushkov S. P., Pudovkin Yu.A. Development of engineering calculation methods of a vibration isolation mechanism with stiffness compensation of the main elastic element 419

Melnikov A.S., Tamarkin M.A., Tyshchenko E.E. Anecessary additions to GOST 21495—76 "Basing and bases in mechanical engineering, terms and definitions" 424

Samarkin A.I., Dementiev A.M., Dmitriyev S.I., Samarkina E.I., Evgenyeva E.A. Scissor car lift design optimization 429

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

СБОРКА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КЛЕЕВ

УДК 621.792

DOI: 10.36652/0202-3350-2020-21-9-387-390

М.Э. Захарова, канд. техн. наук, **Д.Р. Тарасов**
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)
E-mail: vin.m@bmstu.ru

Разработка нового метода сборки регулируемых цилиндрических соединений

Разработан новый метод сборки цилиндрических соединений с горизонтальной осью сборки с применением клеевых композиций и возможностью регулирования взаимного положения сопрягаемых деталей. Предложена конструктивная схема сборки с использованием разрабатываемого метода.

A new method for assembling cylindrical joints with a horizontal axis of assembly using adhesive compositions with the ability to regulate the relative position of the mating parts was developed. A constructive scheme of the assembly using the developed method is proposed.

Ключевые слова: методы сборки, цилиндрические соединения, клеевые соединения, клеевые составы, горизонтальная ось сборки, регулирование взаимного положения, уменьшение трудоемкости, себестоимость сборки, схема сборки.

Keywords: methods of assembly, cylindrical joints, glue joints, glue compositions, horizontal axis of the assembly, regulation of the mutual position, reducing the labor intensity, cost of assembly, assembly scheme.

Введение

Машиностроение — одна из важнейших отраслей современной промышленности, прогресс которой напрямую влияет на развитие нашей цивилизации. Машиностроительная продукция используется повсеместно, но перед появлением на рынке проходит путь от заготовки до готового изделия. Одной из наиболее ответственных частей этого пути является технологический процесс сборки, во время которого формируется окончательный вид, а также качество производимого товара. Более половины номенклатуры сборочного производства составляют цилиндрические соединения, для которых можно выделить следующие методы сборки: 1) традиционные, основанные на использовании шпоночных, шлицевых соединений, соединений с натягом и т.п.; 2) современные, например, с использованием клеевых композиций.

Методы сборки с использованием клеевых композиций — наиболее прогрессивные, эколо-

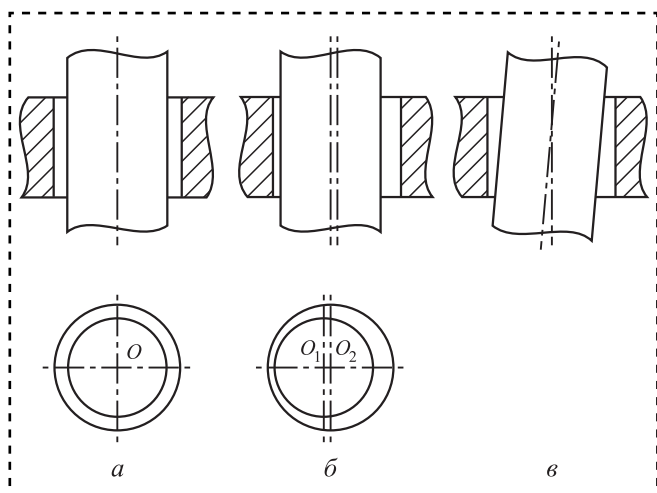
гичные, менее затратные и трудоемкие по сравнению с другими методами, используемыми в сборочном производстве.

Цель работы — разработка нового метода клеевой сборки регулируемых цилиндрических соединений для технологического обеспечения машиностроительного производства.

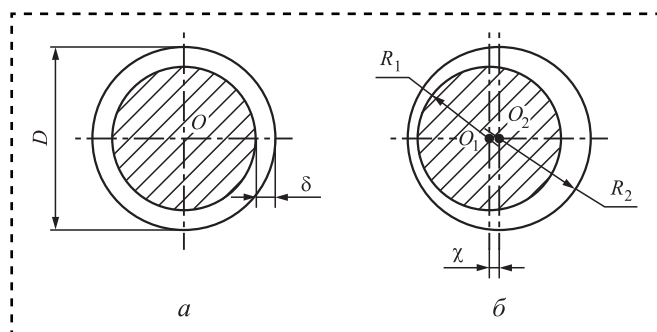
В процессе сборки возникает ряд взаимосвязанных проблем, влияющих на основные параметры технологичности конструкции, а следовательно, на качество готового изделия, себестоимость и трудоемкость его изготовления.

1. Регулирование положения сопрягаемых деталей, от чего зависит зазор между соединяемыми поверхностями и возникновение эксцентриситета, следовательно, толщина клеевого шва, влияющая на распределение напряжений в процессе работы изделия и расход клеевой композиции при сборке (рис. 1).

При сборке соединения цилиндрическими поверхностями образуются кольцевые зазоры


Рис. 1. Расположение сопрягаемых деталей:

a — соосное; *б* — эксцентричное; *в* — эксцентричное с перекосом


Рис. 2. Схема расположения цилиндрических поверхностей:

a — соосного; *б* — эксцентричного

(рис. 2). В зависимости от взаимного расположения сопрягаемых деталей меняется кольцевой зазор, и расход клеевого состава:

— соосное расположение: расход клеевого состава, протекающего через кольцевой зазор, рассчитываем по формуле:

$$Q = \frac{\pi D \Delta p \delta^2}{12 \mu L}, \quad (1)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости, Па·с;

D — диаметр внутренней цилиндрической поверхности, мм;

Δp — перепад давлений, Па;

δ — зазор, мм;

L — длина зазора или высота сопряжения, мм;

— эксцентричное расположение: расход клеевого состава, протекающего через кольцевой зазор, рассчитываем по формуле:

$$Q_3 = Q(1 + 1,5\varepsilon^2) = \frac{\pi D \Delta p \delta^2 (1 + 1,5\varepsilon^2)}{12 \mu L}, \quad (2)$$

где Q — расход жидкости в зазоре при соосном расположении цилиндрических поверхностей, мм³/с;

ε — относительный эксцентриситет, $\varepsilon = \frac{\chi}{\delta}$;

χ — величина эксцентриситета, мм;

δ — номинальный зазор, мм.

Расход клеевой композиции в случае эксцентричного расположения сопрягаемых деталей будет больше. При соосном расположении деталей для удержания клея в зазоре достаточно обеспечить равномерную подачу давления, при эксцентричном — необходимо использовать специальное приспособление, распределяющее давление по секторам, иначе возможны образования потеков клея и воздушных пор в местах с большими и меньшими зазорами соответственно [1, 2].

2. Перерасход клеевой композиции, приводящий к увеличению себестоимости изделия и образованию потеков клея, портящих его внешний вид. Расход клеевой композиции зависит от:

— способа нанесения клеевой композиции:

а) кольцом на переднюю часть одной детали;
 б) кольцом на обе сопрягаемые детали, при этом для достаточно длинных цилиндрических поверхностей наносят несколько клеевых колец;
 в) на поверхность одной детали по спирали;
 г) ручной способ нанесения с использованием различных смазывающих приспособлений, например валиков, кистей и т.д. Выбор способа нанесения клеевой композиции зависит от габаритных размеров сопрягаемых поверхностей, подготовки и производительности производства, вида и состояния клеевого состава [3–5];

— положения сопрягаемых деталей в процессе сборки;

— применения специальных дозирующих и направляющих приспособлений, которые автоматизируют сборочный процесс, позволяют контролировать расход клеевой композиции в процессе смешивания и нанесения клеевого состава, равномерно распределяют клеевой состав в соединении и удаляют воздушные поры с помощью создаваемого вращательного и поступательного движений;

— подготовки сопрягаемых поверхностей под склеивание.

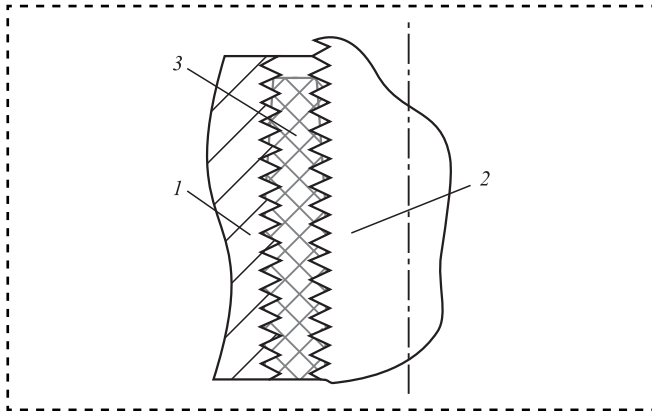


Рис. 3. Усадка клеевого состава в процессе сборки:
1, 2 — сопрягаемые детали; 3 — клеевой состав

3. Использование специальной оснастки и приспособлений для обеспечения сборочного процесса; дозирующих, направляющих, для нагрева, равномерной подачи воздуха и давления. Использование дополнительной специальной оснастки приводит к увеличению себестоимости и трудоемкости изготовления соединения.

4. Выбор вертикальной оси сборки: в процессе застывания клеевой состав, заполняя неровности сопрягаемых поверхностей, усаживается, не полностью заполняя пространство между ними, вследствие чего ухудшаются прочностные характеристики клеевого шва по высоте соединения (рис. 3).

Устраняют данный недостаток равномерным нагревом клеевого состава и подачей давления, что увеличивает себестоимость и трудоемкость изготовления клеевого соединения [6].

Данные проблемы необходимо учесть при разработке нового метода сборки регулируемых цилиндрических соединений.

Разработка нового метода сборки регулируемых цилиндрических соединений

Новый метод сборки разработан на основе технологических решений, уменьшающих себестоимость и трудоемкость изготовления сборочного изделия:

1. Выбор горизонтальной оси сборки: для решения проблемы усадки и вытекания клеевой композиции деталям необходимо передать вращательное движение (рис. 4).

Оптимальные режимы вращения (зависимости скорости вращения сопрягаемых деталей

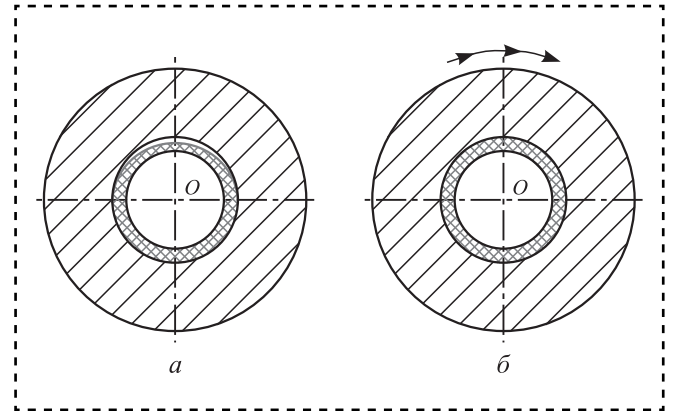


Рис. 4. Распределение клеевого состава в процессе сборки:
а — без вращения; б — с вращением

от вязкости выбранного клеевого состава) позволят добиться равномерного распределения клеевого состава в соединении без применения дополнительной оснастки для подогрева и подачи давления.

2. Использование универсальной технологической оснастки, металлорежущего станка с противопинделем (контршпинделем). Шпиндель и противопиндель соосны и синхронизированы, что обеспечивает необходимое синхронизированное вращательное движение деталей без дополнительных специальных приспособлений. В зависимости от габаритных размеров деталей и характеристик получаемого соединения могут быть применены различные универсальные приспособления для закрепления заготовок, использующиеся для токарных станков.

Разработана конструктивная схема сборки клеевого соединения, в которой для закрепления деталей использовали трехкулачковые самоцентрирующие патроны, благодаря чему достигается регулировка взаимного расположения деталей в процессе сборки (рис. 5).

Детали с предварительно подготовленными к сборке сопрягаемыми поверхностями закрепляли в трехкулачковых самоцентрирующих патронах, установленных в шпинделе и противопинделе (контршпинделе). С помощью дозирующих приспособлений на детали наносили клеевой состав. В начальном положении валу сообщали поступательное движение до совпадения сопрягаемых поверхностей и вращательное движение для равномерного распределения клея в соединении. В конечном положении синхронизированное вращательное движение

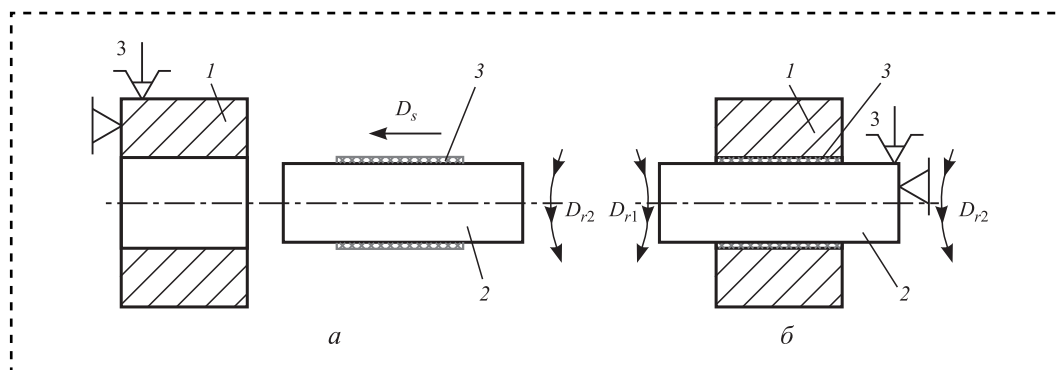


Рис. 5. Конструктивная схема сборки:

a — начальное положение; *б* — конечное положение; 1, 2 — сопрягаемые детали; 3 — клеевой состав

сообщается обоим деталям. После необходимого отверждения клеевой композиции станок останавливали, готовое сборное изделие снимали и проводили с ним необходимые контрольные мероприятия.

Заключение

Анализ существующих методов сборки цилиндрических соединений с использованием клеевых композиций в машиностроении выявил следующий ряд взаимосвязанных проблем при их использовании: регулировка положения сопрягаемых деталей в процессе сборки; перерасход клеевой композиции; использование специальной оснастки и приспособлений; вертикальная ось сборки.

Разработан новый метод сборки цилиндрических соединений, уменьшающий себестоимость и трудоемкость клеевой сборки по сравнению с существующими методами за счет выбора горизонтальной сборочной оси и использования универсальной оснастки для металлорежущих станков с противопинделем. Возможно усовершенствование метода путем определения оптимальных режимов вращения деталей, для чего необходимо рассмотреть зависимости скорости вращения сопрягаемых

деталей от вязкости клеевого состава при горизонтальном расположении сборочной оси.

Библиографический список

1. **Ворожцов О.В.** Гидравлика с примерами решения задач: учебное пособие. Псков: Изд-во ПсковГУ, 2014. 144 с.
2. **Мельников Г.Н., Вороненко В.П.** Проектирование механосборочных цехов: учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
3. **Игнатов А.В.** Исследование и разработка метода герметизации разъемных соединений термопластичными материалами в машиностроении: дис. ... канд. техн. наук. М., 2003. 174 с.
4. **Broughton B., Gower M.** Preparation and Testing of Adhesive Joints // NPL Materials Centre National Physical Laboratory Teddington. Middlesex. United Kingdom. 2001. TW11, 0LW. P. 105—114.
5. **Игнатов А.В., Безменов В.С.** Принципы построения автоматизированных дозирующих устройств для нанесения клеевых композиций в процессах сборки в машиностроении // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 11. С. 33—43.
6. **Игнатов А.В., Безменов В.С.** Методика проектирования автоматизированных устройств нанесения и дозирования клеевых составов для сборочных производств с клеевыми соединениями // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2013. № 7. С. 23—32.
7. **Винокурова М.Э.** Сборка регулируемых цилиндрических клеевых соединений: дис. ... канд. техн. наук. М., 2017. 133 с.

Е.Ю. Кутенкова, Т.В. Ларина

(Сибирский государственный университет геосистем и технологий, г. Новосибирск)

E-mail: kutenkova.elena@yandex.ru

Анализ припусков на диаметр для центрирования линз

Проанализированы припуски на диаметр линз из общей номенклатуры деталей, изготавливаемых на АО "Новосибирский приборостроительный завод", и выделены три группы деталей: 1) хорошо центрирующиеся линзы, на которые припуск назначается традиционно; 2) линзы с тонким краем; 3) плохо центрирующиеся.

The allowances for the diameter of lenses, from the general nomenclature of parts manufactured at JSC NPZ were analysis, and three groups of details were identified:

1) well-centered lenses on which the allowance is assigned traditionally; 2) lenses with a thin edge; 3) poorly centered.

Ключевые слова: линза, центрирование, припуск на центрирование, разнотолщинность по краю.

Keywords: lens, centering, allowance for centering, edge variation.

Для развития страны имеет значение совершенствование оптико-электронных приборов, в частности разработка и производство приборов наблюдения и прицеливания.

Насыпная сборка оптических деталей — один из способов сборки объективов приборов наблюдения и прицеливания, которые содержат подвижные компоненты, обладают высокими требованиями к центрировке оптических деталей и работают в широком интервале температур, в условиях серийного производства.

При этом центрирование линз в процессе сборки является одним из определяющих факторов, влияющих на качественные характеристики изготавливаемых объективов.

На рис. 1 представлен чертеж линзы в оправе, которую применяют для объективов, требующих особо точного центрирования.

На чертеже обычно указывают допустимые децентрировки поверхностей *A* и *B* относительно геометрической оси оправы диаметром 20 мм. Допустимые величины децентрировки берут из оптической схемы объектива. Центры кривизны поверхностей линзы, закрепленной в оправе, расположены относительно оси оправы линзы с децентрировками, превышающими допустимые (так как оправа под линзу изготов-

лена заранее в механическом цехе по 6-му, 7-му квалитетам, а линза имеет децентрировку при изготовлении в оптическом цехе).

Для проведения исследования проанализированы припуски на диаметр линз. Рассмотрели

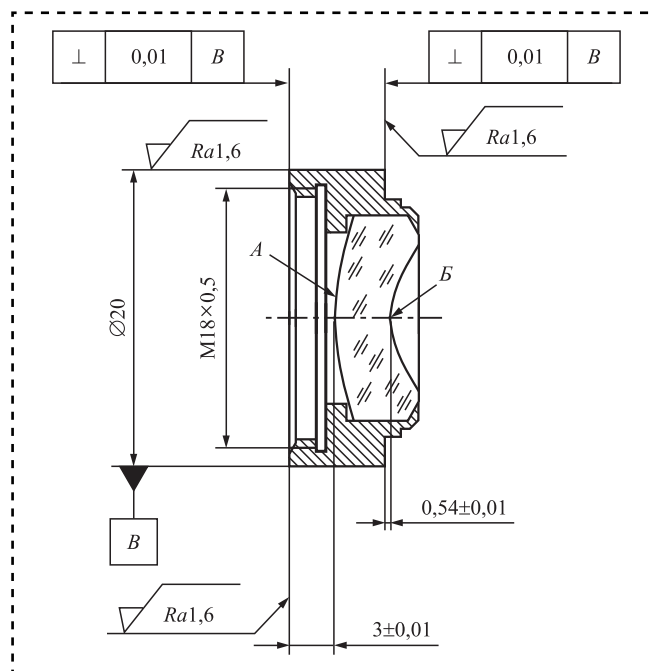


Рис. 1. Эскиз линзы для сборки

330 чертежей изделий из общей номенклатуры деталей, изготавливаемых на АО "Новосибирский приборостроительный завод".

При расчете припуска на центрирование, шлифующего и полирующего инструмента и наклеечного приспособления для обработки оптических деталей требуется значение диаметра заготовки d , который отличается от диаметра готовой детали d_0 , на некоторую величину — припуск на диаметр на центрирование (операция по совмещению геометрической и оптической осей при окончательной обработке линз по диаметру) [1–4].

Центрирование осуществляется после полирования обеих сферических поверхностей для удаления мелких "выколов", образующихся по краям во время обдирки, а также для устранения разнотолщинности края, получающейся при обработке. Разнотолщинность может достигать 0,3...0,5 мм. Припуск по диаметру изменяется в довольно широких пределах от 0,4 до 4,0 мм в зависимости от размера деталей. Эти припуски пригодны для нормальных линз, у которых достаточная толщина края и которые хорошо центрируются. Для линз с отклонениями от нормы необходимо делать отступления в ту или другую сторону от припусков для нормальных линз.

Выделено три группы деталей:

- 1) хорошо центрирующиеся линзы, на которые припуск назначается традиционно;
- 2) линзы с тонким краем;
- 3) плохо центрирующиеся.

Рассмотрим случаи, которые вызывают затруднения при центрировании.

1. Уменьшение припуска для деталей с тонким краем.

У линз с тонким краем при нормальном припуске заготовки получаются с острыми или очень тонкими краями. Такие заготовки допускаются к обработке, если деталь имеет острые края и нет возможности увеличить толщину. Уменьшение нормального припуска позволяет увеличить толщину края.

Относительное количество линз с тонким краем из всей номенклатуры изделий составило около 1 %.

Для подобных линз проверили толщины края заготовки после полирования по формуле:

$$T_{\text{кр}} = T_0 - h_1 \mp h_2, \quad (1)$$

где T_0 — толщина готовой детали;

h_1 и h_2 — стрелки прогиба первой и второй поверхностей.

После полирования на линзах должен оставаться поясok не менее 0,3 мм, но если $T_{\text{кр}} < 0,3$ мм, то припуск на диаметр следует уменьшить и снова пересчитать толщину края.

2. Увеличение припуска для плохо центрирующихся деталей.

Плохо центрирующиеся детали — линзы, толщина которых постоянно изменяется от края к центру (рис. 2, 3). К ним относят мениск — вогнуто-выпуклая или выпукло-вогнутая линза, ограниченная двумя сферическими поверхностями. В сечении имеет форму полумесяца.

Для подобных деталей необходимо указывать допуск на разнотолщинность по краю в процессе обдирки и шлифования:

1) для двояковыпуклых и двояковогнутых линз

$$\Delta T_{\text{кр}} = \frac{pd(R_1 + R_2 \mp T)}{2R_1R_2}, \quad (2)$$

где $\Delta T_{\text{кр}}$ — разнотолщинность по краю;

p — припуск на диаметр;

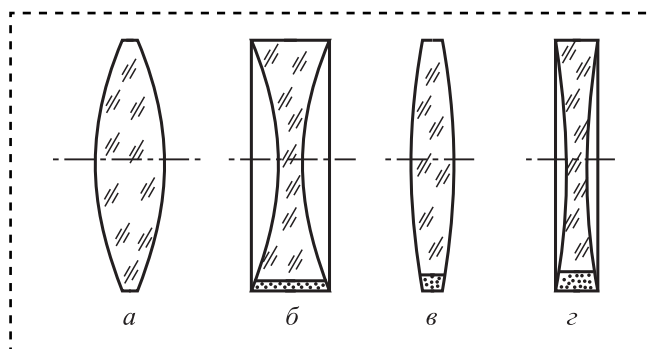


Рис. 2. Линзы:

a и b — хорошо центрирующиеся; v и z — плохо центрирующиеся

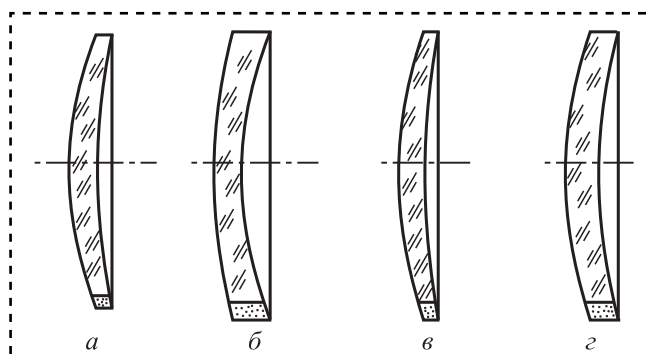


Рис. 3. Мениски:

a и b — хорошо центрирующиеся; v и z — плохо центрирующиеся



d — диаметр заготовки;

R_1 и R_2 — радиусы поверхностей;

T — толщина детали.

Правило знаков: минус — для двояковыпуклых линз и плюс — для двояковогнутых;

2) для плосковыпуклых и плосковогнутых:

$$T_{\text{кр}} = \frac{pd}{2R}; \quad (3)$$

3) для положительных менисков:

$$\Delta T_{\text{кр}} = \frac{pd(R_2 - R_1 + T)}{2R_2(R_1 - h_1)}; \quad (4)$$

4) для отрицательных менисков:

$$\Delta T_{\text{кр}} = \frac{pd(R_2 - R_1 - T)}{2R_2(R_1 - h_1)}. \quad (5)$$

В настоящее время часто применяют мениски, приближающиеся к полусфере. Если высота поверхности с меньшим радиусом превышает $0,7R$, то такие детали при центрировании обрабатывают не по диаметру, а с торца, поэтому припуск для центрирования необходимо давать по высоте.

Определены оптимальные формулы, по которым рассчитывают допуск на разнотолщинность по краю линз, приближенных к полусфере:

1) для положительных менисков:

$$\Delta T_{\text{кр}} = \frac{\Delta h d'' (R_2 - R_1 + T)}{R_1 R_2}; \quad (6)$$

2) для отрицательных менисков:

$$\Delta T_{\text{кр}} = \frac{\Delta h d'' (R_1 - R_2 - T)}{R_1 R_2}, \quad (7)$$

где Δh — припуск на центрирование по высоте;
 d'' — диаметр заготовки на второй поверхности.

Для расчета заготовок подобных линз, а именно — припуска на центрирование используем вышеприведенные формулы.

Пример 1

Дана линза с размерами: $R_1 = + 119$ мм; $R_2 = + 41,3$ мм; $T = 8,2$ мм; $d_0 = 42$ мм.

Определим вероятность того, что при нормальном припуске заготовка получится с острым краем, для чего найдем толщину края с нормальным припуском 1,5 мм по формуле (1). Следовательно, $d = 42 + 1,5 = 43,5$ мм. Стрелы

прогиба поверхностей по диаметру заготовки: $h_1 = 2$ мм; $h_2 = 6,2$ мм. Тогда толщина края $T_{\text{кр}} = 8,2 - 2 - 6,2 = 0$ мм.

В результате расчета конструкция заготовки имеет острый край заготовки, следовательно, диаметр заготовки необходимо уменьшить до 42,8 мм.

Пример 2

По конструкции линза представляет собой плохо центрирующийся мениск с размерами: $R_1 = + 28,1$ мм; $R_2 = -34,0$ мм; $T_0 = 3$ мм, $d_0 = 22$ мм. Требуется рассчитать допуск на разнотолщинность по краю по формуле (4) с припуском 1,5 мм.

Вычислим стрелу прогиба по диаметру заготовки:

$$h_1 = 28,1 - \sqrt{28,1^2 - 11,75^2} = 2,6 \text{ мм.}$$

Находим разнотолщинность по краю:

$$K = \frac{1,5 \cdot 23,5(34 - 28 + 3)}{2 \cdot 34(28,1 - 2,6)} = 0,2 \text{ мм.}$$

Допуск на разнотолщинность получился жестким, поэтому увеличим припуск на 2 мм и пересчитаем:

$$h_1 = 28,1 - \sqrt{28,1^2 - 12^2} = 2,7 \text{ мм;}$$

$$K = \frac{2 \cdot 24(34 - 28 + 3)}{2 \cdot 34(28,1 - 2,7)} = 0,25 \text{ мм.}$$

Получаем, что допуск на шлифование следует дать 0,2 мм.

В результате анализа чертежей изделий обнаружены изделия, для которых припуск на центрирование линз назначался неоптимальным образом. Таким образом, выявлено, что к расчетам заготовок необходимо подходить с учетом особенностей конструкции и применять наиболее оптимальные методики расчета.

Библиографический список

1. Кутенкова Е.Ю., Петров П.В. Технология сборки оптических приборов. Сборка механических узлов. Новосибирск: СГУГиТ, 2017. 75 с.
2. Зубаков В.Г., Семибратов М.Н., Штандель С.К. Технология оптических деталей: учебник для вузов / под ред. М.Н. Семибратова. М.: Машиностроение, 1985. 368 с.
3. Справочник технолога-оптика / М.А. Окатов и др.; под ред. М.А. Окатова. СПб.: Политехника, 2004. 679 с.
4. Ельников Н.Т., Дитев А.Ф., Юрусов И.К. Сборка и юстировка оптико-механических приборов. М.: Машиностроение, 1974. 348 с.

ТРЕНИЕ И СМАЗКА В МАШИНАХ И МЕХАНИЗМАХ

УДК 678.073:661.481

DOI: 10.36652/0202-3350-2020-21-9-394-400

С.В. Панин, д-р техн. наук (Институт физики прочности и материаловедения СО РАН, г. Томск),
Цзянкунь Ло, Д.Г. Буслович (Томский политехнический университет),
В.О. Алексенко, Л.А. Корниенко, канд. физ.-мат. наук
(Институт физики прочности и материаловедения СО РАН, г. Томск)
E-mail: rosmc@ispms.tsc.ru

Механические и трибологические свойства твердосмазочных композитов на основе термопластического полиимида, наполненного фторопластом и поверхностно-модифицированными углеродными волокнами*

Исследованы механические и трибологические характеристики композитов на основе термопластичного полиимида, наполненных политетрафторэтиленом и молотыми углеродными волокнами, отожженными и функционализированными силансодержащим модификатором KH550 в целях увеличения адгезии к полимерной матрице. Установлено, что по сравнению с ненаполненным полиимидом наибольшей износостойкостью обладает композит, наполненный отожженными углеродными волокнами и частицами политетрафторэтилена. Введение молотых углеродных волокон длиной 200 мкм увеличивает модуль упругости в 2 раза, при этом все остальные физико-механические свойства остаются на уровне ненаполненного полиимида.

The mechanical and tribological properties of thermoplastic polyimide based composites loaded with polytetrafluoroethylene and milled carbon fibers, annealed and functionalized with a KH550 silane-coupling agent were studied. It has been revealed that, compared with neat PI, the composite with annealed carbon fibers and PTFE particles possessed the highest wear resistance. Reinforcing carbon fibers of hundreds micron size increase the elastic modulus by 2 times; while all other physical and mechanical properties remain at the level of unfilled PI.

Ключевые слова: полиимид, политетрафторэтилен, углеродное волокно, компатибилизатор, модуль упругости, износостойкость, надмолекулярная структура.

Keywords: polyimide, polytetrafluoroethylene, carbon fibers, compatibilizer, elasticity modulus, wear resistance, permolecular structure.

Введение

При разработке опор осей и валов часто применяют подшипники скольжения, поскольку нарушение балансировки ротора может вызвать разрушение подшипника качения и аварию всего изделия. Требования к материалу для подшипников скольжения — работоспособность в широком температурном диапазоне, стойкость в химически активной среде,

* Работа выполнена в рамках государственного задания ИФПМ СО РАН, проект III.23.1.1 и гранту Президента РФ государственной поддержки ведущих научных школ Российской Федерации НШ-2718.2020.8. Авторы выражают благодарность РФФИ за финансирование исследования в рамках проектов № 20-58-00032 и 19-38-90106.

виброустойчивость, бесшумность, сохранение работоспособности в условиях недостаточной смазки, а в специальных конструкциях — даже без смазки [1–3]. Самосмазывающиеся полимерные композиционные материалы активно конкурируют с металлами во многих отраслях машиностроения, а в ряде случаев предпочтение отдается именно им [4].

Полиимид (ПИ) — высокотехнологичный инженерный пластик, обладающий превосходными механическими свойствами и термостойкостью. Это позволяет использовать его в жестких условиях, в частности при высоких температурах и давлениях [5–7]. Однако ненаполненный ПИ при работе в парах трения имеет значительный



износ, что не позволяет использовать его в качестве антифрикционного материала.

Твердосмазочные материалы предназначены для уменьшения износа и коэффициента трения сопряженных деталей, поверхности которых перемещаются друг относительно друга. Основные твердосмазочные материалы, которые вводят в полимерные матрицы, — политетрафторэтилен (ПТФЭ), графит, дисульфид молибдена MoS_2 [8—17] и др.

Введение твердосмазочных компонентов (наполнителей) снижает механические свойства композитов, что отрицательно влияет на износостойкость. Данная проблема может быть решена путем введения усиливающих элементов — армирующих волокон [18, 19]. Типичные механизмы износа волокнонаполненных полимерных композитов — разрыв волокна, расслоение по границе "волокно—матрица" и разрушение матрицы [20]. Повреждение композитного материала легко инициируется на границе раздела при скольжении по их поверхности, особенно когда химическая природа и физическая морфология матрицы и наполнителей существенно отличаются. Это в полной мере относится и к полимерным композитам, армированным неорганическими наполнителями.

Адгезия между волокном и матрицей играет решающую роль в обеспечении механических характеристик армированных полимерных композитов. Однако искусственные волокна зачастую демонстрируют низкую адгезию к полимерным матрицам, поскольку первые имеют химически инертную и гладкую поверхность, а кислородсодержащих функциональных групп на ней очень мало. Для улучшения механических свойств композитов должна быть обеспечена высокая межфазная адгезия [21].

Поверхностная обработка волокон — один из способов ее повышения. Для улучшения межфазной прочности используют разные методы обработки поверхности — мокрое окисление, проклейку, вискеризацию, термическую обработку и обработку связующим агентом. Эти способы поверхностной модификации либо увеличивают число реакционноспособных функциональных групп, либо шероховатость поверхности волокна, что усиливает физическую связь с матрицей (механическая адгезия).

Цель работы — разработка твердосмазочных композитов на основе матрицы ПИ, наполненных частицами фторопласта и поверхностно-модифицированными углеродными волокнами, для применения в подшипниках скольжения.

Методика проведения эксперимента и полученные результаты

Использовали порошок термопластичного ПИ (Solver PI-Powder 1600, Китай) со средним размером частиц 16 мкм. В качестве наполнителей — мелкодисперсный порошок "Флуралит", получаемый термическим разложением фторопласта Ф-4 (ООО "Флуралит синтез") со средним диаметром менее 3 мкм и молотые углеродные волокна (МУВ) (Tenax®-A, TEIJIN CARBON EUROPE GMBH) длиной 200 мкм. Вводили силансодержащий модификатор KH550 (Dongguan First Rubber Plastic Technology Co., Ltd., Dongguan, Guangdong, China), представляющий собой 3-аминопропилтриэтоксисилан ($\text{NH}_2\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_2\text{Si}(\text{OC}_2\text{H}_5)_3$).

Для удаления изначально содержащегося на поверхности углеродных волокон (технологического) замасливателя их отжигали на воздухе в сушильном шкафу Memmert UF 55 (Binder, Tuttlingen, Germany) при температуре 500 °С.

Функционализацию волокон наполнителя осуществляли путем их обработки в водно-этанольном ($\text{pH} = 4,5...5,5$) растворе силансодержащего модификатора KH550 при комнатной температуре и непрерывном перемешивании на магнитной мешалке IKA C-MAG HS 7 (IKA Werke, Staufen im Breisgau, Germany) в течение 30 мин. Массовая доля реагента составляла 1 % от массы наполнителя (0,1 % от общей массы смеси). Взвешивание проводили на аналитических весах САРТОГОСМ ЛВ 120-А (Сартогосм, Санкт-Петербург). Затем суспензию, содержащую отожженные стекловолокна, высушивали на воздухе в сушильном шкафу Memmert UF 55 (Binder, Tuttlingen, Germany) при 100 °С до полного выпаривания жидкости.

Порошки полимерного связующего ПИ и наполнители смешивали в планетарной шаровой мельнице МР/0,5·4 (ООО "Техноцентр", Рыбинск) с предварительным диспергированием компонентов в ультразвуковой ванне ПСБ-Галс 1335-05 (ЦУО ПСБ-Галс, Москва).

Объемные заготовки полимерных композитов изготавливали горячим прессованием порошковых смесей при давлении 15 МПа и температуре 170 °С с использованием лабораторной установки на базе гидравлического пресса МС-500 (ООО "НПК ТехМаш", Москва), оборудованного размыкаемой кольцевой печью с цифровым управлением температурным режимом (ООО "ИТМ", Томск). Охлаждение заготовок после выдержки под давлением в течение

30 мин осуществляли без снятия нагрузки при скорости охлаждения $\Delta T = 5 \text{ }^\circ\text{C}/\text{мин}$.

Механические свойства образцов определяли на электромеханической испытательной машине Instron 5582 разрывными испытаниями образцов в форме двойной лопатки при числе образцов одного типа не менее четырех.

Испытание образцов на изнашивание в режиме сухого трения проводили по схеме "шар-по-диск" при нагрузке 5 Н и скорости скольжения 0,3 м/с на трибометре CSEM CH-2000 (ASTM G99). В трибологических испытаниях использованы два типа контртел в форме шарика диаметром 6 мм из стали ШХ15 и керамики Al_2O_3 . Путь испытания — 1 км, радиус траектории триботрека — 16 мм.

Топографию поверхности дорожек трения исследовали на оптическом микроскопе Neophot 2 (Carl Zeiss, Jena), оборудованном цифровой камерой Canon EOS 550D (Canon Inc., Япония), и контактном профилометре Alpha-Step IQ (KLA-Tencor).

Структурные исследования выполняли на растровом электронном микроскопе LEO EVO 50 (Carl Zeiss, Германия) при ускоряющем напряжении 20 кВ на поверхности скола образцов с надрезом, разрушенных после выдержки в жидком азоте.

Физико-механические свойства

В таблице представлены физико-механические свойства горячепрессованных композитов. Плотность ненаполненного ПИ и композита

с углеволокном соответствуют теоретической плотности смеси ($1,37 \text{ г}/\text{см}^3$ для ПИ и $1,41 \text{ г}/\text{см}^3$ для ПИ + 10 % МУВ). Добавление порошка флуоралита приводит к повышению пористости композитов ($1,45 \text{ г}/\text{см}^3$ для ПИ + 10 % ПТФЭ).

Проведение модификации углеродного волокна приводит к увеличению плотности и снижению общей пористости. При этом наблюдается

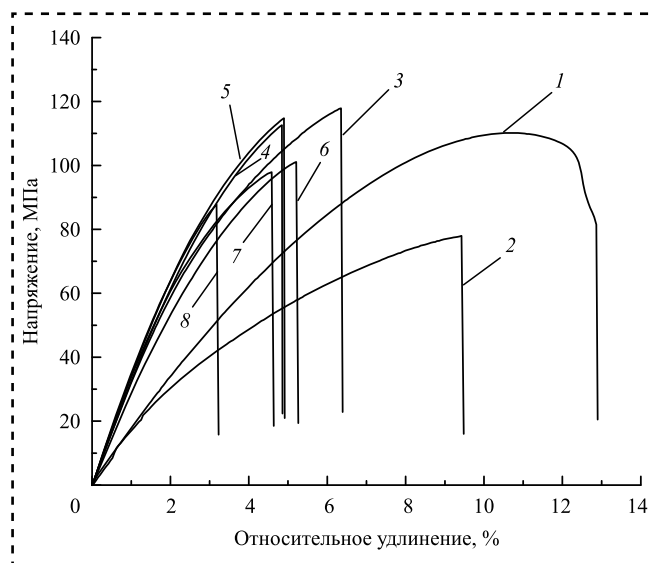


Рис. 1. Диаграммы "напряжение — деформация" для ПИ и композитов на его основе:

1 — ПИ; 2 — ПИ + 10 ПТФЭ; 3 — ПИ + 10 МУВ; 4 — ПИ + 10 МУВ отжиг; 5 — ПИ + 10 МУВ отжиг + КН550; 6 — ПИ + 10 ПТФЭ + 10 МУВ; 7 — ПИ + 10 ПТФЭ + 10 МУВ отжиг; 8 — ПИ + 10 ПТФЭ + 10 МУВ отжиг + КН550; массовая доля наполнителя — 10 %

Физико-механические свойства композитов на основе ПИ

Состав композита	Плотность ρ , $\text{г}/\text{см}^3$	Твердость по Шору D	Модуль упругости E , ГПа	Предел прочности, МПа	Относительное удлинение, %
ПИ	1,37	$80,2 \pm 0,8$	$2,60 \pm 0,69$	$110,7 \pm 1,0$	$13,0 \pm 0,7$
ПИ + 10ПТФЭ	1,41	$74,6 \pm 1,1$	$2,54 \pm 0,52$	$77,7 \pm 4,5$	$9,4 \pm 2,7$
ПИ +10 МУВ _{200 мкм}	1,40	$81,2 \pm 0,2$	$4,85 \pm 0,25$	$118,1 \pm 3,3$	$6,6 \pm 1,0$
ПИ +10 МУВ _{200 мкм} отжиг	1,40	$81,4 \pm 0,3$	$5,15 \pm 0,38$	$114,7 \pm 7,2$	$4,9 \pm 0,2$
ПИ +10 МУВ _{200 мкм} отжиг + КН550	1,41	$82,0 \pm 0,2$	$5,22 \pm 0,26$	$116,3 \pm 5,9$	$4,9 \pm 0,1$
ПИ + 10ПТФЭ + 10 МУВ _{200 мкм}	1,43	$78,7 \pm 0,9$	$4,50 \pm 31$	$104,3 \pm 5,0$	$4,7 \pm 0,5$
ПИ + 10ПТФЭ + 10 МУВ _{200 мкм} отжиг	1,44	$77,3 \pm 0,2$	$5,21 \pm 0,10$	$96,4 \pm 1,7$	$4,2 \pm 0,9$
ПИ + 10ПТФЭ + 10 МУВ _{200 мкм} отжиг + КН550	1,45	$76,9 \pm 0,2$	$5,33 \pm 0,12$	$90,3 \pm 4,0$	$3,4 \pm 0,4$

Примечание: массовая доля наполнителя — 10 %.

значительное снижение твердости по Шору D для трехкомпонентных композитов с модифицированными МУВ. Модуль упругости при наполнении ПИ отожженным углеродными волокнами увеличивается вдвое, а дополнительная функционализация углеволокна аппретом КН550 лишь незначительно повышает модуль упругости. Также незначительно изменяется и предел прочности (116,3 против 114,7 ГПа). Введение твердосмазочного наполнителя ПТФЭ в композит снижает прочностные характеристики (модуль упругости, прочность, удлинение).

Зависимость механических свойств композита от типа и вида обработки наполнителя иллюстрируют диаграммы деформирования при растяжении ПИ и композитов на его основе (рис. 1).

На рис. 2 представлены РЭМ-изображения надмолекулярной структуры композитов на основе ПИ. В исходном ПИ наблюдается однородная "ячеистая" надмолекулярная структура (размер ячеек порядка 15 мкм). При наполнении матрицы отожженными и аппретированными МУВ размер ячеек не изменяется, а углеволокна размещаются в межграничных областях ячеек (рис. 2, *в*, *г*, *д*). Введение частиц флуоралита изменяет размеры и структуру ячеек (рис. 2, *б*, *е*, *ж*, *з*), делая ее менее однородной по форме и размерам.

Таким образом, снижение механических характеристик трехкомпонентных композитов по сравнению с ПИ, наполненным углеволокном, связано с неоднородностью надмолекулярной структуры, обусловленной неоднородным распределением ПТФЭ в "мелкоячеистой" надмолекулярной структуре полиимида.

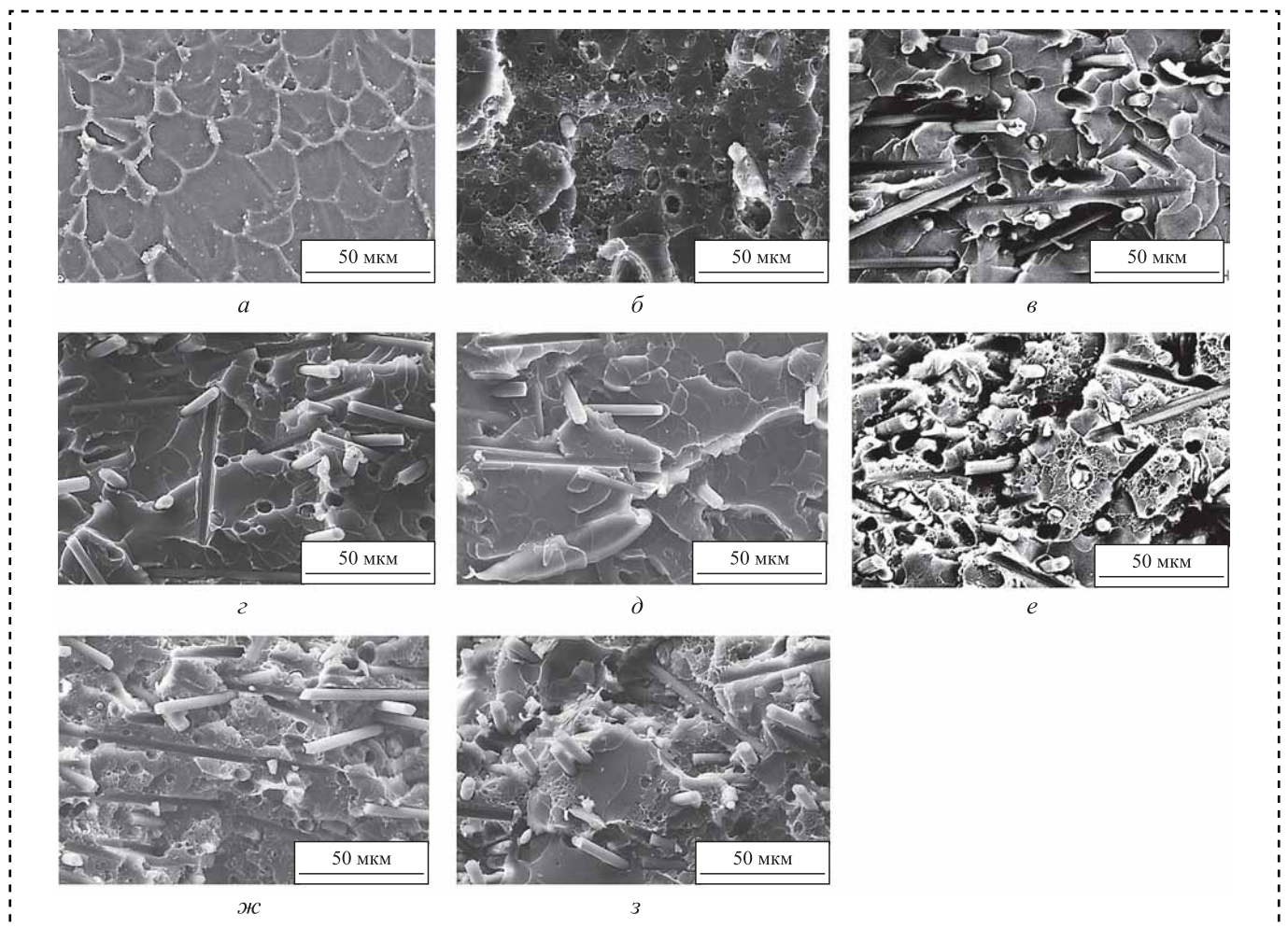


Рис. 2. РЭМ-изображения надмолекулярной структуры:

а — ПИ; *б* — ПИ + 10 ПТФЭ; *в* — ПИ + 10 МУВ_{200 мкм}; *г* — ПИ + 10 МУВ_{200 мкм} отжиг; *д* — ПИ + 10 МУВ_{200 мкм} + КН550; *е* — ПИ + 10 ПТФЭ + 10 МУВ_{200 мкм}; *ж* — ПИ + 10 ПТФЭ + 10 МУВ_{200 мкм} отжиг; *з* — ПИ + 10 ПТФЭ + 10 МУВ_{200 мкм} + КН550; массовая доля наполнителя — 10 %

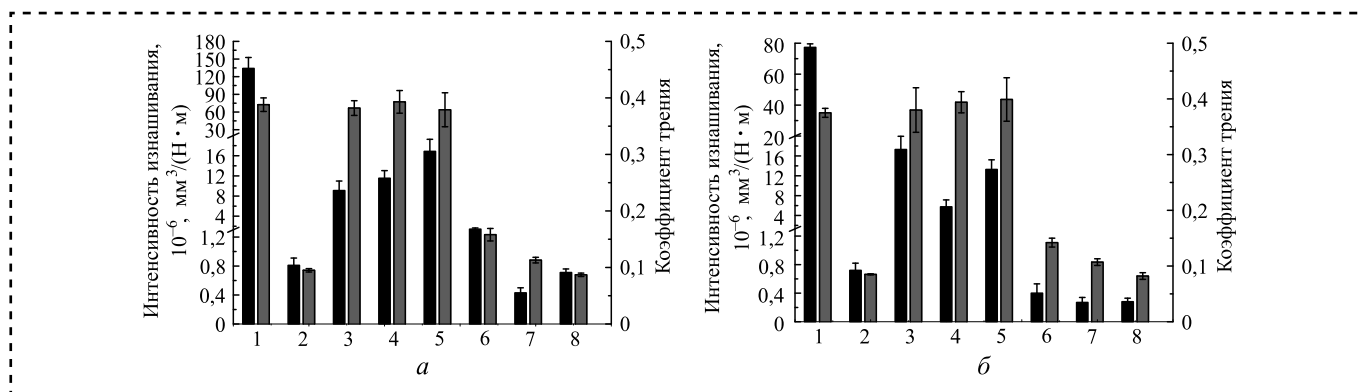


Рис. 3. Интенсивность изнашивания и коэффициент трения для ПИ и композитов на его основе:

1 — ПИ; 2 — ПИ + 10 ПТФЭ; 3 — ПИ + 10 МУВ; 4 — ПИ + 10 МУВ отжиг; 5 — ПИ + 10 МУВ отжиг + КН550; 6 — ПИ + 10 ПТФЭ + 10 МУВ; 7 — ПИ + 10 ПТФЭ + 10 МУВ отжиг; 8 — ПИ + 10 ПТФЭ + 10 МУВ отжиг + КН550; а — металлическое контртело; б — керамическое контртело; массовая доля наполнителя — 10 %

Трибологические характеристики

Результаты измерения интенсивности изнашивания и коэффициента трения при испытаниях по металлическому и керамическому контртелам представлены на рис. 3. Введение 10 % ПТФЭ приводит к повышению износостойкости в 165 раз при скольжении по металлическому контртелу и в 107 раз при скольжении по керамическому контртелу. Коэффициент трения в обоих случаях снижается в 4 раза по сравнению с ненаполненным ПИ.

Введение исходных или модифицированных МУВ не сопровождается изменением коэффициента трения. Износостойкость для ме-

таллополимерного трибосопряжения в случае модификации углеволокна снижается. Для керамополимерного трибосопряжения наибольшей износостойкостью обладает композит с отожженными углеволокнами (в 13,5 раза выше, чем в ненаполненном ПИ).

Для трехкомпонентных композитов, наполненных МУВ и ПТФЭ, коэффициент трения снижается при модификации углеродного волокна. Наибольшей износостойкостью обладает композит с отожженными волокнами и ПТФЭ: по сравнению с ненаполненным ПИ интенсивность изнашивания снижается в 312 раз для металлополимерного и 286 раз

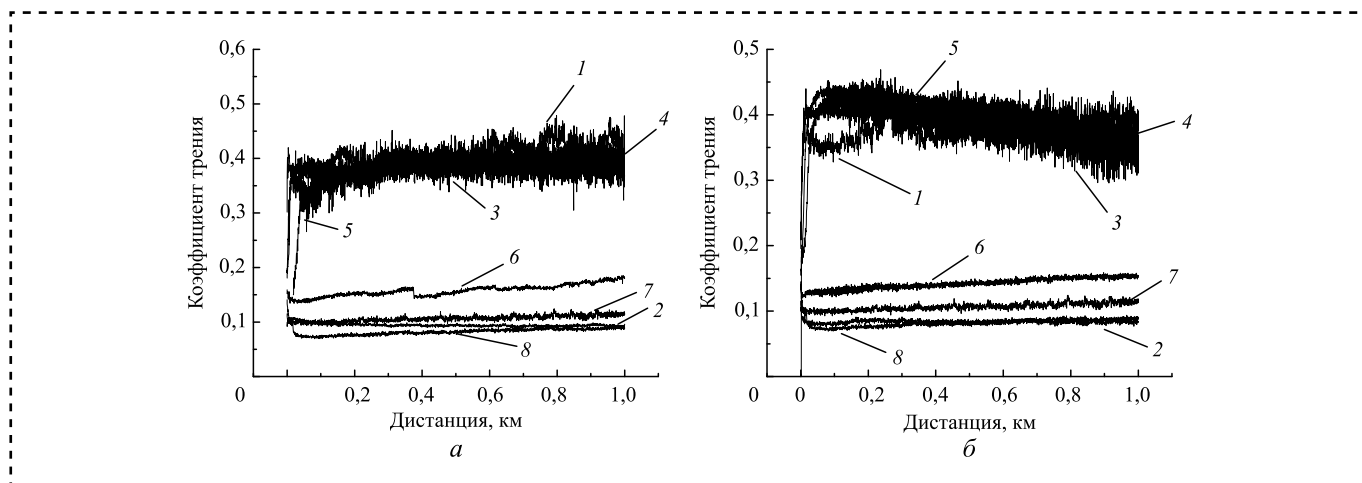


Рис. 4. Коэффициент трения для ПИ и композитов на его основе:

1 — ПИ; 2 — ПИ + 10 ПТФЭ; 3 — ПИ + 10 МУВ; 4 — ПИ + 10 МУВ отжиг; 5 — ПИ + 10 МУВ отжиг + КН550; 6 — ПИ + 10 ПТФЭ + 10 МУВ; 7 — ПИ + 10 ПТФЭ + 10 МУВ отжиг; 8 — ПИ + 10 ПТФЭ + 10 МУВ отжиг + КН550; а — металлическое контртело; б — керамическое контртело; массовая доля наполнителя — 10 %

для керамополимерного трибосопряжения. Функционализация углеродных волокон аппретом КН550 не приводит к повышению износостойкости (в металлополимерном сопряжении интенсивность изнашивания даже возрастает после аппретирования углеродных волокон; в керамополимерном сопряжении износ композитов с отожженным и аппретированным углеродным идентичен).

На рис. 4 приведены зависимости коэффициентов трения всех исследованных композитов от дистанции испытаний. Введение в матрицу МУВ как в исходном, так и в отожженном и аппретированном КН550 виде, не сопровождается изменением коэффициента трения (рис. 4, кривые 1, 3, 4 и 5). Добавление в ПИ частиц ПТФЭ совместно с МУВ приводит к значительному снижению коэффициента трения, равно как и степени его высокочастотной осцилляции во времени (рис. 4, кривые 2, 6, 7 и 8).

Приведенные на рис. 5 профили дорожек трения, а также картины поверхностей изнашивания на рис. 6 композитов полностью согласуются с данными, показанными на рис. 3 и 4.

Для композита ПИ + 10 % ПТФЭ, как в металлополимерном (рис. 6, а, г на стр. 2 обложки), так и в керамополимерном сопряжениях (рис. 6, ж, к), картины поверхностей износа контртела и полимера идентичны, что соответствует одинаковому уровню интенсивности изнашивания (см. рис. 3), а также шероховатости поверхности образцов (см. рис. 5, кривые 2). При этом фор-

мирования пленки переноса на контртеле не наблюдается по причине "залечивания" неровностей контртела политетрафторэтиленом, снижающим износ обоих тел в паре трения.

В композите ПИ + 10 % МУВ (отжиг) при трибоиспытаниях наблюдали интенсивный износ металлического контртела углеродными волокнами (см. рис. 6, б, д). Керамическое контртело из-за большей твердости сохраняется гладким, в то время как на поверхности дорожки трения появляются выщербины (см. рис. 6, л) и небольшие борозды (см. рис. 5, кривая 3).

В тройном композите ПИ + 10 % ПТФЭ + 10 % МУВ (отжиг) на поверхностях контртел происходит образование пленки переноса из продуктов износа, содержащих ПТФЭ (см. рис. 6, в, и) [22]. Поверхности образцов в обоих случаях гладкие (см. рис. 6, е, м), что соответствует минимальному уровню интенсивности изнашивания (см. рис. 3, а, б) и глубине дорожек трения (см. рис. 5, кривые 4).

Таким образом, многокомпонентный композит на основе состава ПИ + 10 % ПТФЭ + 10 % МУВ отжиг обладает наибольшей износостойкостью, при испытаниях как в металлополимерном, так и в керамополимерном сопряжениях. Дополнительная функционализация отожженного углеродного волокна аппретом КН550 не повышает износостойкость указанного композита в обоих случаях трибонагружения (см. рис. 3, а, б).

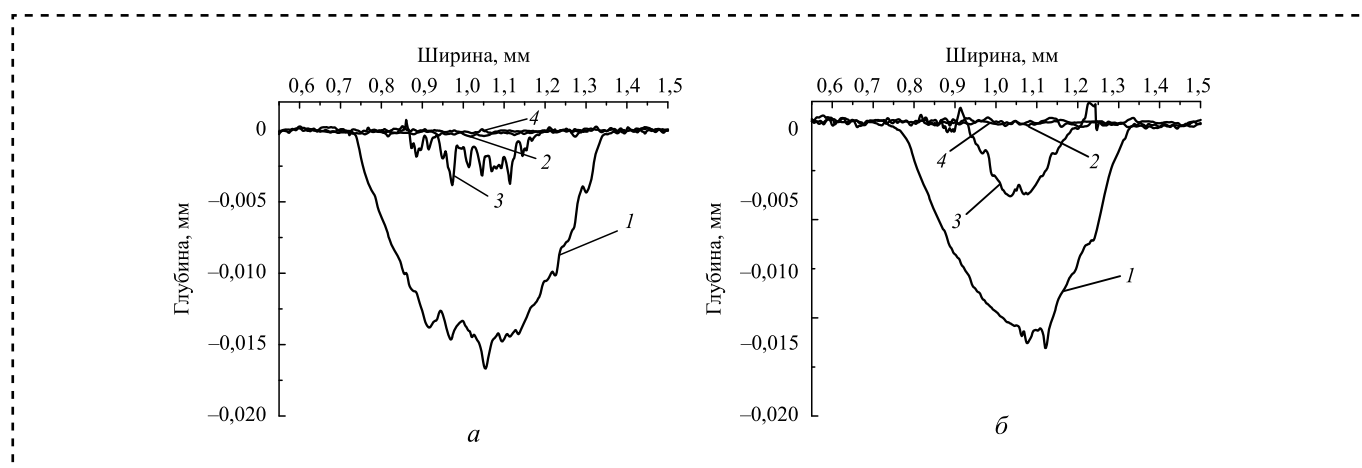


Рис. 5. Профили дорожек трения после окончания испытаний для ПИ и композитов на его основе: 1 — ПИ; 2 — ПИ + 10 ПТФЭ; 3 — ПИ + 10 МУВ отжиг; 4 — ПИ + 10 ПТФЭ + 10 МУВ отжиг; а — металлополимерное трибосопряжение; б — керамополимерное трибосопряжение; массовая доля наполнителя — 10 %

Заключение

Исследованы механические и трибологические свойства композитов на основе ПИ, наполненных ПТФЭ и МУВ длиной 200 мкм, отожженными и функционализированными силансодержащим модификатором КН550 в целях увеличения адгезии к полимерной матрице.

Установлено, что наибольшей износостойкостью обладает композит с отожженными МУВ и ПТФЭ, в котором по сравнению с ненаполненным ПИ интенсивность изнашивания снижается в 312 раз для полимер-металлического и в 286 раз для полимер-керамического трибосопражений.

Введение МУВ длиной 200 мкм увеличивает модуль упругости в 2 раза; при этом все остальные физико-механические свойства остаются на уровне ненаполненного полимера.

Многокомпонентный твердосмазочный композит ПИ + 10 % ПТФЭ + 10 % МУВ (отжиг) рекомендуется для применения в узлах трения в машиностроении в металло- и керамополимерных трибосопражениях.

Библиографический список

1. **Чернавский С.А.** Подшипники скольжения / науч. ред. Г.М. Ицкович. М.: МАШГИЗ, 1963. 243 с.
2. **Neale M.J.** Bearings. A tribology handbook. Butterworth-Heinemann, 2013. 146 p.
3. **Sinz J., Knoll M., Groche P.** Operational effects on the stiffness of combined roller and plain bearings // *Procedia Manufacturing*. 2019. Vol. 41. P. 650–657. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2019.09.054>.
4. **Friedrich K.** Polymer composites for tribological applications // *Advanced Industrial and Engineering Polymer Research*. 2018. Vol. 1. Issue 1. P. 3–39. <https://doi.org/10.1016/j.aiepr.2018.05.001>.
5. **Wang Qihua, Zhang Xinrui, Pei Xianqiang.** Study on the synergistic effect of carbon fiber and graphite and nanoparticle on the friction and wear behavior of polyimide composites // *Materials & Design*, 2010. Vol. 31 (8). P. 3761–3768.
6. **Laurence W. McKeen.** Polyimides // *The Effect of UV Light and Weather on Plastics and Elastomers*. 2019. DOI: 10.1016/B978-0-12-816457-0.00006-X www.scientific.net/kem.799.65.
7. **Constantin C.P., Aflori M., Damian R.F., Rusu R.D.** Biocompatibility of Polyimides: A Mini-Review // *Materials*. 2019. Vol. 12. P. 3166.
8. **Su F., Zhang S.** Tribological properties of polyimide coatings filled with PTFE and surface-modified nano-Si₃N₄ // *Journal of Applied Polymer Science*. 2014. Vol. 131 (12). DOI:10.1002/app.40410.
9. **Kumar R., Malaval B., Antonov M., Zhao G.** Performance of polyimide and PTFE based composites under sliding, erosive and high stress abrasive conditions

// *Tribology International*. 2020. 106282 p. DOI:10.1016/j.triboint.2020.106282.

10. **Self-Lubricating** Polytetrafluoroethylene/Polyimide Blends Reinforced with Zinc Oxide Nanoparticles / Liwen Mu, Jiahua Zhu, Jingdeng Fan et al. // *Journal of Nanomaterials*. 2015. DOI:10.1155/2015/545307.

11. **Shi Y., Mu L., Feng X., Lu X.** The tribological behavior of nanometer and micrometer TiO₂ particle-filled polytetrafluoroethylene/polyimide // *Materials & Design*. 2011. Vol. 32 (2). P. 964–970. DOI:10.1016/j.matdes.2010.07.013.

12. **Gheisari R., Polycarpou A.A.** Tribological performance of graphite-filled polyimide and PTFE composites in oil-lubricated three-body abrasive conditions // *Wear*. 2019. 203044 p. DOI:10.1016/j.wear.2019.203044.

13. **Mechanical and tribotechnical properties of polyimide based solid lubricant composites" / S.V. Panin, Luo Jiangkun, L.A. Kornienko et al.; edited by V.E. Panin et al. // Proceedings of the International conference on Advanced Materials with Hierarchical Structure for New Technologies and Reliable Structures. AIP Conference Proceedings. 2019. P. 020266-1–020266-5. DOI: 10.1063/1.5132133.**

14. **MoS₂ nanosheets-decorated** carbon fiber hybrid for improving the friction and wear properties of polyimide composite / Chen B., Li X., Jia Y. et al. // *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*. 2018. Vol. 109. P. 232–238. DOI: 10.1016/j.compositesa.2018.02.039.

15. **Li J., Bai T.** The effect of CNT modification on the mechanical properties of polyimide composites with and without MoS₂ // *Mechanics of Composite Materials*. 2011. Vol. 47 (6), P. 597–602. DOI: 10.1007/s11029-011-9238-2.

16. **Ullegaddi K., Mahesha C.R., Shivarudraiah.** Tribological Properties of Basalt Fibers A Review // *Materials Science Forum*. 2019. Vol. 969. P. 335–342. DOI: 10.4028/www.scientific.net/msf.969.335.

17. **Carbon and Glass Fibers for Polymer Composites / Beev A.A., Khashirova S.Y., Beeva D.A. et al. // Key Engineering Materials. 2019. Vol. 816. P. 19–26. DOI:10.4028/www.scientific.net/kem.816.19.**

18. **El-Sayed A.A., El-Sherbiny M.G., Abo-El-Ezz A.S., Aggag G.A.** Friction and wear properties of polymeric composite materials for bearing applications // *Wear*. 1995. Vol. 184. Issues 1. P. 45–53. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(94\)06546-2](https://doi.org/10.1016/0043-1648(94)06546-2).

19. **Tong J., Ma Y.H., Jiang M.** Effects of the wollastonite fiber modification on the sliding wear behavior of the UHMWPE composites // *Wear*. 2003. Vol. 255. Issues 1–6. P. 734–741. DOI: 10.1016 / S0043-1648 (03) 00221-7.

20. **Hassanzadeh-Aghdam M.K., Ansari R., Darvizeh A.** Micromechanical modeling of thermal expansion coefficients for unidirectional glass fiber-reinforced polyimide composites containing silica nanoparticles // *Composites. Part A: Applied Science and Manufacturing*. 2017. Vol. 96. P. 110–121. DOI:10.1016/j.compositesa.2017.02.015.

21. **Effect of Adhesion on Mechanical and Tribological Properties of Glass Fiber Composites, Based on Ultra-High Molecular Weight Polyethylene Powders with Various Initial Particle Sizes / S.V. Panin, L.A. Kornienko, Q. Huang et al. // Materials. 2020. Vol. 13. P. 1602.**

22. **Износостойкость** композитов на гибридной матрице СВМПЭ-ПТФЭ: механические и триботехнические свойства матрицы / С.В. Панин и др. // *Трение и износ*. 2015. (36). № 3. С. 325–333.



Е.А. Марченко, канд. техн. наук, **М.М. Хрущов**, канд. физ.-мат. наук,
С.М. Каплунов, д-р техн. наук (Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН),
В.А. Панов, д-р техн. наук (АО "ОКБМ Африкантов", г. Нижний Новгород)
E-mail: michel_x@mail.ru

Трибологические свойства конструкционных сплавов деталей теплообменного оборудования, подверженных фреттингу

Определены трибологические характеристики при трении скольжения без смазки и со смазкой водой коррозионно-стойкой стали и сплавов на основе титана. Показано, что зависимости коэффициента трения от нагрузки и длительности испытания свидетельствуют о преимущественно усталостном механизме изнашивания, который при трении титановых сплавов сопровождается адгезионным взаимодействием и пластическим оттеснением. Построены кривые фрикционной усталости, позволяющие дать предварительную оценку долговечности исследуемых сплавов.

Tribological characteristics of sliding friction in stainless steel and titanium alloys in dry and water lubricated conditions have been determined. The character of the coefficient of friction variation with load and the duration of tests have confirmed the prevailing wear mechanism in these materials to be frictional fatigue fracture that in the case of titanium alloys is accompanied with adhesive interaction and plastic plowing. The frictional fatigue curves built in a result of this investigation make possible to estimate the materials tribological longevity.

Ключевые слова: титановый сплав, коррозионно-стойкая сталь, коэффициент трения, трение без смазки, смазка водой, усталостный износ, кривые фрикционной усталости, фреттингостойкость.

Keywords: titanium alloys, stainless steel, coefficient of friction, dry friction, lubrication with water, fatigue wear, friction fatigue curves, fretting resistance.

Введение

Сплавы на основе титана и коррозионно-стойкие стали широко используют в качестве конструкционных материалов в теплообменном оборудовании различного назначения. Особенно востребованы титановые сплавы — универсальный конструкционный материал, сочетающий высокую коррозионную стойкость и удельную прочность. Однако не упрочненный титан и его сплавы отличаются низкими природными трибологическими свойствами, что ограничивает их применение не только в узлах трения, но в некоторых случаях и в качестве конструкционного материала [1–3]. Тем не менее ведутся исследования, в которых рассматриваются возможности их использования в качестве трибологических материалов [3, 4]. Коррозионно-стойкие стали уступают титановым сплавам по конструкционным показателям, но превосходят по трибологическим свойствам.

Оптимальное сочетание этих характеристик определяет долговечность номинально неподвижных соединений в теплообменных аппаратах. В результате вибрации, обусловленной работой других агрегатов (двигателей, насосов), колебаний трубных пучков под действием движения жидкости и т.д., в таких соединениях возникают малоамплитудные колебания (фреттинг), приводящие к износу трибосоприжения [5]. Снижая долговечность отдельных элементов конструкции, он может оказывать существенное негативное влияние и на ее живучесть в целом, так как провоцирует зарождение и распространение усталостных трещин [6, 7].

Разрушение при фреттинге происходит на пятнах фактического контакта. Площадка контакта содержит две области: область сцепления и область проскальзывания. В области проскальзывания, возникает фрикционное взаимодействие, т.е. сопряженные детали, оставаясь номинально неподвижными, имеют трущиеся

участки поверхности, подверженные изнашиванию (фреттинг-изнашивание). Из-за микрорельефа поверхности, обуславливающего дискретный характер контактного взаимодействия, на площадках фактического контакта малого размера возникают значительные контактные давления [8].

При разрушении материала в условиях фреттинга реализуется множество взаимовлияющих процессов: усталостный, абразивный, адгезионный износ, химическое взаимодействие, окисление (фреттинг-коррозия) и взаимоперенос материала [9—11]. Поскольку понятие "фреттинг" включает целый комплекс явлений, природа которых и их взаимовлияние зависят от условий работы и не поддаются точной аналитической оценке, возрастает роль экспериментальных исследований, на первом этапе — углубленной и систематизированной оценки трибологических характеристик материалов [3, 12—14].

Проведено сравнительное исследование трибологических свойств сплавов, используемых в соединительных элементах судовых двигательных установок, которые при проектировании предполагаются неподвижными, но в рабочем состоянии находятся под действием малоамплитудных колебаний — фреттинга.

Цель работы — определение и систематизация трибологических характеристик и механизма изнашивания материалов трибосопряжений, подверженных фреттингу, и возможности использования существующих методик расчетной оценки величины износа для оценки их долговечности.

Методика проведения эксперимента и полученные результаты

Проводили испытания пар трения из двух сочетаний титановых сплавов: ПТ-7М—ПТ-7М и ВТ1-00—ПТ-7М и двух сочетаний коррозионно-стойкой стали ХН35ВТ—ХН35ВТ и 08Х18Н10Т—ХН35ВТ.

Для оценки трибологических характеристик использовали одношариковый трибометр. Установка позволяет реализовать высокие контактные давления при трении скольжения, определить коэффициент трения и износ, а также построить кривые фрикционной усталости. Вращающиеся дисковые образцы из сплавов ПТ-7М, ВТ1-00, ХН35ВТ и 08Х18Н10Т диаметром 30 мм испытывали в паре с неподвиж-

мым индентором в виде конуса с радиусом закругления вершины 1,5 мм, изготовленным из сплава ХН35ВТ и ПТ-7М в случаях стальных образцов и титановых сплавов соответственно. Испытания проводили при трении без смазки и со смазкой дистиллированной водой в течение 1 ч при частоте вращения образца 100 мин^{-1} , т.е. на базе 6000 циклов при непрерывной записи силы трения. Испытания со смазкой водой проводили в связи с тем, что по нормативным документам в процессе эксплуатации допустимо попадание некоторого количества воды в зону контакта. Смазку наносили капельным методом. Нормальные нагрузки изменяли в интервале 0,02...0,2 Н, максимальные контактные давления (по Герцу) для титановых сплавов составляли 187...407 МПа, а для сталей — 275...774 МПа. Для записи профилограмм дорожек трения использовали профилометр "Профи-130", версия 4-1.

Рентгеноструктурный анализ образцов осуществляли на $\text{Cu } K\alpha$ -излучении на приборе, оснащенный вертикальным гониометром с энергодисперсионным детектором Пельтье. Качественный фазовый анализ был выполнен с помощью программы Match! 1.9 и базы данных PDF-2 (ICCD).

Рентгеновский анализ образцов перед испытанием проведен в связи с различным состоянием исходных материалов (ВТ1-00 — лист, остальные сплавы — прутки), что могло привести к различию в их текстуре и, соответственно, ее влиянию на трибологические характеристики. Рентгенограммы образцов титановых сплавов идентичны, но отличаются от рентгенограммы эталонного образца (титана) перераспределением интенсивностей первых трех линий — $(10\bar{1}0)$, (0002) и $(10\bar{1}1)$, что свидетельствует о наличии преимущественной ориентации поверхностных слоев, одинаковой для обоих образцов и приобретенной в процессе их изготовления, т.е. исключает ее влияние на трибологические характеристики. Единственной фазой исследуемых сплавов является $\alpha\text{-Ti}$.

На рис. 1—4 представлены фрагменты трибограмм, показывающих, как меняется сила (коэффициент) трения в зависимости от продолжительности испытания и нагрузки при сухом трении и трении со смазкой водой. Коэффициент трения фиксирует изменения на макроуровне, являясь комплексной характеристикой всех процессов, происходящих в зоне контакта, связанных как с формированием и изменением

поверхностных структур, так и с их разрушением (изнашиванием).

Периодическое изменение коэффициента трения и его флуктуации вокруг среднего значения фиксировали уже на начальной стадии испытаний титановых сплавов (рис. 1, *а, б* и 2, *а, б*) при трении без смазки. Такое изменение является отражением усталостных процессов в области пластического контакта (мало-

цикловая усталость) и связано с периодическим упрочнением и разрушением материала. Выявление периодического изменения коэффициента трения возможно только на определенной стадии процесса формирования и разрушения поверхностных структур, когда отсутствует влияние частиц изнашивания. При трении одноименной пары ПТ-7М они начинают образовываться при нагрузке 0,1 Н, (рис. 1, *в*), а для разноименной

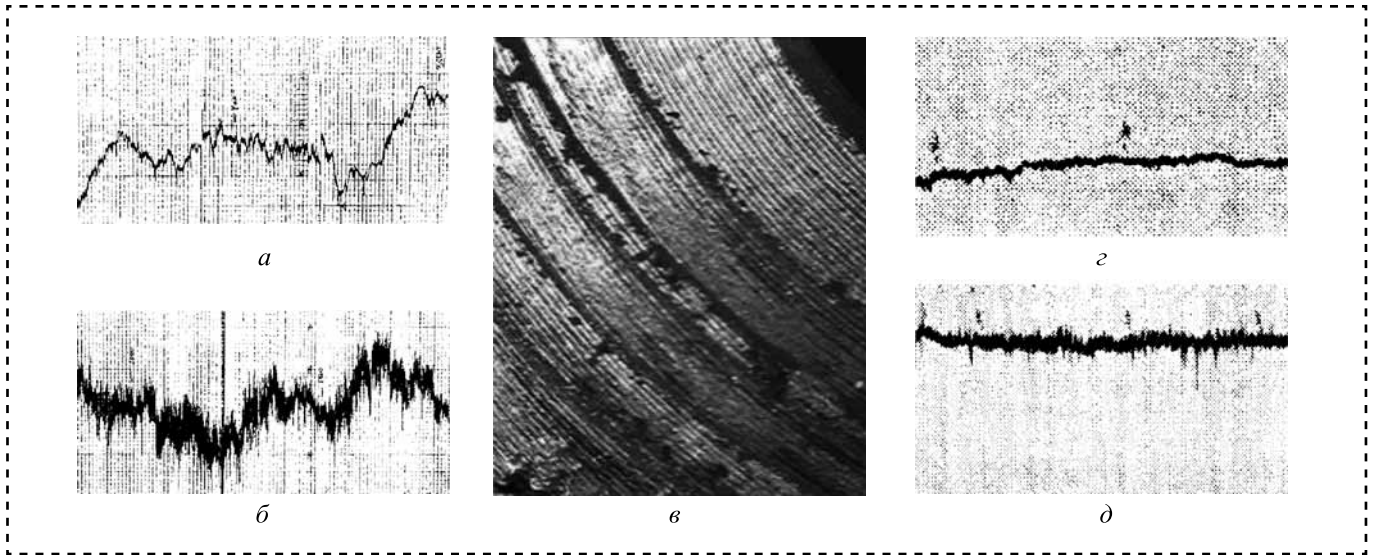


Рис. 1. Пара трения ПТ-7М—ПТ-7М:

а и *б* — фрагменты трибограмм при сухом трении и нагрузках 0,02 и 0,2 Н; *в* — внешний вид дорожек, образовавшихся на сплаве ПТ-7М при сухом трении; *з* и *д* — фрагменты трибограмм при трении со смазкой водой и нагрузках 0,02 и 0,2 Н

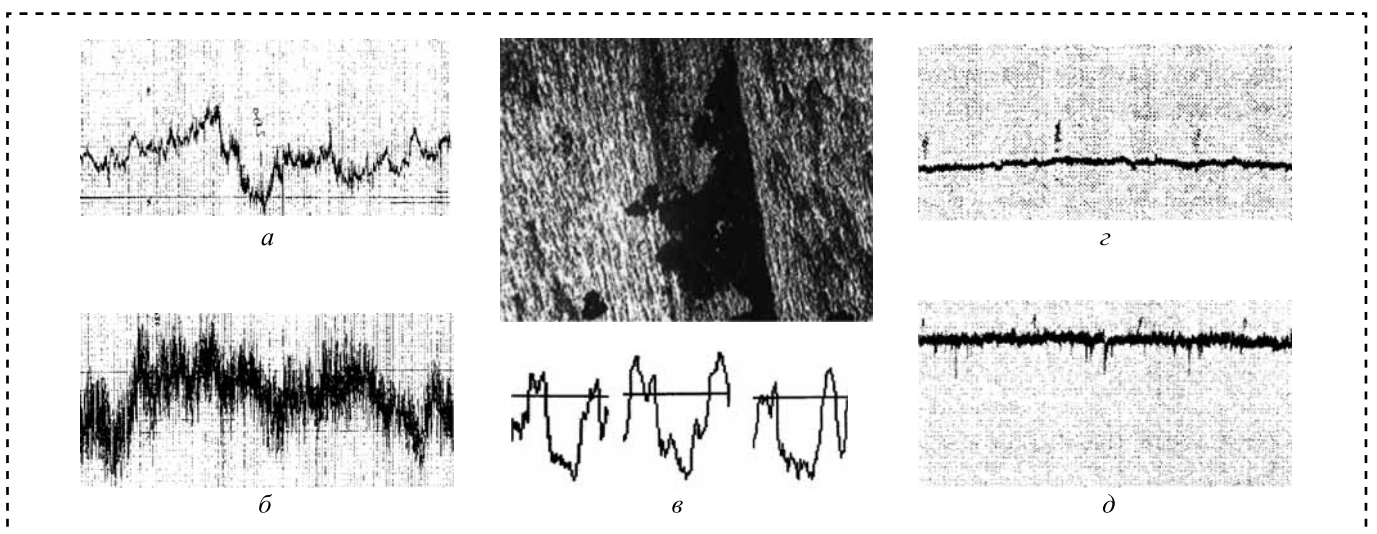


Рис. 2. Пара трения VT1-00—ПТ-7М:

а и *б* — фрагменты трибограмм при сухом трении и нагрузках 0,02 и 0,2 Н; *в* — внешний вид дорожек трения на сплаве VT1-00 и профилограммы их поперечного сечения при сухом трении; *з* и *д* — фрагменты трибограмм при трении со смазкой водой и нагрузках 0,02 и 0,2 Н

пары процесс начинается раньше, проходит более интенсивно с образованием крупных скопленных частиц износа (рис. 2, *в*).

Осцилляции вокруг среднего значения коэффициента трения свидетельствуют об адгезионном взаимодействии [3]. Первоначально формирование дорожек трения происходит за счет некоторого уплотнения материала, так как титановые сплавы легко наклепываются. Под действием больших контактных давлений прочная пленка диоксида титана, покрывающая поверхность, трескается (поперечные трещины на дорожке трения на рис. 1, *в*), а связи, возникающие в местах схватывания, более прочны, чем основной материал. Разрушение носит глубокий характер с вырыванием и налипанием материала более мягкого нижележащего слоя, фрагменты которого переносятся на контртело, разрушаются, образуя частицы износа. Окислению с образованием диоксидов титана подвергаются уже отделившиеся частицы. О локальном адгезионном взаимодействии свидетельствует профиль дорожек трения ВТ1-00 (рельеф дна лунки), на котором видны также следы пластического отеснения (рис. 2, *в*). В условиях проведения эксперимента при смазке водой на обеих парах не выявлено отчетливых следов разрушения, хотя некоторая нестабильность коэффициента трения обнаруживается (рис. 1, *в*, *г* и 2, *в*, *г*).

В отличие от сплавов на основе титана, при трении одноименной пары из стали ХН35ВТ

осцилляции коэффициента трения фиксируются в виде утолщений на трибограммах (рис. 3, *б*). Осцилляции — признак предразрушения на микроуровне, когда происходит измельчение блоков, растут микронапряжения, возникают микротрещины, еще не приводящие к образованию частиц износа (рис. 3, *в*). Эти изменения предшествуют разрушению в области упругого контакта (многоцикловая усталость), которое в дальнейшем сопровождается увеличением коэффициента трения. Чем раньше появляются признаки предразрушения (а их появление на трибограмме фиксируется тем раньше, чем больше нагрузка), тем быстрее начинается макропроцесс — образование частиц износа.

При трении со смазкой водой на данной базе испытаний нет изменений, которые позволили бы определить момент начала разрушения, т.е. смазка способствует увеличению долговечности материала. Есть отдельные проявления нестабильности в виде кратковременного незначительного увеличения коэффициента трения, его осцилляций. Все это свидетельствует о разрушении материала поверхностного слоя, которое носит локальный характер и, возможно, связано с нарушением режима смазки. В целом, смазка способствует более стабильной работе контактирующих материалов.

Пара трения 08Х18Н10Т — ХН35ВТ (рис. 4, *а*, *б*) стабильно работает без смазки при нагрузках 0,02...0,15 Н на протяжении всей базы испытаний. Процесс разрушения с резким ростом

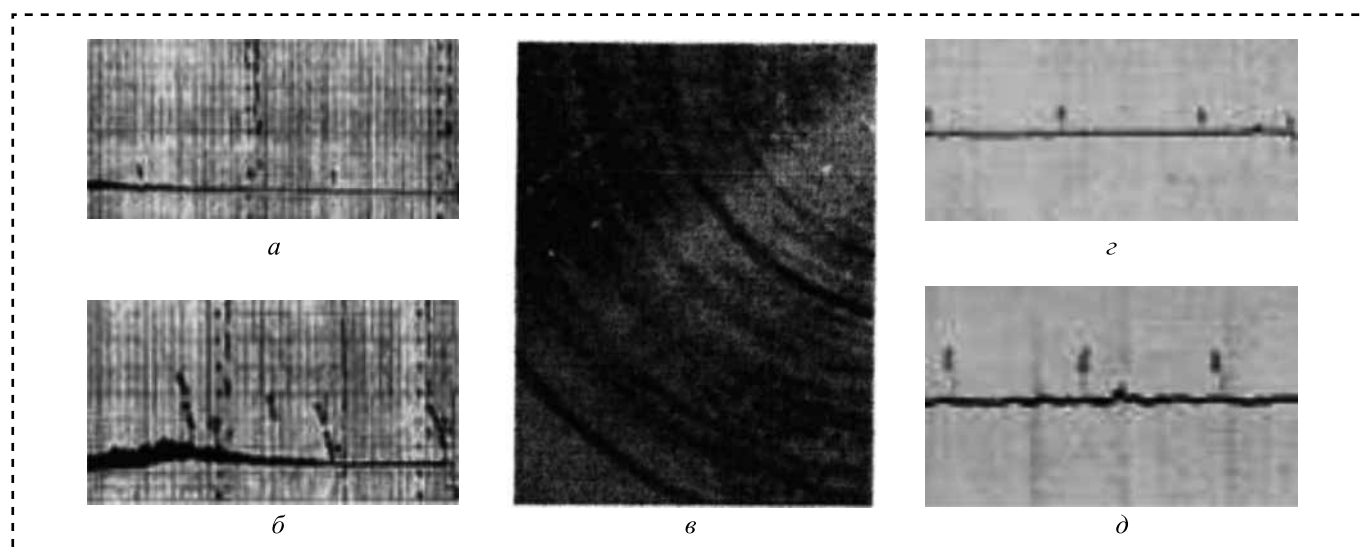


Рис 3. Пара трения ХН35ВТ—ХН35ВТ:

а и *б* — фрагменты трибограмм при сухом трении и нагрузках 0,1 и 0,5 Н; *в* — внешний вид дорожек в образце, испытанном при сухом трении; *г* и *д* — фрагменты трибограмм при трении со смазкой водой и нагрузках 0,02 и 0,2 Н

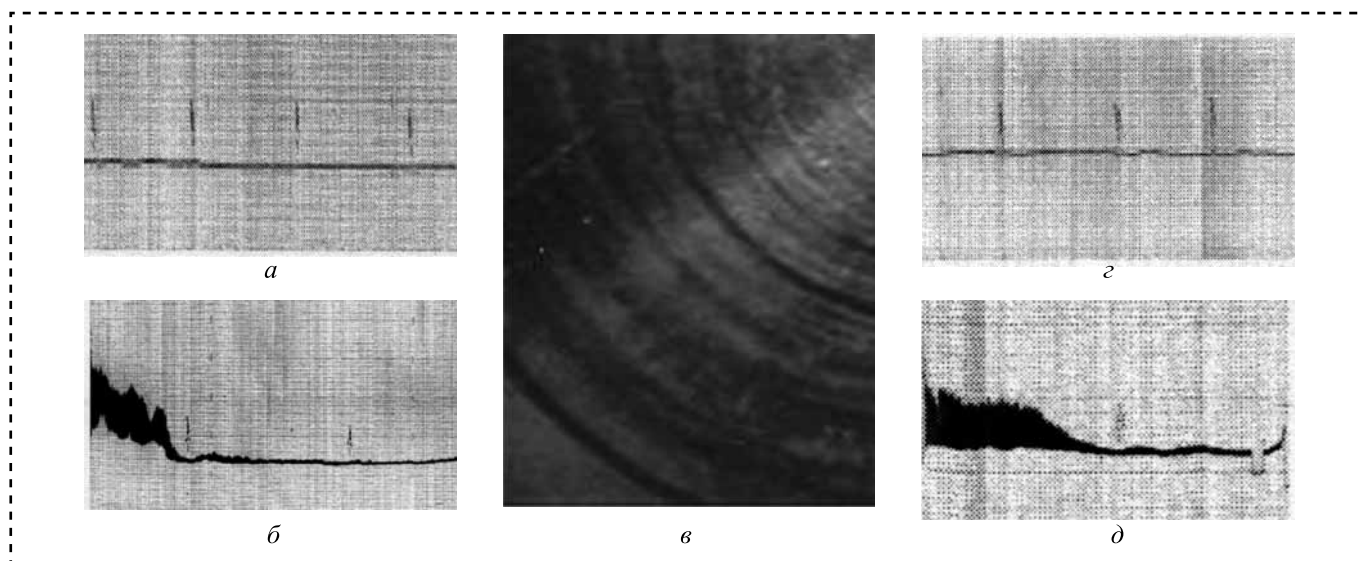


Рис. 4. Пара трения 08X18H10T–ХН35ВТ:

a и *б* — фрагменты трибограмм при сухом трении и нагрузках 0,02 и 0,2 Н; *в* — внешний вид дорожек трения на стали 08X18H10T после испытаний в условиях сухого трения; *г* и *д* — фрагменты трибограмм при трении со смазкой водой при нагрузках 0,02 и 0,2 Н

коэффициента трения наблюдается при нагрузках 0,2 и 0,3 Н, тем раньше, чем больше нагрузка.

Смазка дистиллированной водой способствует стабильной работе пары трения в интервале нагрузок на индентор 0,02...0,15 Н. Интенсивное разрушение с резким ростом коэффициента трения происходит при $P = 0,2$ Н (рис. 4, *г*).

Максимальный коэффициент трения $f = 0,65$ одноименной пары титановых сплавов при трении без смазки несколько ниже, чем разноименной — 0,8. Смазка водой способствует его значительному снижению в первом случае и вызывает обратный эффект во втором (рис. 5, *a*, *б*). При трении с водой значения коэффициента трения характеризуются большим разбросом, что свидетельствует о нестабильности работы, обусловленной изменением соотношения между различными механизмами изнашивания, а его величина свидетельствует о существенном адгезионном взаимодействии, особенно в разноименной паре.

Зависимость коэффициента трения от нагрузки выражается кривой с минимумом: левая, нисходящая ветвь соответствует области упругого контакта, правая, восходящая — пластического, между которыми находится переходная зона [15]. Обе пары трения из коррозионно-стойкой стали как при сухом трении, так и при трении со смазкой, находятся в нижней части упругой области, приближаясь к переходной зоне упругопластического контакта (рис. 5, *в*, *г*), что подтверждается возникновением осцилляций и увеличением

коэффициента трения на трибограммах, свойственным разрушению при упругом контакте (рис. 3, *б*, 4, *б*). Для трения титановых сплавов такой четкой зависимости не проявляется из-за реализации сопутствующих усталостному разрушению механизмов изнашивания.

Количественная обработка трибограмм позволяет построить кривые фрикционной усталости, которые характеризуются зависимостью между величиной приведенных напряжений σ_e или деформаций e_e и N — числом циклов до разрушения для случаев упругого и пластического контакта соответственно. Число циклов до разрушения для титановых сплавов определяли средним расстоянием между минимальными значениями коэффициента трения, которое вычисляли при статистической обработке 5—19 значений, а для коррозионно-стойкой стали — моментом начала осцилляций коэффициента трения или резким его увеличением. При построении кривых эквивалентные максимальные напряжения, действующие в поверхностном слое, рассчитывали с учетом средних значений коэффициента трения по третьей гипотезе прочности

$$\sigma_{\max}^{(3)} = \sigma_{\max} \sqrt{1 + 4f^2},$$

где σ_{\max} — максимальное контактное давление, рассчитанное по Герцу, без учета сил трения (рис. 6).

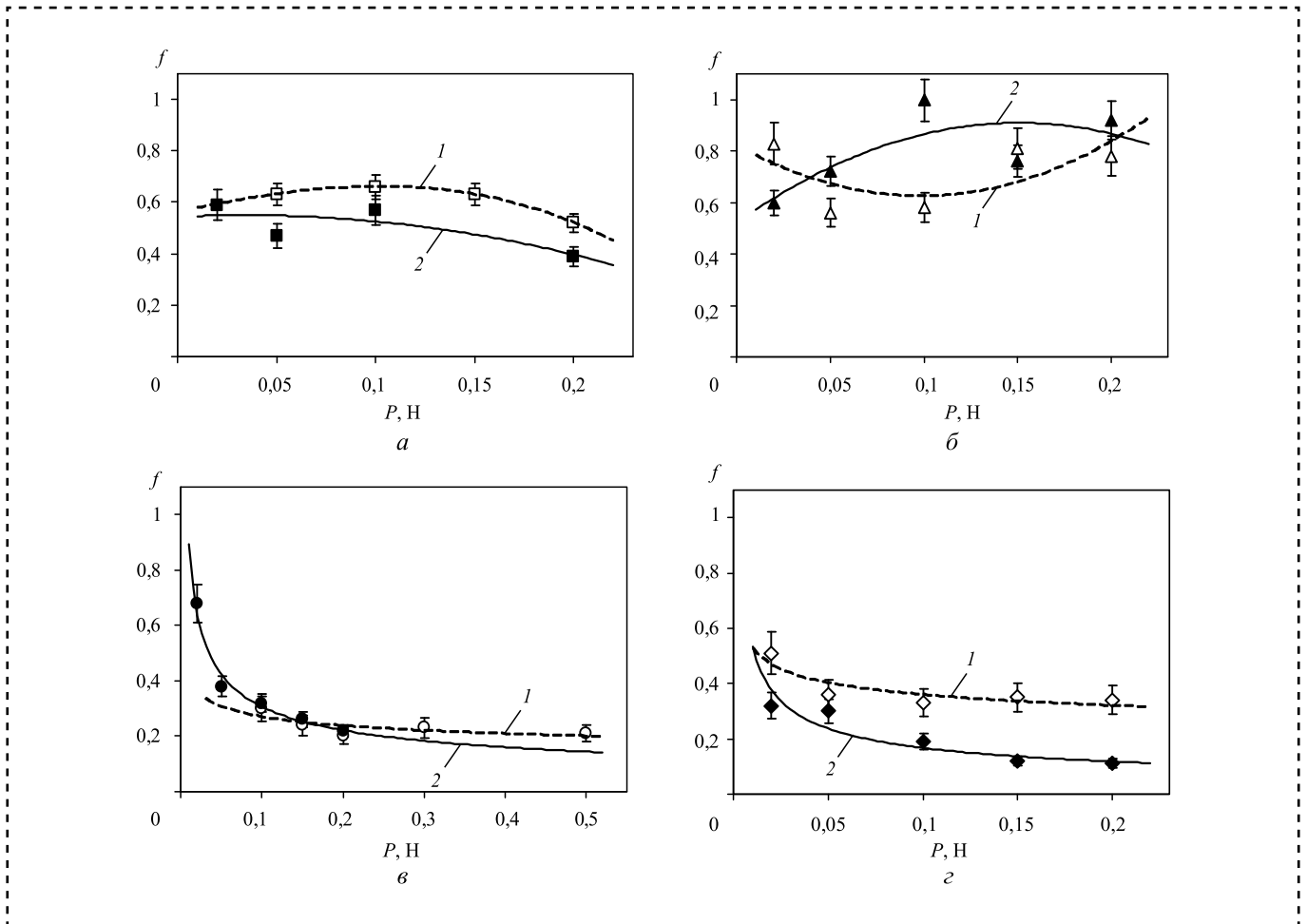


Рис. 5. Зависимости коэффициента трения от нагрузки для пар трения:

a – ПТ-7М–ПТ-7М; *б* – ВТ1-00–ПТ-7М; *в* – ХН35ВТ–ХН35ВТ; *з* – 08Х18Н10Т–ХН35ВТ; 1 – трение без смазки; 2 – трение со смазкой дистиллированной водой

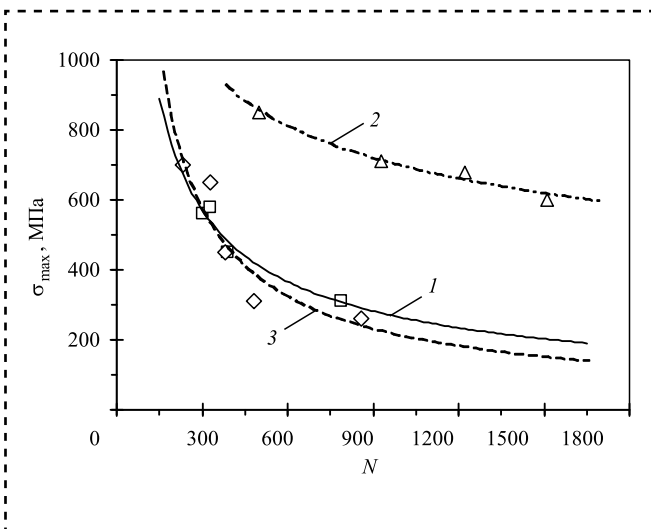


Рис. 6. Кривые фрикционной усталости для одноименных пар трения ПТ-7М (1), ХН35ВТ (2) и пары ВТ1-00–ПТ-7М (3), полученные при испытаниях на трение без смазки

Для построения кривой фрикционной усталости пары 08Х18Н10Т–ХН35ВТ данных оказалось недостаточно, так как момент разрушения был зафиксирован только при двух нагрузках, 0,2 и 0,3 Н (см. рис. 4, б).

Сопоставление кривых фрикционной усталости испытанных материалов, приведенных на рис. 6, показывает, что наилучшие усталостные характеристики имеет сталь ХН35ВТ. Титановые сплавы значительно уступают ей по этим показателям, их усталостные характеристики хотя и близки, но у сплава ПТ-7М за счет легирования (1,8...2,5 % Al и 2,0...3,0 % Zr) они немного лучше, чем у ВТ1-00 (технический титан). Соответственно, максимальный износ фиксировали у сплава ВТ1-00, а у стали ХН35ВТ на выбранной базе испытаний следов частиц изнашивания не обнаружено.



Заключение

Изнашивание поверхностных слоев пар трения ПТ-7М—ПТ-7М, ВТ1-00—ПТ-7М в условиях сухого трения сопровождается периодическим изменением коэффициента трения, свойственным разрушению в области пластического контакта (малоциклового усталости). При их трении в большей или меньшей степени в зависимости от условий фиксировали адгезионное взаимодействие и пластическое отеснение материала. Кривые фрикционной усталости характеризуют только усталостную составляющую механизма изнашивания и не могут отразить полную картину поверхностного разрушения.

При сухом трении обеих пар из коррозионно-стойкой стали фиксировали только усталостный механизм изнашивания при упругом контакте (многоцикловая усталость), поэтому для предварительной оценки их долговечности, в том числе и при фреттинге, правомерно использовать существующие расчетные методики оценки износостойкости, основанные на этом механизме.

Смазка водой, за исключением пары 08X18N10T—ХН35ВТ, способствует увеличению долговечности исследуемых материалов. При сухом трении лучшие показатели фрикционной усталости имеет пара ХН35ВТ—ХН35ВТ, а худшие — ПТ-7М—ВТ1-00.

Библиографический список

1. **Budinski K.G.** Tribological properties of titanium alloys // *Wear*. 1991. V. 151. P. 203—217.
2. **Kustas F.M., Misra M.S.** Friction and wear of titanium alloys // *ASME Handbook: Friction, Lubrication and Wear Technology* / Ed. by Blau P.J. N.Y.: ASME Intern. 1992. V. 18. P. 778—784.
3. **Qu J., Blau P.J., Watkins T.R.** Friction and wear of titanium alloys sliding against metal, polymer and ceramic counterface // *Wear*. 2005. V. 258. P. 1346—1356.
4. **Waterhouse R.B., Iwabuchi A.** The effect of ion implantation on the fretting wear of four titanium alloys at temperature up to 600 °C // *Proc Intern. Conf. on Wear of Materials*. N.Y.: ASME. 1985. P. 471—484.
5. **Waterhouse R.B.** Fretting wear // *Wear*. 1984. V. 100. P. 107—118.
6. **Berthier Y., Vincent L., Godet M.** Fretting fatigue and fretting wear // *Tribology Intern.* 1989. V. 22. P. 235—242.
7. **Петухов А.Н.** Механизм фреттинга и фреттинг-усталость высоконагруженных малоподвижных соединений ГТД и ЭУ // *Тр. ЦИАМ*. 2008. № 1338. 210 с.
8. **Каплунов С.М., Марченко Е.А., Эфрос Д.Г., Панов В.А.** К оценке износа контактирующих элементов теплообменного оборудования // *Трибофатика: тр. VI Межд. симпозиума "МСТФ 2010"*. Минск: БГУ. 2010. Ч. 1. С. 273—277.
9. **Hills D.A., Nowell D.** *Mechanics of Fretting Fatigue*. Dordrecht: Kluwer. 1994. 238 p.
10. **Zhou Z.R., Zhu M.H.** On the mechanisms of various fretting wear modes // *Tribology Intern.* 2011. V. 44. P. 1378—1388.
11. **Gaard A., Hallback N., Krakhmalev P., Bergstrom J.** Temperature effects on adhesive wear in dry sliding contacts // *Wear*. 2010. V. 268. P. 968—975.
12. **Трибологические свойства некоторых титановых сплавов для теплообменного оборудования / Е.А. Марченко и др.** // *Трение и смазка в машинах и механизмах*, 2010. № 10. С. 30—34.
13. **Марченко Е.А., Эфрос Д.Г., Каплунов С.М., Панов В.А.** Влияние среды на трибологические характеристики сплавов, используемых в контактирующих элементах теплообменного оборудования // *Физика, химия и механика трибосистем*. Иваново: ИванГУ. 2011. Вып. 10. С. 182—184.
14. **Каплунов С.М., Марченко Е.А., Хрущов М.М., Панов В.А.** Трибологические характеристики и фреттингостойкость конструкционных сплавов на основе титана, используемых в теплообменном оборудовании // *Науч. тр. VI Межд. конф. "Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении"*. М.: ИМАШ РАН. 2019. С. 205—207.
15. **Крагельский И.В.** *Трение и износ*. М.: Машиностроение. 1968. 472 с.





Б.М. Эрлих, канд. техн. наук (ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН)
E-mail: uliaerlich@mail.ru

Активное изменение состояния автоколебаний в машинах и механизмах в системе с различными типами нелинейностей произвольной структуры при действии импульсной или гармонической возмущающей силы

Представлена методика активного изменения состояния автоколебаний в машинах и механизмах в системе с различными типами нелинейностей произвольной структуры при действии внешних периодических возмущений. В дифференциальных уравнениях методикой учитываются два типа силовых внешних периодических возмущений: импульсные и гармонические.

The method of actively changing the state of self-oscillations in machines and mechanisms in a system with various types of nonlinearities of an arbitrary structure under the action of external periodic perturbations was proposed.

The differential equations of the method take into account two types of external force periodic disturbances: impulse and harmonic.

Ключевые слова: автоколебания, внешнее силовое периодическое возмущение, гармонические и импульсные возмущения, нелинейности произвольной структуры, интегральная функция, линейная и нелинейная составляющая, функция упругой и диссипативной сил.

Keywords: self-oscillations, external force periodic disturbance, harmonic and impulse disturbances, nonlinearities of an arbitrary structure, integral intensity, function of elastic and dissipative forces.

Рассмотрим методику активного изменения состояния автоколебаний в машинах и механизмах при действии внешних симметричных периодических возмущений двух типов: импульсных и гармонических. В дифференциальных уравнениях, описывающих динамику колебаний, учтено наличие упругих и диссипативных нелинейностей сложной структуры. Колебания в таких системах имеют негармонический характер. В качестве активного воздействия на состояние автоколебаний используется силовое воздействие, которое обеспечивает изменение состояния колебаний, т.е. гашение или возбуждение колебаний [1–4].

Дифференциальное уравнение динамики рассматриваемых систем автоколебаний имеет общий вид:

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x + f(x, \dot{x}) = \varphi(t) + u(x, \dot{x}), \quad (1)$$

где $\omega_0^2 x$ — линейная составляющая упругой силы с частотой ω_0 ;

$f(x, \dot{x})$ — функция линейной и нелинейных составляющих упругой и диссипативной сил;
 $\varphi(t)$ — внешнее симметричное периодическое возмущение, зависящее от времени автоколебаний t ;

$u(x, \dot{x})$ — силовое виброгасящее воздействие с обратной связью, вводимое в систему для снижения интенсивности колебаний до минимального допустимого уровня.

Функцию $f(x, \dot{x})$ разобьем на две функции: отдельно упругую нелинейную часть $f_1(x)$ и диссипативную линейную и нелинейную части $f_2(\dot{x})$:

$$f(x, \dot{x}) = f_1(x) + f_2(\dot{x}). \quad (2)$$

Для составляющих частей $f_1(x)$, $f_2(\dot{x})$ необходимо провести аппроксимацию по формулам:

$$\begin{aligned} f_1(x) &= -n_1 \operatorname{sign}(x) + n_2 x \operatorname{abs}(x) + n_3 x^3 + n_4 x^4; \\ f_2(\dot{x}) &= 2\mu \dot{x} - k_1 \operatorname{sign}(\dot{x}) + \\ &+ k_2 \dot{x} \operatorname{abs}(\dot{x}) + k_3 \dot{x}^3 + n_4 x^4, \end{aligned} \quad (3)$$

где n_1, n_2, n_3, n_4 — коэффициенты аппроксимации упругой нелинейности;

k_1, k_2, k_3, k_4 — коэффициенты аппроксимации диссипативной нелинейности;

μ — коэффициент линейной диссипативной части.

Такая аппроксимация позволяет оценить влияние функции упругой и диссипативной сил $f(x, \dot{x})$ на интенсивность силового воздействия.

В разработанной методике используем два варианта внешнего симметричного периодического возмущения:

импульсное

$$\varphi_i(t) = \varphi(B, \omega, k_\tau);$$

гармоническое

$$\varphi_g(t) = \varphi(B, \omega, t) = B \cos(\omega t),$$

где ω — частота силового воздействия, равная частоте возмущения;

B — амплитуда возмущения.

На рис. 1 приведены графики расчета функций $\varphi_i(t)$, $\varphi_g(t)$ импульсного и гармонического возмущений.

Формулы для расчета необходимых параметров:

период возмущения

$$TT = 2\pi/\omega;$$

длительность колебания

$$T_k = nTT,$$

где n — число циклов автоколебаний;

длительность импульса

$$\tau = k_i TT,$$

где k_i — коэффициент импульсного возмущения.

Структура закона силового воздействия определена с помощью методов гармонической линеаризации и оптимального управления. Формула расчета закона силового воздействия:

$$u(x, \dot{x}) = (\omega_0^2 - \omega^2 + f_{1g}(A))x + (f_{2g}(A) - \varphi_{vg}(A))\dot{x}/\omega, \quad (4)$$

где $f_{1g}(A)$, $f_{2g}(A)$, $\varphi_{vg}(A)$ — функции гармонической линеаризации соответственно нелинейностей $f_1(x)$, $f_2(\dot{x})$, $\varphi(t)$, которые рассчитывали по формулам:

$$f_{1g}(A) = -\frac{4n_1}{\pi A} + \frac{8n_2}{3\pi}A + \frac{3n_3}{4}A^2 + \frac{32n_4}{15\pi}A^3;$$

$$f_{2g}(A) = 2\mu\omega - \frac{4k_1}{\pi A} + \frac{8k_2}{3\pi}\omega^2 A + \frac{3k_3}{4}\omega^3 A^2 + \frac{32k_4}{15\pi}\omega^4 A^3,$$

где A — дополнительный требующий определения параметр размерности амплитуды.

При $\varphi_{vg}(A) = 0$ — импульсное возмущение; при $\varphi_{vg}(A) = \omega/A$ — гармоническое возмущение.

Функция гармонической линеаризации для импульсного возмущения принята равной нулю так как длительность импульса за период колебания TT небольшая $\tau \approx 10\%$ (см. рис. 1).

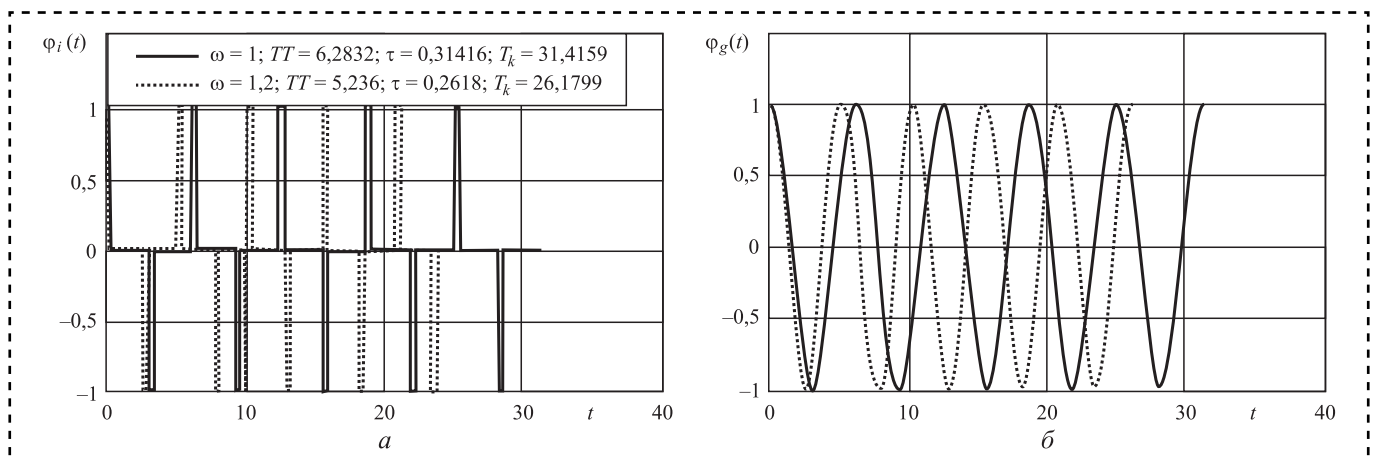


Рис. 1. Графики функций импульсного возмущения (а) и гармонического возмущения (б) параметрами: $B = 1$, $n = 5$, $k_i = 0,05$

Для определения параметра A_* , с которого необходимо начинать поиск оптимального решения задачи гашения и возбуждения колебаний, предложено решить следующую задачу определения минимума:

$$A_* = \min_A (f_{1g}(A))^2 + (f_{2g}(A) - \varphi_{vg}(A))^2. \quad (5)$$

Параметр минимума условия (5) A_* фактически является точкой минимальной интенсивности силового воздействия, а при условии $\omega = \omega_0$ — точкой отсутствия силового воздействия.

Выбор дополнительного значения параметра $A > A_*$ обеспечивает увеличение максимальной фактической амплитуды колебаний (т.е. возбуждение), $A < A_*$ — уменьшение максимальной фактической амплитуды колебаний (т.е. гашение).

Таким образом, методика изменения состояния автоколебаний в машинах и механизмах при действии внешних периодических импульсных или гармонических возмущений при активном силовом воздействии сводится к решению дифференциального уравнения системы (1)–(5).

В качестве критериев оптимальности используем: максимальную фактическую амплитуду колебаний A^* и интегральную интенсивность силового воздействия Iu . Расчет интегральной интенсивности за время T_k провели по формуле:

$$Iu = \int_0^{T_k} (u(x, \dot{x}))^2 dt. \quad (6)$$

Показатели A^* и Iu рассчитывали путем определения максимума за заданное время колебаний на основе полученных при решении

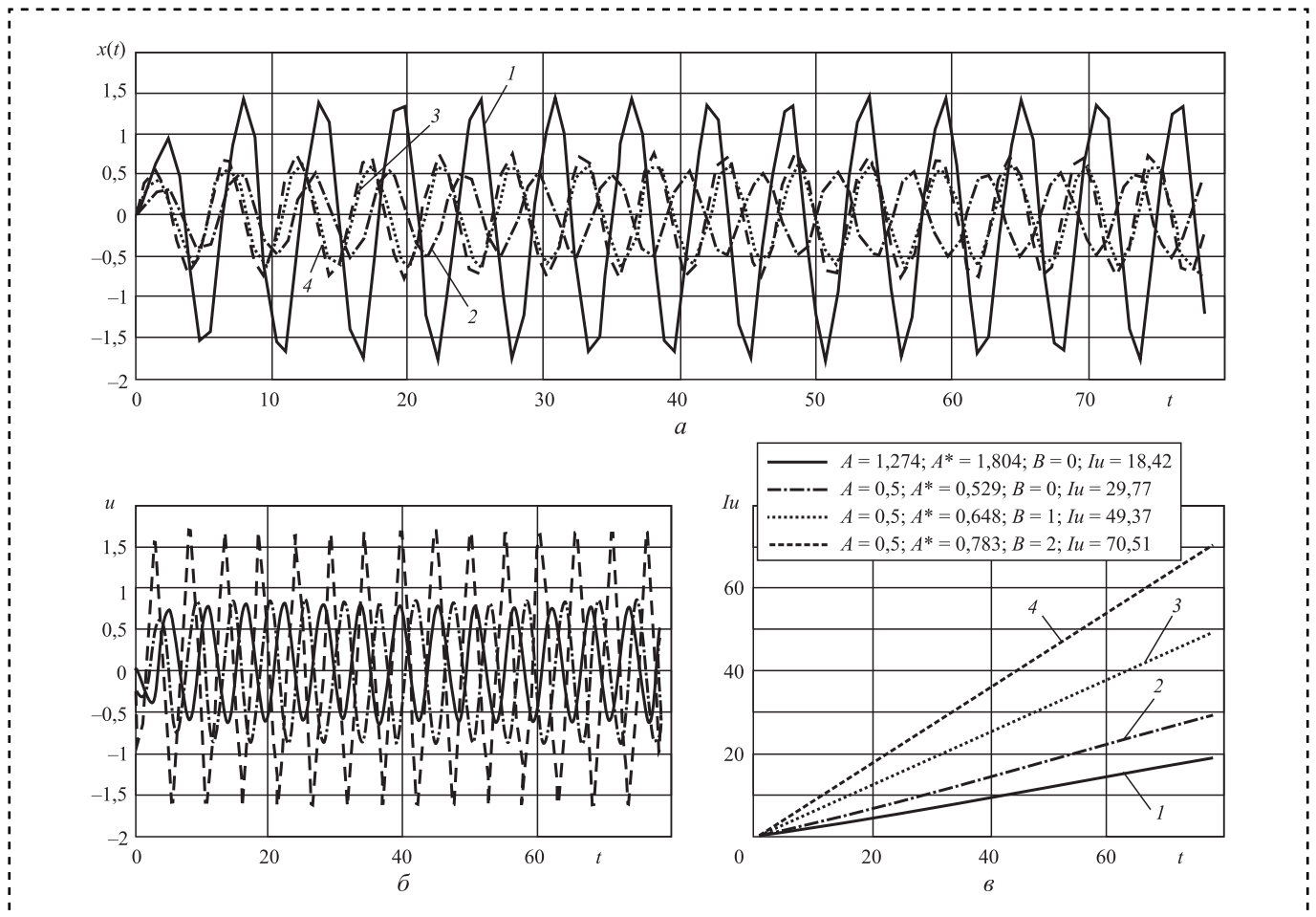


Рис. 2. Влияние амплитуды импульсного возмущения $B = 0, 1, 2$ на результаты численного решения уравнения (1) $x(t)$, $u(t)$, $Iu(t)$ при силовом воздействии с частотой $\omega = 1,2$

дифференциального уравнения системы (1)–(5) зависимостей амплитуды колебаний $x(t)$, закона силового воздействия $u(t)$ и интегральной интенсивности воздействия $Iu(t)$.

Для проверки работоспособности предлагаемой методики в целях изменения состояния автоколебаний при действии внешних периодических импульсных или гармонических возмущений проведены расчеты с использованием силового воздействия.

Основные не варьируемые параметры приняты следующие: $\omega_0 = 1,0$; $\mu = 0,5$; $k_1 = 0,3$; $k_2 = 0,1$; $k_3 = 0,5$; $k_4 = 0,1$; $n_1 = 0$; $n_2 = 0$; $n_3 = 0$; $n_4 = 0$.

При наличии одновременно двух факторов силового воздействия и импульсного возмущения максимальная фактическая амплитуда снижается в 2,8 раза ($B = 1$) и в 2,3 раза ($B = 2$) (рис. 2, 3). При этом интенсивность силового воздействия

возрастает в 2,7 и 3,8 раза соответственно. При отсутствии импульсного возмущения ($B = 0$) аналогичные показатели максимальной фактической амплитуды и интенсивности силового воздействия равны 3,4 и 1,6, т.е. заметно эффективней.

Кривые 1 соответствуют случаю минимума условия (5) и отсутствию импульсного возмущения, кривые 2, 3, 4 соответствуют дополнительному параметру $A = 0,5$ близкому к оптимальному.

Сравнительный анализ параметров максимальной фактической амплитуды и интенсивности силового воздействия показывает, что характер изменений существенно не меняется. На кривых 1, где отсутствует силовое воздействие, различаются максимальные положительные и максимальные отрицательные амплитуды колебаний, что свидетельствует

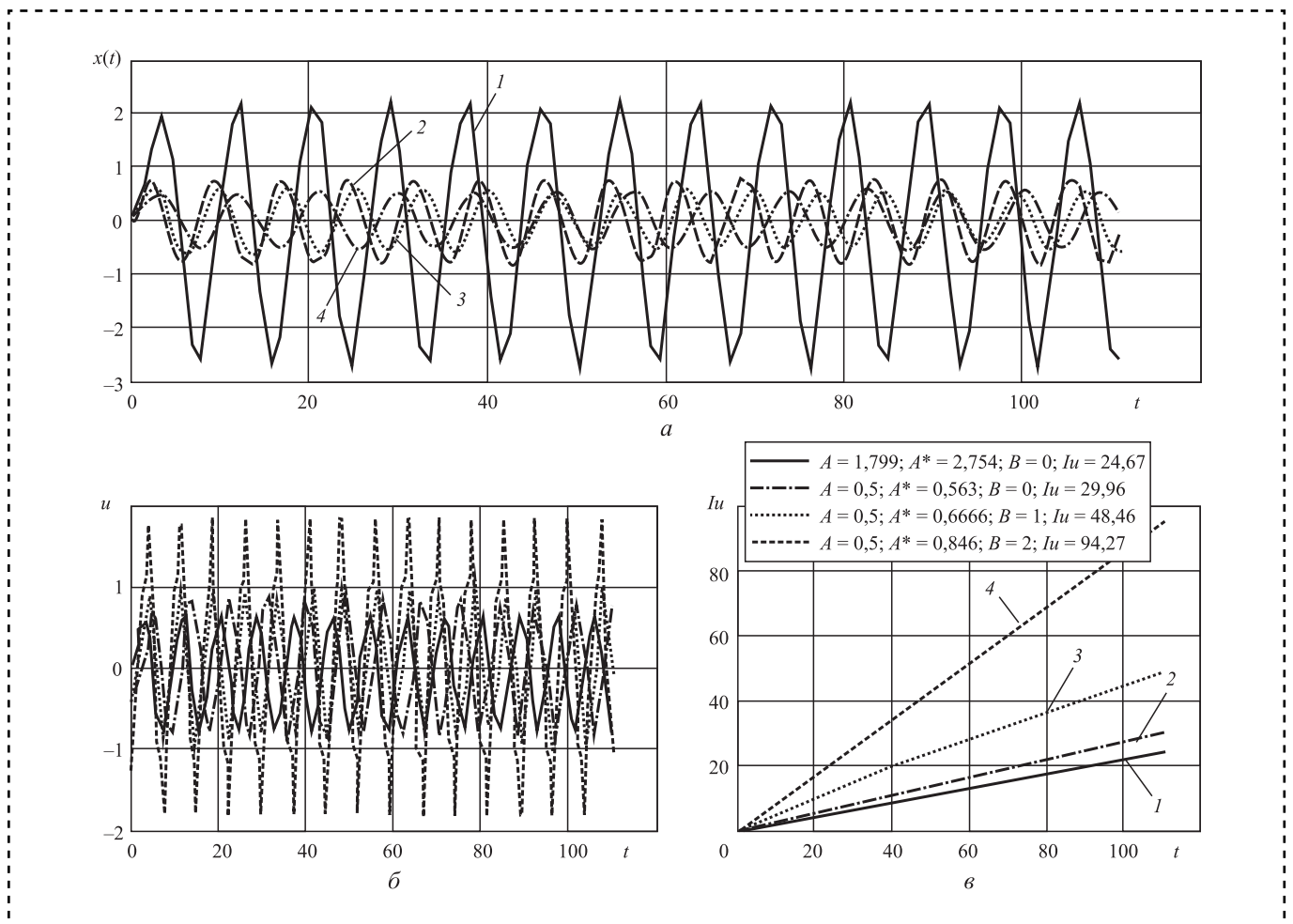


Рис. 3. Влияние амплитуды импульсного возмущения $B = 0; 1; 2$ на результаты численного решения уравнения (1) $x(t)$, $u(t)$, $Iu(t)$ при силовом воздействии с частотой $\omega = 0,85$

о негармоничном характере автоколебаний. При силовом воздействии характер автоколебаний становится практически гармоническим.

На рис. 4, 5 представлены итоговые зависимости фактических значений максимальной амплитуды колебаний A_f и интегральной интенсивности I_u в широком диапазоне изменения параметра A .

Во всем диапазоне изменения параметра A наблюдается снижение максимальной амплитуды колебаний примерно 4 раза. Однако при $A < A^*$ до некоторой точки наблюдается естественное повышение интегральной интенсивности силового воздействия. Дальнейшее уменьшение параметра A из-за существенного уменьшения

максимальной амплитуды колебаний приводит даже к падению интегральной интенсивности.

На рис. 6 представлен итоговый сравнительный анализ импульсного и гармонического возмущений при действии силового воздействия для различных частот автоколебаний ω (1,0; 1,2; 0,85).

На рис. 6, *a*, *б* показаны зависимости максимальной фактической амплитуды A^* и интегральной интенсивности силового воздействия I_u от амплитуды импульсного возмущения B для оптимального значения дополнительного параметра $A = 0,5$. На рис. 6, *в*, *г* — аналогичные зависимости для гармонического возмущения.

Максимальная фактическая амплитуда A^* при гармоническом возмущении меньше, чем

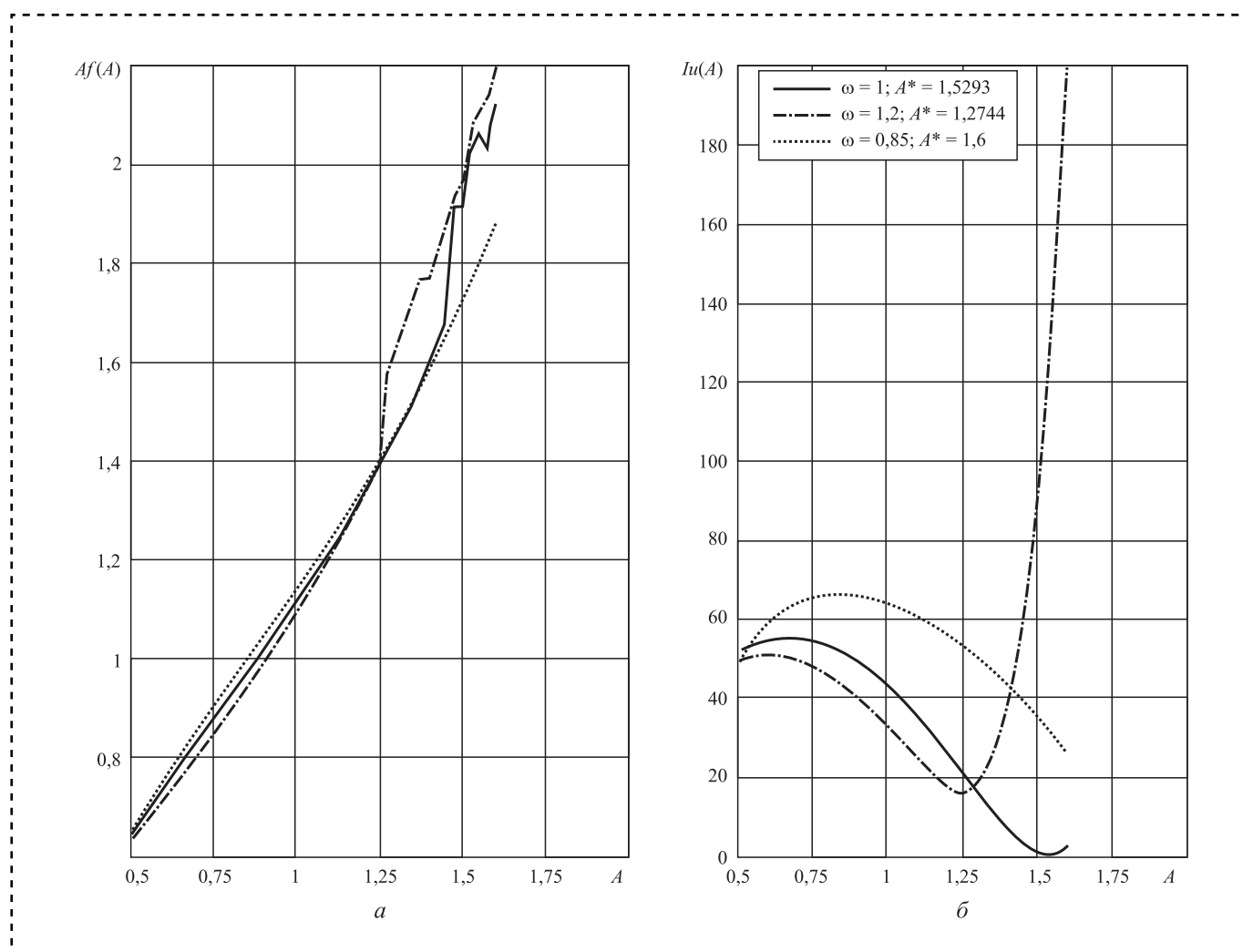


Рис. 4. Влияние силового воздействия с различными частотами $\omega = 1,0; 1,2; 0,85$ при наличии импульсного возмущения $B = 1$ в диапазоне изменения дополнительного параметра $A = 0,5...1,6$

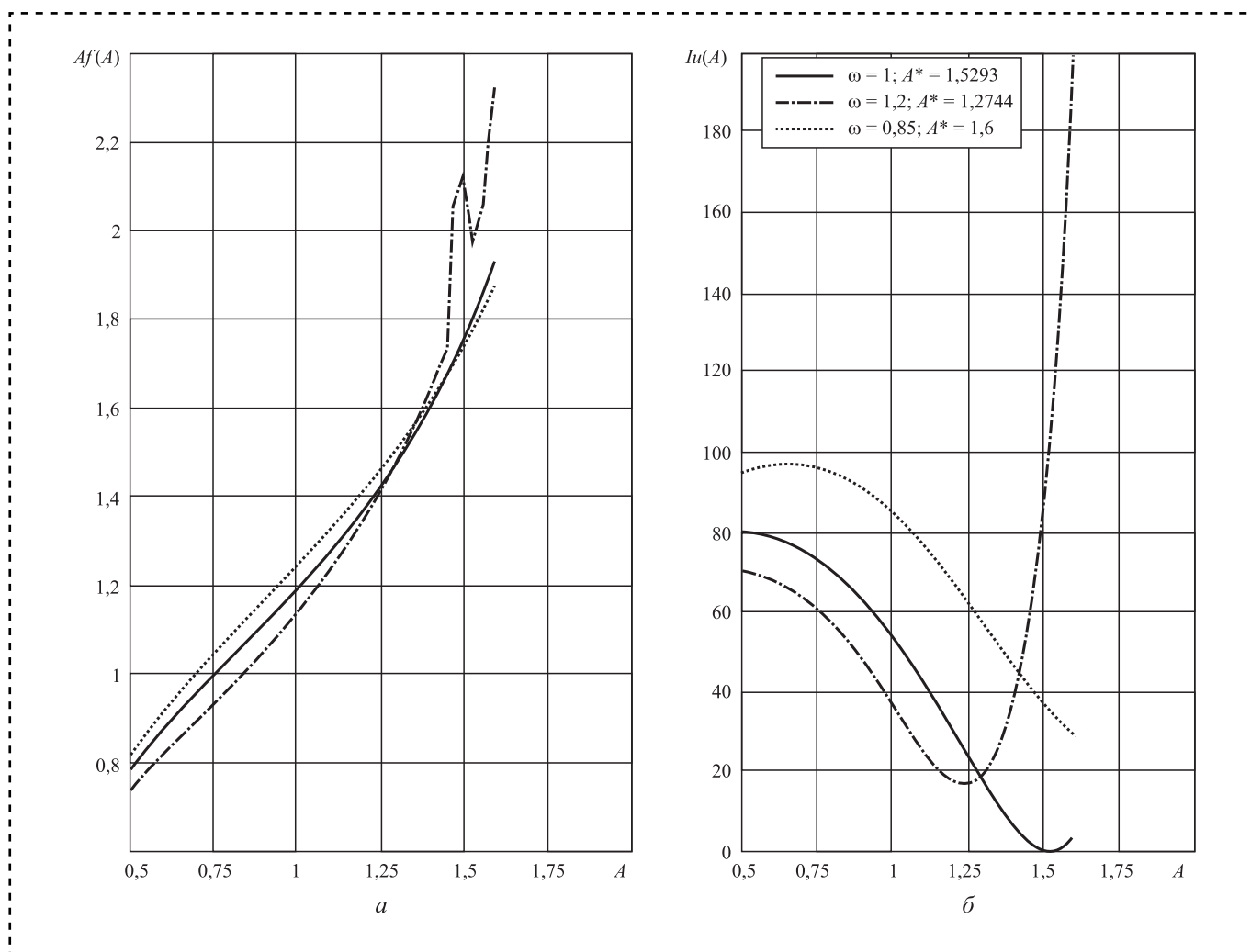


Рис. 5. Влияние силового воздействия с различными частотами $\omega = 1,0; 1,2; 0,85$ при наличии импульсного возмущения $B = 2$ в диапазоне изменения дополнительного параметра $A = 0,5...1,6$

при импульсном возмущении во всем диапазоне варьирования параметра B за исключением небольшого участка малых значений $B < 0,05$. Однако интегральная интенсивность при действии гармонического возмущения существенно больше во всем диапазоне варьирования параметра B , так как нулевое значение функции импульсного возмущения занимает значительную часть времени.

Выводы

Разработана методика активного изменения состояния автоколебаний в машинах и механизмах в системе с различными типами нелинейностей произвольной структуры при дей-

ствии симметричных периодических возмущений двух типов: импульсных и гармонических. В качестве активного воздействия использовано силовое воздействие, которое обеспечивает гашение или возбуждение колебаний. В качестве критериев оптимальности использовали максимальную фактическую амплитуду колебаний и интегральную интенсивность силового воздействия.

Проведен анализ показателей системы дифференциальных уравнений, описывающих динамику автоколебаний, в том числе сравнительный анализ импульсных и гармонических возмущений.

Все приведенные результаты расчетов подтверждают работоспособность предлагаемого метода решения поставленной задачи.

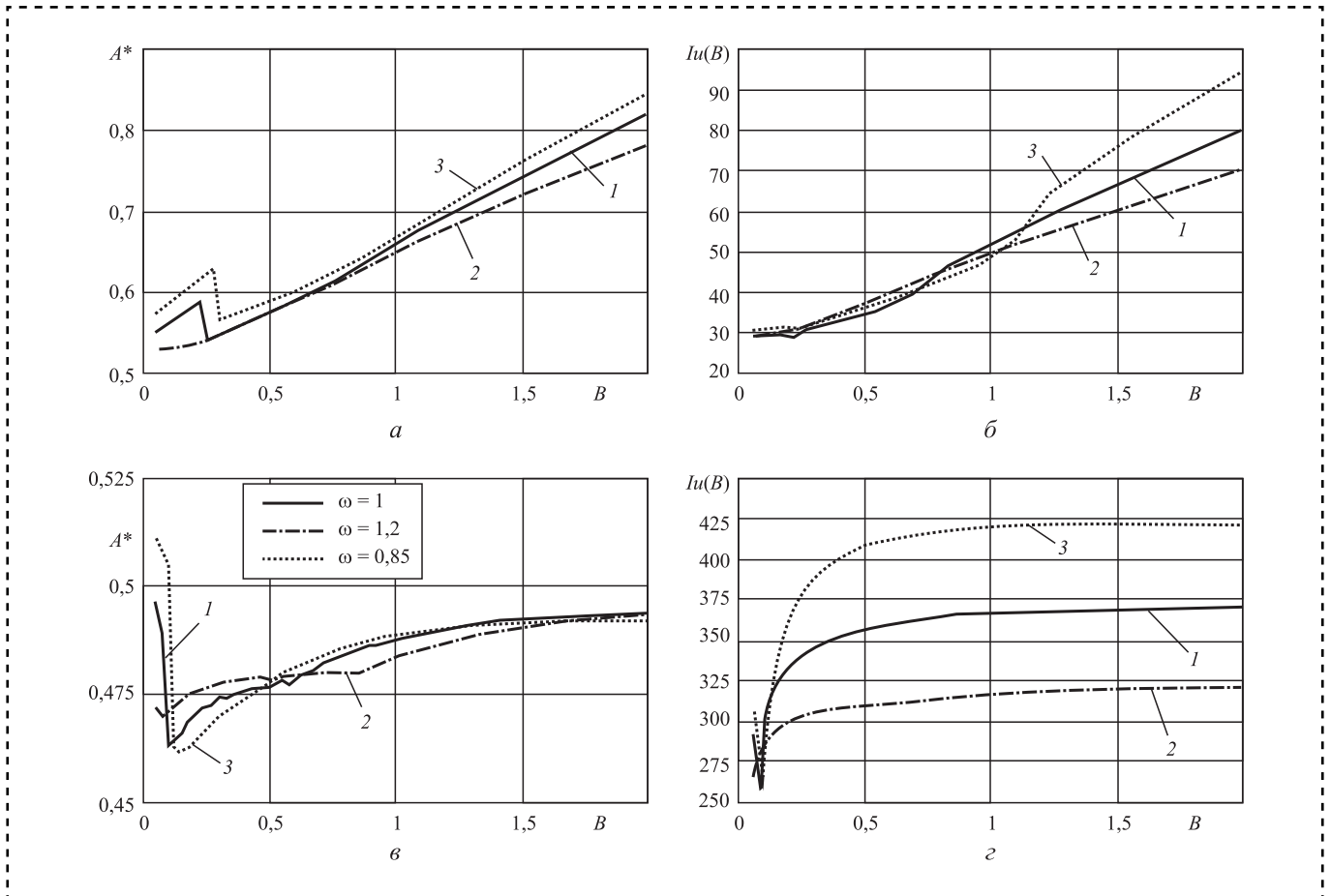


Рис. 6. Зависимости максимальной фактической амплитуды $A^*(B)$ и интегральной интенсивности силового воздействия $Iu(B)$ для различных частот автоколебаний $\omega = 1, 0; 1, 2; 0, 85$:

$a, б$ — импульсное возмущение; $в, г$ — гармоническое возмущение; $\mu = -0,5; \omega_0 = 1; k_1 = 0,3; k_2 = 0,1; k_3 = 0,5; k_4 = 0,1; n_1 = n_2 = n_3 = n_4 = 0; A = 0,5$

Библиографический список

1. Израйлович М.Я. Активное виброгашение вынужденных квазигармонических колебаний нелинейных систем. М.: URSS, 2010. 170 с.
2. Израйлович М.Я., Эрлих Б.М. Активное гашение периодических колебаний в системах с нелинейным демпфированием. М.: Изд-во Спутник, 2015. 38 с.
3. Израйлович М.Я., Эрлих Б.М. Активное гашение вынужденных колебаний в системе с нелинейным

демпфированием при действии импульсной возмущающей силы // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2016. № 2. С. 46–48.

4. Эрлих Б.М. Методика активного гашения и возбуждения колебаний в машинах и механизмах // Международная конференция, посвященная 80-летию Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН: сб. тезисов конференции. М., 2018.





М.А. Савенкова, С.А. Воляник, канд-ты хим. наук, **В.П. Шехов**, канд. физ.-мат. наук, **В.В. Авилов** (Ростовский государственный университет путей сообщения),
А.П. Сычев, канд. физ.-мат. наук (Федеральный исследовательский центр Южный научный центр Российской академии наук, г. Ростов-на-Дону),
А.И. Королева (Южный федеральный университет, г. Таганрог)
E-mail: alekc_sap@mail.ru

Повышение трибологических характеристик смазочных материалов введением присадки фосфоровольфрамата цинка*

Представлены результаты применения неорганического полимера фосфоровольфрамата цинка в качестве антифрикционной и противоизносной присадки, внесенной в вазелин и глицерин, использованных в качестве дисперсионной среды созданных смазочных материалов. Установлено, что введение в такие дисперсионные среды присадки данного типа улучшает трибологические свойства смазочных материалов без снижения эксплуатационных параметров.

The results of the application of an inorganic polymer of zinc phosphorwolframate as an antifriction and anti-wear additive introduced into vaseline and glycerine, used as a dispersion medium for created lubricants are presented. It was found that the introduction of this type of additive into such dispersion media improves the tribological properties of lubricants without reducing the operational parameters.

Ключевые слова: дисперсионная среда, вазелин, глицерин, антифрикционная и противоизносная присадка, неорганические полифосфаты, фосфоровольфрагат цинка, смазочная пленка, износостойкость.

Keywords: dispersion medium, vaseline, glycerine, anti-friction and anti-wear additive, inorganic polyphosphates, zinc phosphorwolframate, lubricating film, wear resistance.

Надежность и долговечность механизмов, машин, транспортных средств существенно зависят от износо- и задиростойкости поверхностей, трибоконтактов со смазочными материалами (СМ), часто работающими в режимах схватывания и заедания. Поверхности трибоконтакта железнодорожного транспорта подвержены действию больших скоростей и нагрузок, действующих в основном продолжительно. Износ металла трибоконтакта увеличивают значительные "вспышки" температур, иногда порядка 800...1000 °С продолжительностью примерно 10^{-6} с [1]. Трение, как правило, осуществляется в среде воздуха, содержащего кислород.

Комплекс указанных механических и физико-химических факторов вызывает деструктивные процессы в дисперсионной среде СМ,

* Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и БРФФИ в рамках научного проекта № 20-58-00004.

снижает работоспособность узлов трения, что сопровождается усилением коррозионных процессов, вредными выбросами, ухудшающими экологическую обстановку, и приводит к существенным экономическим потерям.

Распространенные противоизносные и противозадирные присадки к СМ имеют органическую природу, и как следствие, невысокую термо- и химическую стабильность [2]. В жестких условиях эксплуатации такие вещества разлагаются, инициируя деструктивные реакции в базовой смазочной основе, вызванные свободными радикалами и ион-радикалами [3]. Вследствие этих процессов триботехнические свойства СМ ухудшаются, вызывая снижение смазочного эффекта [4].

Присадки неорганической природы отличаются термо- и химической устойчивостью, значительным температурным диапазоном работоспособности. Перспективными противо-

износными, антифрикционными присадками являются неорганические фосфаты, имеющие полимерное строение аниона с различными способами соединения тетраэдров PO_4 [5–7]. Отличительная способность полифосфатов — взаимодействие с оксидами d -элементов (MoO_3 , WO_3 , V_2O_5 и др.), приводящее к внедрению в полифосфатный анион фрагментов элементоокислородных группировок с образованием гетерополифосфатов. Некоторые гетерополифосфаты обладают олеофильностью, устойчивы к окислительной деструкции, так как содержат не только максимально окисленный фосфор, но и атомы некоторых d -элементов Mo(VI) и W(VI) . Фосфоровольфраматы лития, натрия, калия эффективны в качестве антифрикционных, противоизносных и противозадирных присадок в СМ, используемых для трибосопряжения сталь—сталь [8].

Цель работы — проведение первоначального этапа разработки СМ с новой присадкой фосфоровольфрамата цинка и изучение их триботехнических свойств.

В качестве основы смазочных композиций выбраны модельные СМ: вазелиновое масло и глицерин. Вазелиновое масло (ГОСТ 3164–72) отличается стойкостью к воздействию окислителей, биологически и химически инертнее других нефтяных масел, не токсично, а также применяется как антифрикционная пластичная смазка [9]; кинематическая вязкость $25 \text{ мм}^2/\text{с}$, плотность $0,875 \text{ г}/\text{м}^3$ ($20 \text{ }^\circ\text{C}$). Глицерин (ГОСТ 4011–78) применяют во многих отраслях промышленности как компонент антифризов, эмульгаторов, смазок; плотность $1,06 \text{ г}/\text{м}^3$ ($20 \text{ }^\circ\text{C}$) и кинематическая вязкость $25 \text{ мм}^2/\text{с}$ [9].

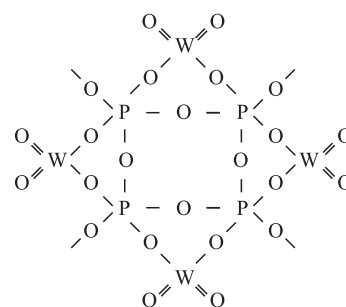
Присадкой, вводимой в указанные модельные смазочные среды, является фосфоровольфрамат цинка. Фосфоровольфрамат цинка, относящийся к классу гетерополифосфатов, получен при изучении двойной системы $\text{Zn}(\text{PO}_3)_2\text{—WO}_3$ методами физико-химического анализа (термогравиметрическим, ИК-спектроскопическим, рентгенофазовым). По данным ИК-спектроскопии и хроматографического анализа соединение $2\text{Zn}(\text{PO}_3)_2 \cdot 4\text{WO}_3$ относится к циклическим гетерополифосфатам с типом аниона, аналогичным тетраметафосфатному ($\text{P}_4\text{O}_{12}^{4-}$) [10]. Циклический анион соединения состоит из мостиковых фрагментов связей P—O—W , O—W—O , P—O—P , O—P—O .

ИК-спектр $2\text{Zn}(\text{PO}_3)_2 \cdot 4\text{WO}_3$ в виде циклической формы отличается интенсивными поло-

сами поглощения фрагментов валентных колебаний $\nu_{as}\text{PO}_2$ при 1138 см^{-1} , антисимметричных $\nu_{as}\text{POP}$ при 995 см^{-1} , а также антисимметричных колебаний вольфраматных фрагментов $\nu_{as}\text{O—W—O}$ при 1025 см^{-1} . Частоты деформационных колебаний групп $\delta\text{O—W—O}$ при 630 см^{-1} и $\delta\text{P—O—W}$ при 600 см^{-1} четкие и интенсивные [10]. Частотам деформационных колебаний групп δPO_2 и γPOP соответствуют полосы в спектре поглощения при 576 , 540 и 447 см^{-1} .

Циклическая форма $2\text{Zn}(\text{PO}_3)_2 \cdot 4\text{WO}_3$ подтверждена данными хроматографического анализа. Коэффициент распределения фосфоровольфрамата цинка в кислом растворителе имеет значение $0,15$ для единственного четкого пятна на хроматограмме, что однозначно свидетельствует о тетраметафосфатном строении аниона [11]. Такое же строение аниона подтверждает и значение коэффициента распределения $0,39$, выявленное на хроматограмме образца, полученной на щелочном растворителе [11]. Данные результаты хроматографирования на кислом и щелочном растворителях соответствуют эталонным цифрам [11].

По результатам ИК-спектроскопии и хроматографии циклический анион фосфоровольфрамата цинка имеет строение:



Кристаллы $2\text{Zn}(\text{PO}_3)_2 \cdot 4\text{WO}_3$ по данным электронной микроскопии представляют сочетание ромбических призм и базисных пинакоидов с размерами $0,15 \dots 0,74 \text{ мкм}$, имеющих вид агрегатных сростков и удлиненных пластинок. Такая форма кристаллов позволяет предположить принадлежность фосфоровольфрамата цинка к низшим типам сингоний (моноклинной или ромбической), что является благоприятным фактором для проявления смазочного действия.

Введение фосфоровольфрамата цинка в модельные смазочные среды значительно улучшает триботехнические свойства созданных СМ (таблица).



**Результаты триботехнических измерений смазочных композиций на машине трения ЧМТ-1.
Параметр шероховатости R пятна износа в смазочных материалах**

Испытуемая среда	Диаметр пятна износа, мм				Критическая нагрузка $P_{кр}$, Н	R , мкм
	Измеренный			Среднее значение		
Вазелиновое масло	0,423	0,375	0,461	0,419	500	2,495
Вазелиновое масло + 3 % мас. присадки	0,292	0,273	0,270	0,278	1205	2,050
Глицерин	0,571	0,522	0,508	0,534	490	2,574
Глицерин + 3 % мас. присадки	0,336	0,308	0,322	0,322	982	2,018

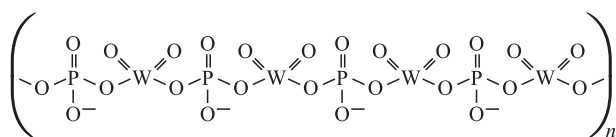
Диаметр пятна износа уменьшается в вазелиновом масле в 1,51 раза, в глицерине — в 1,66 раза. Критическая нагрузка заедания возрастает в 2,41 раза, а в глицерине соответственно в 2 раза.

Результаты измерений пятна износа коррелируют с данными изучения шероховатости поверхности образцов в СМ.

Присадка фосфоровольфрамата цинка, введенная в модельные смазочные основы, снижает шероховатость поверхности в вазелиновом масле до 82,2 %, а в глицерине до 79,2 %.

Фосфоровольфрамат цинка как присадка в модельные смазочные среды значительно улучшает триботехнические свойства созданных СМ. Уменьшение диаметра пятна износа вызвано ориентированным расположением полимерных анионов присадки и формированием на поверхностях трибосопряжений плосковершинного рельефа. Неорганический полимерный фосфоровольфрамат цинка оказывает полирующее действие, а образующиеся на поверхностях металла трибосопряжений антифрикционные защитные пленки вторичных структур оказывают смазочное действие.

Такие триботехнические эффекты можно объяснить преобразованием структуры аниона соединения из циклической в линейную без нарушения молекулярной стехиометрии при присоединении кислорода из окружающей среды:



Контакт с металлической поверхностью происходит через атомы кислорода фосфатных тетраэдров. Линейные цепочки фосфоровольфра-

матов прикрепляются к активным микрошероховатостям фосфорным концом, что упрочняет химическую связь фосфоровольфрамата цинка с поверхностью трибосопряжения.

В ИК-спектрах отработанных СМ и на основе вазелинового масла, и на основе глицерина фиксировали дополнительные четкие полосы поглощения в области 670...950 см^{-1} , которые относятся к валентным колебаниям полифосфатов [10]. В этих ИК-спектрах также проявляются четко выраженные линии валентных и деформационных колебаний фрагментов связей $\text{P}-\text{O}-\text{P}$, $\text{O}-\text{P}-\text{O}$, $\text{W}-\text{O}-\text{W}$, $\text{O}-\text{W}-\text{O}$, $\text{P}-\text{O}-\text{W}$, $\text{P}-\text{O}-\text{Fe}$, что свидетельствует об образовании прочных модифицированных слоев вторичных структур на металле трибосопряжений, обеспечивающих смазочное действие.

Сравнение ИК-спектров созданных СМ до и после проведения триботехнических испытаний показывает, что в смазочных основах не происходит окислительного разрушения компонентов. В ИК-спектрах образцов на основе вазелинового масла не проявляются характеристические частоты колебаний ОН-групп спиртов (3670...3580 см^{-1}) и альдегидных групп (1740...1720 см^{-1}), но присутствуют валентные и деформационные колебания сильной интенсивности фрагментов связей, присущих парафинам и циклоалканам. В ИК-спектрах смазочных материалов на основе глицерина также отсутствуют полосы поглощения в интервале 1740...1720 см^{-1} , а также частоты колебаний $\nu_{\text{C}=\text{O}}$ сложных эфиров (1755...1740 см^{-1}).

Заключение

Выполненные триботехнические исследования созданных смазочных композиций с присадкой фосфоровольфрамата цинка вы-

явили значительное уменьшение диаметра пятна износа, повышение нагрузки сваривания. Защитное действие присадки $2Zn(PO_3)_2 \cdot 4WO_3$ на микрорельеф поверхности трения вызывает сглаживание шероховатостей за счет образования поверхностного плосковершинного микрорельефа. Продление ресурса работоспособности смазочной композиции обеспечено замедлением окислительных процессов в смазочной основе за счет поглощения кислорода из дисперсионной среды, необходимого для преобразования структуры аниона присадки.

Библиографический список

1. Колесников В.И. Теплофизические процессы в металлополимерных системах. М.: Наука, 2003. 280 с.
2. Моррисон Р., Бойд Р. Органическая химия. М.: Мир, 2001. 1132 с.
3. Трение, износ, смазка (Трибология и триботехника) / под ред. А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.
4. Ermakov S.F. Effect of lubricant and additives on the tribological performance of solid. Part 2. Active friction control // Journal of Friction and Wear. 2012. Vol. 33. No. 3. P. 217—233.
5. Исследование трибологических характеристик пластичных железнодорожных смазок с неорганическими полимерами в качестве присадок / В.И. Колесников и др. // Трение и износ. 2008. Т. 29. № 3. С. 261—267.
6. Kolesnikov V.I., Savenkova M.A., Migal Yu.F. Mechanism of lubricant of Polyphosphate and Heteropolyphosphate Additives in Tribosystems // Russian Journal of Applied Chemistry. 2017. Vol. 90. No. 5. P. 743—753.
7. Контант З.А., Диндуне А.П. Фосфаты двухвалентных металлов. Рига: Зинатне. 1987. 387 с.
8. Адсорбция гетерополифосфатов щелочных металлов на поверхности железа / В.И. Колесников и др. // Трение и износ. 2009. Т. 3. № 6. С. 556—563.
9. Химическая энциклопедия. М.: Научн. изд-во "Большая Российская энциклопедия". 1995. Т. 1. С. 660, 1146.
10. Лазарев А.Н., Миргородский А.П., Игнатьев И.С. Колебательные спектры сложных окислов. Силикаты и их аналоги. Л.: Наука, 1995. 306 с.
11. Мельникова Л.В., Савенкова М.А. Применение бу-мажной хроматографии в анализе полифосфатных соединений // Хроматографический журнал. 1995. № 4. С. 1—55.



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

С.П. Глушков, д-р техн. наук

(Новосибирский государственный педагогический университет),

Ю.А. Пудовкин

(Сибирский государственный университет путей сообщения, г. Новосибирск)

E-mail: pudowkin_yra@mail.ru

Разработка методики инженерного расчета виброизолирующего механизма с компенсацией жесткости основного упругого элемента

Проведены проектный и проверочный расчеты виброизолирующего механизма пневматического клепального молотка с компенсацией жесткости основного упругого элемента. Представлены графики амплитудно-частотной и амплитудно-жесткостной характеристик и сделаны выводы об эффективности виброизолирующего механизма.

The design and verification calculation of the vibration-isolating mechanism of a pneumatic riveting hammer with stiffness compensation of the main elastic element is devoted. Graphs of the frequency response and amplitude-stiffness characteristics are given. Conclusions about the effectiveness of the vibration-isolating mechanism are made.

Ключевые слова: компенсация жесткости, виброизоляция, колебания, клепальный молоток, амплитудно-частотная характеристика.

Keywords: stiffness compensation, vibration control, oscillations, riveting hammer, frequency response.

Вибрация машин и механизмов, в частности ручного пневматического инструмента, стоит в ряду отрицательных технических воздействий в современной промышленности. В настоящее время вопросы снижения вибрации занимают определенное место в науке и практике машиностроения. Большое внимание уделяется системам снижения вибрации на стадии проектирования, производства и эксплуатации малогабаритных пневматических молотков. Но в большинстве случаев вибрация превышает установленные нормы.

Рассмотрим пневмопружинную систему виброзащиты клепального молотка (рис. 1). На рукоятку массой m действуют силы:

P — сила нажатия; F_1 — сила упругости основного упругого элемента; F_2 — сила упругости компенсирующего элемента; $F_{тр}$ — диссипативная сила.

Для определения амплитуды вынужденных колебаний A используем формулу [1]:

$$A = \frac{z_0 \sqrt{1 - \left(\frac{-8k_0 R c_k}{\pi m z_0 \omega^2} \right)^2}}{\frac{c_k + c_{\Pi}}{\omega^2 m} - 1} + \frac{(x_{2ст} - a) \left[\left(1 - \frac{b}{\sqrt{R^2 - (x_{2ст} - a)^2}} \right) \frac{2}{k} + 2c_k \right]}{c_k + c_{\Pi}}, \quad (1)$$

где R — радиус профиля валика;

b — расстояние от начала координат выпуклой эллипсоидной поверхности до центра радиуса R ;

a — расстояние от начала координат до центра радиуса;

$x_{2ст}$ — статическое положение витка пружины на валике относительно начала координат;

c_k — жесткость компенсирующего упругого элемента;

z_0 — амплитуда вынужденных колебаний;

c_{Π} — жесткость основного упругого элемента;

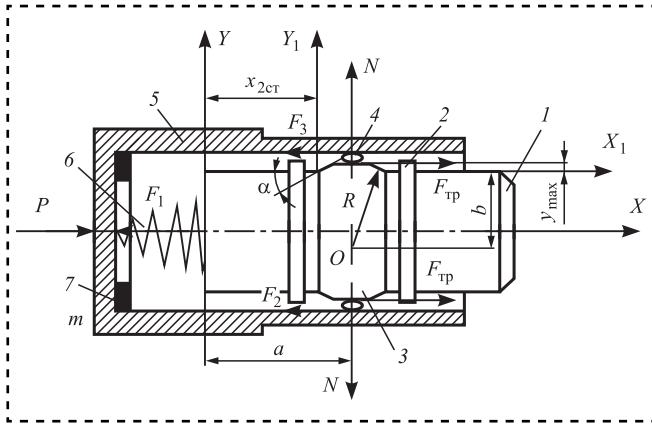


Рис. 1. Принципиальная схема пневмопружинной системы виброзащиты клепального молотка:

1 — промежуточное звено; 2 — ограничитель перемещения компенсирующего элемента; 3 — выпуклая эллипсоидная поверхность; 4 — компенсирующий упругий элемент (цилиндрическая винтовая пружина); 5 — рукоятка; 6 — основной упругий элемент (коническая винтовая пружина); 7 — амортизатор

ω — основная частота колебаний корпуса;
 k_0 — коэффициент трения качения.

В выражении (1) для амплитуды A вынужденных колебаний рукоятки в относительном перемещении левая часть суммы представляет динамическое отклонение, правая часть — статическое отклонение.

Для абсолютной амплитуды колебаний $A_{абс}$ воспользуемся выражением:

$$A_{абс} = \sqrt{\left(\frac{z_0}{1 - \frac{\omega^2 m}{c_k + c_{п}}} \right)^2 \left\{ \left(\frac{-8k_0 R c_k}{\pi m z_0 \omega^2} \right)^2 \left(\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{п}} \right) \left(\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{п}} - 2 \right) + 1 \right\} + \frac{l}{c_k + c_{п}} \left(\frac{l}{c_k + c_{п}} + 2z_0 \sqrt{1 - \left(\frac{-8k_0 R c_k}{\pi m z_0 \omega^2} \right)^2 \left[\frac{1}{1 - \frac{c_k + c_{п}}{\omega^2 m}} - 1 \right]} \right)}. \quad (2)$$

Допускаемая амплитуда колебаний $[A_{абс}]$ может быть вычислена из допускаемой по СН 2.2.4/2.1.8.566—96 виброскорости $[x]$ для основной частоты колебаний:

$$x = A_{абс} \sin \omega t; \dot{x} = A_{абс} \omega \cos \omega t; [A_{абс}] = \frac{[\dot{x}]}{\omega}. \quad (3)$$

Ввиду сложности определения параметров виброзащитного устройства, так как нужно отыскать множество неизвестных, расчет разбиваем на два этапа: проектный и проверочный.

Проектный расчет

Исходными формулами для проектного расчета выбираем выражения (1) и (2) для относительного движения. Учитывая, что в виброзащитном устройстве ввиду малого трения угол сдвига фаз мал, для абсолютной амплитуды используем зависимость [2]: $A_{абс} = A - z_0$.

Для определения параметров выберем статический член выражения (1), обозначив его через ε :

$$\varepsilon = \frac{\left(x_{2ст} - a \right) \left[\left(1 - \frac{b}{\sqrt{R^2 - (x_{2ст} - a)^2}} \right) \frac{2}{k} + 2c_k \right]}{c_k + c_{п}}. \quad (4)$$

Для определения радиуса R профиля эллипсоидной поверхности зададим величину $[\varepsilon]$ статического члена

$$[\varepsilon] = (0,15 \dots 0,25) [A_{абс}]. \quad (5)$$

Коэффициент выражения (5) учитывает влияние динамического члена на абсолютную амплитуду колебаний рукоятки.

Общую жесткость задаем предварительно

$$c_k + c_{п} = l. \quad (6)$$

Наилучшая виброзащита наблюдается при $x_{2ст} - a = 0$, т.е. при колебании витков пружины (компенсирующего упругого элемента) около вершины эллипсоидной поверхности. Но так как практически трудно обеспечить такое положение витков пружины, задаем приемлемую величину смещения компенсирующего упругого элемента относительно вершины эллипсоидной поверхности [3]. Принимаем:

$$x_{2ст} - a = (0,25 \dots 0,5) z_0. \quad (7)$$

Значение отрицательной жесткости c_k выбираем по жесткости $c_{\text{п}}$ основного упругого элемента, так как модули жесткостей отличаются незначительно. Жесткость $c_{\text{п}}$ зависит от допускаемых конструктивными размерами габаритов пружины и предельных сил нажатия. Жесткость конической винтовой пружины, измеренной на машине для испытания пружин МИП-10, равна $(6...8) \cdot 10^3$ Н/м. Проведем преобразование зависимости (4) для определения R . В выражении (4) $b = R - y_{\text{max}}$.

Высота профиля эллипсоидной поверхности:

$$y_{\text{max}} = Rk[c_k]. \quad (8)$$

Получим

$$b = R(1 - k[c_k]). \quad (9)$$

После преобразований получим:

$$R = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(x_{2\text{ст}} - a)^2} \left(\frac{l}{2} + (x_{2\text{ст}} - a) - |c_k|(x_{2\text{ст}} - a) \right)^2}}. \quad (10)$$

Зная c_k , определим необходимую жесткость $c_{\text{п}}$.

По зависимости (8) определим высоту профиля эллипсоидной поверхности y_{max} , измеряемую от начала точки касания витка пружины с эллипсоидной поверхностью до вершины эллипсоидной поверхности.

Определим рабочий ход пружины S в зависимости упругой силы от перемещения при заданной предельной силе нажатия $P_{\text{пр}}$:

$$S = \frac{P_{\text{пр}}}{l} + 2a.$$

По рис. 2 найдем:

$$a = R^2 - (R - y_{\text{max}})^2.$$

Учитывая, что $y_{\text{max}} = Rk[c_k]$, получим:

$$a = y_{\text{max}} \sqrt{\frac{2}{c_k} - 1}.$$

Рабочий ход основной пружины:

$$S = \frac{P_{\text{пр}}}{l} + 2y_{\text{max}} \sqrt{\frac{2}{c_k} - 1}. \quad (11)$$

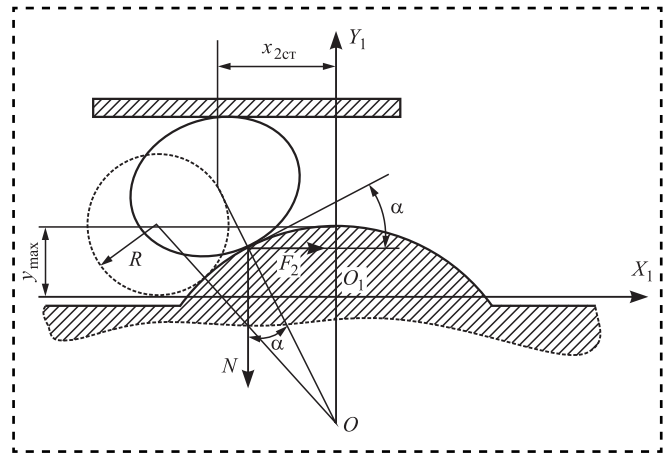


Рис. 2. Схема взаимодействия витка пружины и эллипсоидной поверхности [1]

Проверочный расчет проводили по выражению (2) для абсолютного отклонения и для коэффициентов гашения колебаний [2]:

$$\delta_7 = \frac{z_0 \omega}{[\dot{x}]} = \frac{10^{-2} 2\pi 25}{3,5 \cdot 10^{-2}} = 4,5,$$

где $[\dot{x}]$ — допускаемая виброскорость для основной частоты корпуса;

ω — круговая частота корпуса.

Проверку угла наклона касательной в начале касания витков пружины с эллипсоидной поверхностью проводили по выражению:

$$\cos \alpha_n = 1 - \frac{y_{\text{max}}}{R}.$$

Исходные данные для расчета.

Амплитуда вынуждающих колебаний $z_0 = 10^{-3}$ м.

Жесткость компенсирующего упругого элемента $c_k = 7,5$ кН/м.

Масса рукоятки молотка $m = 1,0$ кг.

Основная круговая частота колебаний корпуса $\omega = 2\pi 25$ рад/с.

Коэффициент трения качения $k_0 = 0,001$.

Допускаемая виброскорость на основной частоте $[\dot{x}] = 3,5 \cdot 10^{-2}$ м/с.

Предельная сила нажатия $P_{\text{пр}} = 150$ Н.

Проектный расчет

По допускаемой виброскорости $[\dot{x}]$ определим допускаемую амплитуду вынужденных колебаний рукоятки:

$$[A_{\text{abc}}] = \frac{[\dot{x}]}{\omega} = \frac{3,5 \cdot 10^{-2}}{2\pi 25} = 0,223 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$



Отрицательную жесткость c_k выбираем по значению положительной жесткости $c_{\Pi} = 7,5$ кН/м.

Значение статического члена $[\varepsilon] = 0,25[A_{abc}]$ при $c_k + c_{\Pi} = 10^3$ Н/м:

$$[\varepsilon] = 0,25 \cdot 0,223 \cdot 10^{-3} = 0,56 \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

$$[l] = [\varepsilon](c_k + c_{\Pi}) = 0,56 \cdot 10^{-4} \cdot 10^3 = 0,056 \text{ Н}.$$

Радиус профиля эллипсоидной поверхности из формулы (10) при $x_{2ct} - a = 0,4z_0 = 0,4 \cdot 10^{-3}$ м:

$$R = 15 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Тогда

$$y_{\max} = Rk[c_k] = 15 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

В проверочном расчете определим абсолютное отклонение рукоятки молотка для случая, когда витки пружины находятся на вершине эллипсоидной поверхности ($x_{2ct} = a$):

$$A_{1abc} = \sqrt{\left(\frac{z_0}{1 - \frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}}} \right)^2 \times \left\{ \left(\frac{-8k_0 R c_k}{\pi m z_0 \omega^2} \right)^2 \left(\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} \right) \left(\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 2 \right) + 1 \right\}} = 0,04 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Абсолютное отклонение рукоятки молотка для заданного статического отклонения витков пружины от вершины эллипсоидной поверхности при $x_{2ct} - a = 0,4z_0$ и $l = 0,056$ Н:

$$A_{2abc} = 0,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Коэффициент гашения колебаний δ_3 :

$$\delta_3 = \frac{z_0}{A_{1abc}} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{0,04 \cdot 10^{-3}} = 25.$$

Коэффициент гашения колебаний δ_4 :

$$\delta_4 = \frac{z_0}{A_{2abc}} = \frac{1 \cdot 10^{-3}}{0,06 \cdot 10^{-3}} = 16.$$

Коэффициенты гашения колебаний δ_3 и δ_4 сравнивали с коэффициентом гашения колебаний $[\delta_7]$, допускаемым по санитарным нормам [4]:

$$[\delta_7] = \frac{z_0 \omega}{[\dot{x}]} = \frac{10^{-3} 2\pi 25}{3,5 \cdot 10^{-2}} = 4,5.$$

Угол наклона касательной α_H [5]:

$$\cos \alpha_H = 1 - \frac{y_{\max}}{R} = 1 - \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{15 \cdot 10^{-2}} = 0,99;$$

$$\alpha_H = 8^\circ.$$

Эффективность компенсирующего упругого элемента по сравнению с конической винтовой пружиной определяли из выражения [2]:

$$\frac{\delta_3}{\delta_6} = \frac{\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 1}{\frac{\omega^2 m}{c_{\Pi}} - 1} = 7,3.$$

Амплитудно-частотные и амплитудно-жесткостные характеристики

Для исследования влияния общей жесткости $c_k + c_{\Pi}$ и отклонения $x_{2ct} - a$ центра колебаний витков пружины от вершины эллипсоидной поверхности построили амплитудно-частотные и амплитудно-жесткостные характеристики исследуемой виброзащиты по выражению (2) для абсолютной амплитуды со значениями величин, принятых в инженерном расчете (табл. 1).

Амплитудно-частотная характеристика при $c_k + c_{\Pi} \rightarrow 0$ и $x_{2ct} - a = 0$:

$$A_{abc} = z_0 \left(\frac{-8k_0 R c_k}{\pi m z_0 \omega^2} \right)^2.$$

Амплитудно-частотная характеристика при $x_{2ct} - a = 0$ и для случая, когда общая жесткость $c_k + c_{\Pi} = l$ определена с учетом возможности отклонения центра колебаний витков пружины от вершины на величину $0,4z_0$ [2]:

$$A_{abc} = \sqrt{\left(\frac{z_0}{1 - \frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}}} \right)^2 \times \left\{ \left(\frac{-8k_0 R c_k}{\pi m z_0 \omega^2} \right)^2 \left(\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} \right) \left(\frac{\omega^2 m}{c_k + c_{\Pi}} - 2 \right) + 1 \right\}}.$$

Амплитудно-частотная характеристика при $a_k + c_{\Pi} = 1$ кН/м, $x_{2ct} - a = 0,4z_0$, $[l] = 0,056$ Н [2].

По значениям табл. 1—3 построены соответствующие графики 1—3 амплитудно-частотных характеристик (рис. 3).

Амплитудно-жесткостная характеристика при частоте колебаний 25 Гц, $x_{2ct} - a = 0,4z_0$ (рис. 4).

Таблица 1

Амплитудно-частотные характеристики

Частота, Гц	Амплитуда, м	Частота, Гц	Амплитуда, м
$x_{2ст} - a = 0; c_k + c_n \rightarrow 0$		$x_{2ст} - a = 0; c_k + c_n \rightarrow l$	
4	$1,000 \cdot 10^{-3}$	4	$0,395 \cdot 10^{-3}$
5	$0,765 \cdot 10^{-3}$	5	$2,130 \cdot 10^{-3}$
6	$0,530 \cdot 10^{-3}$	6	∞
10	$0,191 \cdot 10^{-3}$	10	$0,880 \cdot 10^{-3}$
15	$0,085 \cdot 10^{-3}$	15	$0,375 \cdot 10^{-3}$
20	$0,048 \cdot 10^{-3}$	20	$0,182 \cdot 10^{-3}$
25	$0,031 \cdot 10^{-3}$	25	$0,082 \cdot 10^{-3}$
30	$0,021 \cdot 10^{-3}$	30	$0,051 \cdot 10^{-3}$
35	$0,0015 \cdot 10^{-3}$	35	$0,037 \cdot 10^{-3}$
Частота, Гц	Амплитуда, м	Суммарная жесткость $c_k + c_n$, Н/м	Амплитуда, м
$x_{2ст} - a = 0,4z_0; c_k + c_n = 1 \text{ кН/м}$		$x_{2ст} - a = 0,4z_0; f = 25 \text{ Гц}$	
4	$0,395 \cdot 10^{-3}$	10	$4,700 \cdot 10^{-3}$
5	$2,130 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^2$	$0,473 \cdot 10^{-3}$
6	∞	$0,15 \cdot 10^2$	$0,106 \cdot 10^{-3}$
10	$0,880 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^3$	$0,070 \cdot 10^{-3}$
15	$0,375 \cdot 10^{-3}$	$1,37 \cdot 10^3$	$0,059 \cdot 10^{-3}$
20	$0,182 \cdot 10^{-3}$	$2 \cdot 10^3$	$0,069 \cdot 10^{-3}$
25	$0,082 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^3$	$0,100 \cdot 10^{-3}$
30	$0,051 \cdot 10^{-3}$		
35	$0,037 \cdot 10^{-3}$		

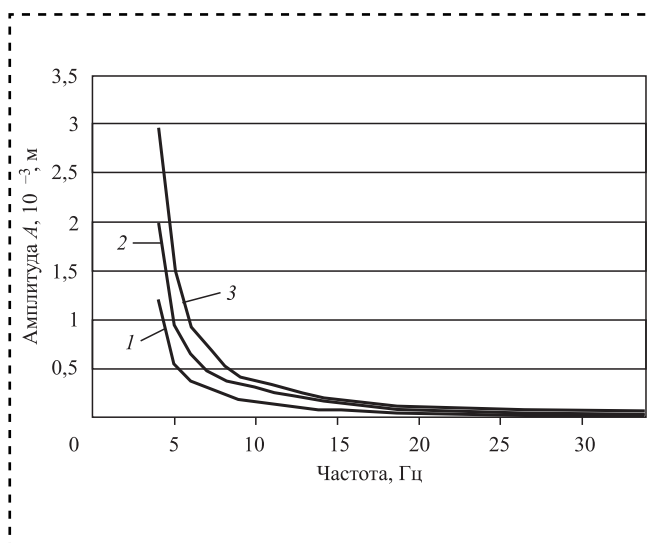


Рис. 3. Графики амплитудно-частотных характеристик: 1 — $c_k + c_n \rightarrow 0, x_{2ст} - a = 0$; 2 — $c_k + c_n = l, x_{2ст} - a = 0$; 3 — $c_k + c_n = 1 \text{ кН/м}; x_{2ст} - a = 0,4z_0$

Таблица 2

Значения коэффициентов гашения колебаний и амплитуд при изменении $x_{2ст} - a, c_k + c_n$ и частоты колебаний 25 Гц

δ	$A, 10^{-3} \text{ м}$	$x_{2ст} - a$	$c_k + c_n$
16	0,059	$0,4z_0$	$1,37 \cdot 10^{-3}$
25	0,037	0	$1,37 \cdot 10^{-3}$
47	0,021	0	0
4,5	—	—	—

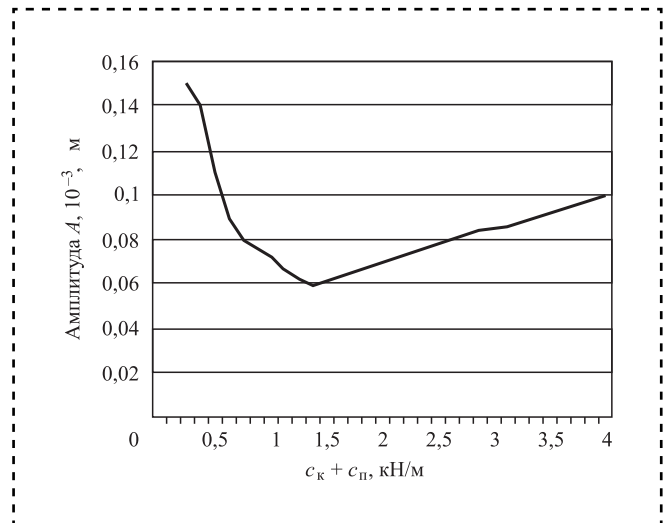


Рис. 4. Амплитудно-жесткостная характеристика виброизолирующего механизма с компенсацией жесткости основного упругого элемента

В табл. 2 приведены значения коэффициентов гашения колебаний и амплитуд при изменении $x_{2ст} - a, c_k + c_n$.

Заключение

Наименьшая амплитуда (см. рис. 3) будет при $c_k + c_n \rightarrow 0$ для положения центра колебаний витков пружины на вершине эллипсоидной поверхности, когда $x_{2ст} - a = 0$ (нижняя ветвь характеристики).

При увеличении общей жесткости $c_k + c_n$ для $x_{2ст} - a = 0$ амплитуда несколько увеличивается (средняя ветвь характеристики).

Наибольшая амплитуда соответствует положению центра колебаний витков пружины при смещении от вершины эллипсоидной поверхности, когда $x_{2ст} - a \neq 0$.

График амплитудно-частотной характеристики, построенный для случая $x_{2ст} - a \neq 0$, подтверждает, что наилучшая жесткость для центра колебаний компенсирующего упругого



элемента не нулевая, а малая положительная жесткость. Наименьшей амплитуде соответствует жесткость $1,37 \cdot 10^3$ Н/м (см. рис. 4).

При конструктивной возможности обеспечения положения центра колебаний компенсирующего упругого элемента на вершине эллипсоидной поверхности следует виброзащитной системе задавать общую жесткость, близкую к нулевой.

Если нет конструктивной возможности обеспечения положения центра колебаний компенсирующего упругого элемента на вершине эллипсоидной поверхности, то виброзащитной системе необходимо задавать не нулевую жесткость, а малую положительную.

Полученные коэффициенты гашения колебаний показывают значительное улучшение по сравнению с допускаемым коэффициентом виброгашения.

Библиографический список

1. **Glushkov S.P., Pudovkin Y.A.** Handle Oscillations of a Pneumatic Hammer with Zero-Hardness of a Basic Elastic Element // Advances in Intelligent Systems and Computing, VIII International Scientific Siberian Transport Forum. 2020. Vol. 1. P. 1115.

2. **Глушков С.П., Пудовкин Ю.А.** Коэффициент гашения колебаний рукоятки пневматического клепального молотка с компенсацией жесткости основного упругого элемента // Архивариус. Сборник научных публикаций. 2020. № 3 (48).

3. **Воздействие** вибрации ручного пневматического инструмента на человека-оператора // Экономические аспекты логистики и качества работы железнодорожного транспорта: Материалы III Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Омск: ОмГУПС. 2018. С. 113–123.

4. **СН 2.2.4/2.1.8.566–96.** Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Минздрав России. Москва, 1997.

5. **Глушков С.П.** Виброизоляция тепловых двигателей. Новосибирск: НГАВТ, 1999. 217 с.

УДК 621.753

DOI: 10.36652/0202-3350-2020-21-9-424-428

А.С. Мельников, М.А. Тамаркин, Э.Э. Тищенко*(Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону)**E-mail: lina_tishenko@mail.ru*

О необходимых дополнениях в ГОСТ 21495—76 "Базирование и базы в машиностроении, термины и определения"

Предложены дополнительные термины, использование которых позволит избежать неоднозначного толкования правил выбора технологических баз и количественно оценить достигнутую точность установки детали в изделие или заготовки в технологическую систему.

Additional terms are proposed, the use of which will avoid ambiguous interpretation of rules of selection of technological bases and quantify the achieved accuracy of installation of a part in a product or billets in a technological system.

Ключевые слова: базирование, классификация баз, размер установки, погрешность установки.

Keywords: basing, base classification, installation size, installation error.

Использование разных терминов для описания одних и тех же явлений и величин при базировании в машиностроении создавало трудности как в общении специалистов, так и в учебных процессах подготовки инженеров для машиностроения (конструкторов, технологов, метрологов). Разработанный коллективом

специалистов под руководством выдающегося ученого технолога Б.С. Балакшина стандарт оказал положительное влияние как на теоретические разработки, учебную литературу, так и на практику машиностроения. Но установленный стандартом терминов недостаточно для однозначного описания некоторых процессов,



прежде всего в области технологии машиностроения при обосновании решений по выбору технологических баз, достижению требуемого качества изделия.

Выбор баз

Заданные конструктором размеры взаимного расположения поверхностей в конструктивной форме детали и их точность обеспечиваются чаще всего соответствующим выбором технологических баз (ТБ). Важно иметь правила выбора ТБ, позволяющие технологу принять обоснованное и однозначное решение, а также научить будущих технологов делать такой выбор. Например, по дисциплинам "Основы технологии машиностроения" и "Технология машиностроения" рекомендуют для обеспечения наибольшей точности задаваемых конструктором размеров совмещать ТБ с конструкторской (КБ) и измерительной (ИБ) базами [1–4]. Некоторые авторы рекомендуют совмещать ТБ с основной конструкторской базой (ОКБ). Эту рекомендацию называют "принципом совмещения баз". Считается, что при его соблюдении технолог может "...полностью использовать заданный конструктором допуск" [3], но на основании такой рекомендации сделать однозначный выбор ТБ практически невозможно.

Во-первых, потому что согласно ГОСТ 21495–76 КБ может быть основной или вспомогательной, а конструктивная форма каждой детали содержит практически обе базы. Тогда с какой из них совмещать ТБ?

Например, при проектировании корпуса червячного редуктора обязательно задается размер между отверстиями под подшипники червяка и червячного колеса, точность которого назначается конструктором в результате расчета размерной цепи, описывающей формирование межосевого расстояния передачи, в которой размер между осями отверстий в корпусе является составляющим звеном. Точность межосевого расстояния передачи (допуск $\pm f_d$) зависит от степени точности червячной передачи, вида сопряжения и регламентируется ГОСТ 9774–81. Основная база (ОКБ) корпуса редуктора в направлении межосевого расстояния отверстий — плоскость основания (рис. 1). Если при обработке отверстий принять эту поверхность в качестве ТБ, то межосевое расстояние K после обработки двух отверстий в лучшем случае может получиться на двух технологических переходах одной операции, а в других случаях — на технологических переходах обработки каждого

отверстия на своей отдельной операции. Поэтому на размеры T_1 и T_2 , получаемые на разных операциях, в соответствии с приведенной рекомендацией назначить допуски, равные допуску заданного конструктором размера K нельзя.

Во-вторых, ИБ согласно ГОСТ 21495–76 используется метрологом, когда деталь уже изготовлена и при этом использована выбранная ТБ. В этом случае можно говорить о выборе ИБ, но она вряд ли совместится с ТБ.

Эту неопределенность принципу совмещения баз можно преодолеть. Для этого нужно разделить понятия "конструкторский размер", которым конструктор задает положение поверхности в конструктивной форме детали, и "технологический размер", который получает технолог, обеспечивая заданную точность конструкторского размера.

Описывая положение поверхности в конструктивной форме детали, конструктор использует другую поверхность, ее ось или точку симметрии, от которой и задает размер расположения. Эту поверхность, ее ось или точку симметрии используют как КБ для определения положения другой поверхности. Предлагаем дополнить классификацию конструкторских баз по назначению, установленную ГОСТ 21495–76 "Базирование и базы в машиностроении", третьей, — конструкторской размерной базой (КРБ) — это база, которая принадлежит детали и используется для определения положения относительно нее другой поверхности в конструктивной форме детали.

Конструктивная размерная база позволяет определить понятие "конструкторский размер" — размер, описывающий положение поверхности в конструктивной форме детали относительно КРБ.

При обработке поверхности для достижения заданного ее положения в конструктивной форме детали для установки заготовки в технологическую систему (ТС) технолог использует ТБ и получает технологический размер, который описывает положение обработанной поверхности относительно ТБ, используемой при ее обработке (на рис. 1 размеры T_1 и T_2). В зависимости от выбора ТБ этот размер может быть или не быть равным конструкторскому.

Используя предлагаемые понятия, принцип совмещения баз можно сформулировать следующим образом: "Для достижения наибольшей точности конструкторского размера расположения поверхности следует при ее обработке в качестве технологической базы использовать конструкторскую размерную базу". Обоснованность этого правила подтверждает пример.

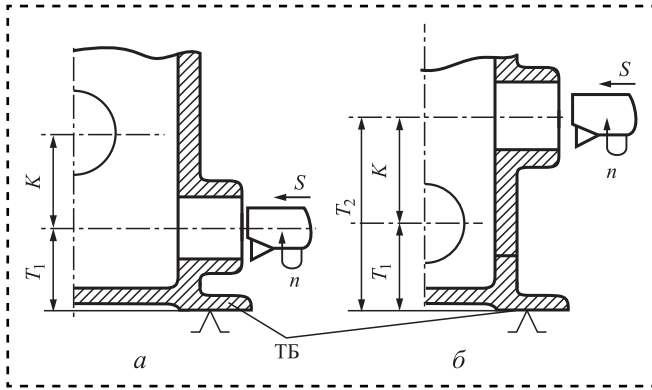


Рис. 1. Схемы обработки отверстий под подшипники в корпусе червячного редуктора:

a — под подшипник червяка; *б* — под подшипник вала червячного колеса; *S* — подача; *n* — частота вращения реза

В некотором корпусе (рис. 2, *a*) необходимо обработать отверстие, положение которого задано размером *K* относительно плоскости основания, выполняющей функцию КРБ. На рис. 2, *б* и *г* приведены два варианта выполнения обработки отверстия растачиванием. Требуемые показатели точности отверстия (диаметр, форма, параметр шероховатости) обеспечиваются выбранным методом обработки, например, чистовым растачиванием. Условия получения этих показателей и достигаемый результат одинаковы для обоих

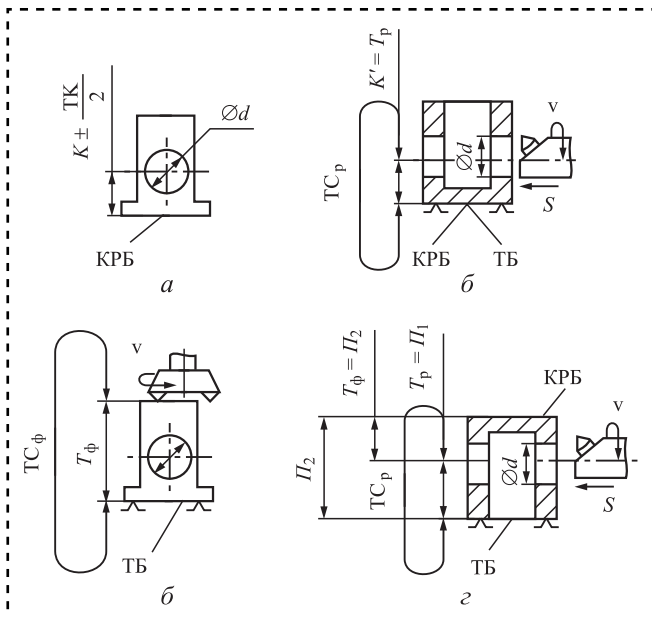


Рис. 2. Варианты обеспечения точности конструкторского размера *K* при разных схемах базирования корпуса на операции растачивания:

T_k — допуск размера, заданного конструктором; T_{C_p} — T_C расточной операции; T_p — технологический размер при растачивании; T_{C_ϕ} — T_C операции фрезерования; T_ϕ — технологический размер при фрезеровании

вариантов выполнения расточной операции, так как используется одна и та же технологическая система (T_C).

Варианты отличаются выбранными ТБ: в варианте на рис. 2, *в* в качестве ТБ в направлении размера *K* технолог использует КРБ — плоскость основания лапок; в варианте на рис. 2, *г* — верхнюю плоскость корпуса, т.е. поверхность, не совпадающую с КРБ.

При обработке отверстия технолог выбором ТБ может создать одну из двух ситуаций, отличающихся совмещением ТБ с КРБ. Выбор разных ТБ для выполнения одной и той же операции приводит к существенным отличиям в обеспечении точности заданного конструктором размера *K*. В первом варианте при совмещении ТБ с КРБ (см. рис. 2, *в*) конструкторский размер K' получается равным технологическому размеру T_p расточной операции. Величина и погрешность размера T_p определяются только используемой для обработки T_C и условиями ее работы. Технологический размер и его погрешность не зависят от предшествующих или последующих операций обработки других поверхностей детали. Он формируется как замыкающее звено некоторой технологической размерной цепи, составляющими звеньями которой являются внутренние размеры используемой T_C .

На рис. 2 технологические размерные цепи, описывающие формирование технологических размеров, условно показаны дугами, а их хорды — технологические размеры. При совмещении ТБ с КРБ (расточивание отверстия по схеме на рис. 2, *в*) заданный конструктором размер *K* получается равным технологическому размеру T_p ; $K = K' = T_p$ и, следовательно, достигаемая его точность оценивается полем рассеяния полученного технологического размера $\omega K = \omega T_p$. Поэтому технолог может задать допуск технологического размера равным допуску конструкторского размера:

$$T T_p = T K.$$

Требуемая точность размера *K* на операции растачивания обеспечивается при выполнении условия

$$\omega T_p \leq T K. \quad (1)$$

Во втором варианте при несовмещении ТБ с КРБ (см. рис. 2, *г*) после растачивания отверстия на детали также образуется размер $K = K'$, однако его величина формируется уже как замыкающее звено Π_Δ некоторой внешней по отношению к T_C расточного станка размерной цепи,



составляющие звенья которой получаются на разных операциях обработки детали. В этом случае технологический размер $T_p = \Pi_1$ отличается от размера K и, оставаясь замыкающим для внутренней технологической размерной цепи ТС расточного станка, теперь входит первым составляющим звеном в размерную цепь Π . Вторым составляющим звеном цепи Π (см. рис. 2, з) является размер Π_2 между выбранной ТБ (верхняя плоскость корпуса) и КРБ (плоскость основания лапок). Поэтому согласно теории размерных цепей погрешность конструкторского размера K'' составит:

$$\omega K'' = \omega \Pi_{\Delta} = \omega \Pi_1 + \omega \Pi_2 = \omega T_p + \omega \Pi_2. \quad (2)$$

Размер Π_2 , полученный на детали при операции фрезерования (см. рис. 2, б), являлся технологическим размером по определению, т.е. $\Pi_2 = T_{\phi}$ и, следовательно, $\omega \Pi_2 = \omega T_{\phi}$.

С учетом равенства (2) обеспечиваемая во втором варианте точность конструкторского размера определяется суммой погрешностей технологических размеров на операциях фрезерования ωT_{ϕ} и растачивания ωT_p :

$$\omega K = \omega K'' = \omega T_p + \omega T_{\phi}. \quad (3)$$

Для достижения заданной точности конструкторского размера при фрезеровании и растачивании должны выполняться условия:

$$\begin{cases} \omega T_{\phi} \leq TT_{\phi}; \\ \omega T_p \leq TT_p. \end{cases} \quad (4)$$

Это значит, что для обеспечения заданной конструктором точности размера K во втором варианте необходимо назначить более жесткие допуски на технологические размеры, получаемые на обеих операциях, отвечающие уравнению (3), записанному в полях допусков:

$$TK = TT_p + TT_{\phi}.$$

Выполнение условий (4) при обработке во втором варианте и технически, и экономически технологу выполнить труднее, чем условия (1) в первом варианте базирования на расточной операции.

Конструктивная форма детали — это совокупность множества поверхностей, взаимное расположение которых описано конструкторскими размерами, заданными от разных КРБ. Технологу необходимо выбрать ТБ для обработки каждой поверхности и не всегда он может следовать принципу совмещения баз.

Второе правило выбора ТБ для обработки всех поверхностей детали в ТП — принцип единства баз, который гласит: "При выборе

технологических баз необходимо стремиться использовать при обработке всех или большинства поверхностей детали одну и ту же (единую) технологическую базу (ЕТБ)".

Если следовать этому правилу, то окажется, что для части поверхностей ЕТБ будет совмещена их КРБ и, следовательно, технологические размеры для них будут равны конструкторским. Для остальных — нет. Для них надо назначить рассчитанные технологические размеры и их точность по выше описанной методике.

Таким образом, использование понятий "конструкторская размерная база", "конструкторский размер", "технологический размер" позволяет придать однозначность решениям технолога по выбору технологических баз и условиям достижения заданной конструктором точности размеров расположения поверхностей в проектируемом ТП изготовления любой детали.

Оценка точности достигнутого положения детали в изделии (заготовки в технологической системе)

Определения терминов "погрешность базирования" и "погрешность установки" через "отклонения фактически достигнутого положения заготовки или изделия при базировании ω (установке) от требуемого" принципиально верно отображают суть явления, но не дают возможности количественно оценить возникшую погрешность. В метрологии термин "отклонение" привязан к некоторому геометрически правильному прототипу. Для размера таким прототипом выступает номинальный размер и отклонением оценивается точность единичного размера (одной детали). Количественно отклонение полученного (измеренного) размера на одной детали A_i от номинального A_0 оценивается разностью $E = A_i - A_0$. Точность размера в партии изделий оценивается полем рассеяния отклонений, величина которого определяется разностью максимального и минимального отклонений (разностью максимального и минимального размеров в партии изделий):

$$\omega A = E_{\max} - E_{\min} = A_{\max} - A_{\min}.$$

В практике проектирования ТП для оценки результатов принимаемых решений и достигнутых результатов при реализации ТП понятие поля рассеяния для оценки точности размера широко используется. Отсюда вытекает необходимость сначала описать достигнутое при базировании или установке положение изделия

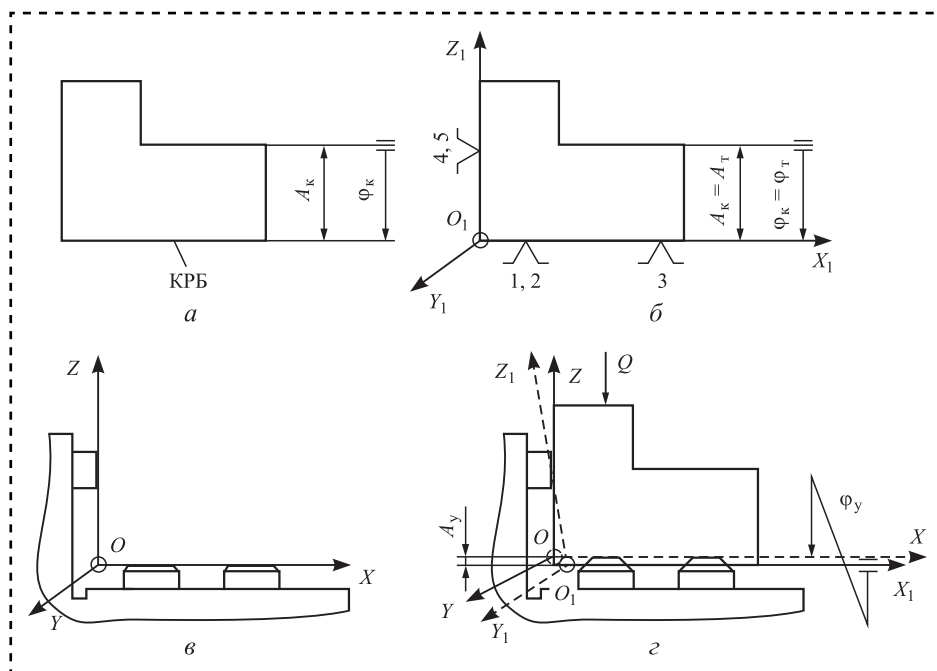


Рис. 3. Схемы образования размера установки заготовки в технологическую систему

или заготовки размером, а затем определять достигнутую точность этого размера отклонением (для единичного изделия), либо полем рассеяния (для партии изделий). В связи с этим предложено дополнить ГОСТ 21495—76 термином "размер установки", которым оценивается в каждом координатном направлении достигнутое положение основной базы изделия относительно требуемого. Смысл термина можно продемонстрировать примером (рис. 3).

На детали (рис. 3, а) конструктор задал положение плоскости относительно КРБ размерами A_k и φ_k . В соответствии с принципом совмещения баз выбрана технологическая база для обработки этой поверхности фрезерованием, теоретическая схема базирования заготовки приведена на рис. 3, б. На опорных точках построена собственная система координат заготовки $X_1Y_1O_1Z_1$. Заготовку устанавливают в приспособление, в котором поверхностями установочных элементов реализована выбранная система координат XYZ (рис. 3, в). На рис. 3, г показана схема установки, которая предполагает совмещение собственной системы координат заготовки с выбранной, это означает, что во всех координатных направлениях номиналы размеров между соответствующими координатными плоскостями равны нулю. Но в силу ряда причин технологическая установочная база получила смещение в координатном направлении Z и образовались размеры A_y и φ_y , которые

и есть размеры установки [5]. При установке партии заготовок этот размер окажется разным, образуется поле рассеяния, которым оценивается точность достигнутых положений заготовок.

Заключение

Предлагается дополнить ГОСТ 21495—76 следующими терминами:

- конструкторская размерная база — конструкторская база, принадлежащая детали и используемая для определения положения поверхности в конструктивной форме детали;
- конструкторский размер — размер, описывающий

положение поверхности в конструктивной форме детали относительно конструкторской размерной базы;

- технологический размер — размер, описывающий положение обработанной поверхности относительно использованной при ее обработке технологической базы;

- размер установки — размер, описывающий достигнутое установкой положение технологической базы заготовки относительно требуемого;

- погрешность установки единичной заготовки — отклонение размера установки от заданного номинального значения;

- погрешность установки в партии заготовок — поле рассеяния размера установки в партии установленных заготовок.

Библиографический список

1. **Технология** машиностроения: учебник для вузов / Л.В. Лебедев и др. М.: Издательский центр "Академия", 2006. 528 с.
2. **Тимирязев В.А., Вороненко В.П., Схиртладзе А.Г.** Основы технологии машиностроительного производства. СПб.: Изд-во Лань, 2012. 442 с.
3. **Суслов А.Г.** Технология машиностроения: учебник для вузов. М.: Машиностроение, 2007. 430 с.
4. **Технология** машиностроения. В 2 кн. Кн. 1. Основы технологии машиностроения: учеб. пособие для вузов / Э.Л. Жуков и др.; под ред. С.Л. Мурашкина. М.: Высшая школа, 2003. 278 с.
5. **Мельников А.С., Тамаркин М.А., Тищенко Э.Э., Азарова А.И.** Научные основы технологии машиностроения. СПб.: Лань, 2018. 417 с.



**А.И. Самаркин, А.М. Дементьев, С.И. Дмитриев, Е.И. Самаркина, канд-ты техн. наук,
Е.А. Евгеньева (Псковский государственный университет)**
E-mail: dmitrievsi55@gmail.com

Оптимизация конструкции автомобильного ножничного подъемника

*Рассмотрена задача об оптимальном приложении и величине нагрузки привода ножничного подъемника.
The problem of the optimal application and load of the scissor lift drive is considered.*

Ключевые слова: ножничный подъемник, оптимальное приложение нагрузки, условия самоторможения.
Keywords: scissor lift, optimal load application, self-braking conditions.

При проектировании ножничных подъемников возникает задача об оптимальном приложении и величине нагрузки привода подъемника.

Конструкция традиционного ножничного подъемника достаточно сложна для непосредственного расчета. Для определения неизвестной удерживающей силы пользуются принципом виртуальных перемещений — элементарная работа внешних сил в консервативной системе, находящейся в покое, равна нулю [1]. Для расчетов не требуется знать внутреннего устройства исследуемого механизма. Достаточно знать, как связаны перемещения точек приложения внешних нагрузок и перемещения мест приложения удерживающих сил.

Работу силы определим следующим образом:

$$A_F = \vec{F}\vec{S} = |F||S|\cos(\angle \vec{F}\vec{S}).$$

где \vec{F} — вектор силы;

\vec{S} — вектор перемещения.

В частном случае, если перемещение и вектор силы коллинеарны, то

$$A_F = \pm FS.$$

Под элементарной (виртуальной) работой понимается работа силы на бесконечно малом виртуальном перемещении. Таким образом, для решения поставленной задачи:

— придадим исследуемому механизму, находящемуся под воздействием внешних сил,

бесконечно малое перемещение (например, так, чтобы работа внешней силы была положительной);

— исходя из конструкции механизма найдем связь между перемещениями точки приложения нагрузки и точки приложения удерживающей силы;

— запишем уравнение суммы работ внешних сил и найдем из него неизвестную удерживающую силу.

Расчетная схема конструкции

Введем систему декартовых координат XU (рис. 1 на стр. 3 обложки). Обобщенная координата α — угол наклона правой нижней тяги к основанию.

Координата x левой нижней подвижной опоры:

$$x = 2l \cos \alpha,$$

где $2l$ — длина тяги.

Координата y верхней платформы (к которой приложена рабочая нагрузка P):

$$y = 2 \cdot 2l \sin \alpha.$$

Зададим верхней платформе виртуальное перемещение δy и получим связанное с ним через изменение угла α перемещение опоры по оси X :

$$\delta y = 2 \cdot 2l \cos \alpha \delta \alpha;$$

$$\delta x = 2l \sin \alpha \delta \alpha.$$



Отсюда получим:

$$\frac{\delta x}{\delta y} = \frac{1}{2} \operatorname{tg} \alpha;$$

$$\delta x = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{2} \delta y.$$

Вертикальная удерживающая сила равна приложенной нагрузке.

Горизонтальная удерживающая сила R приложена по горизонтали к нижнему (подвижному) ролику-опоре. В этом случае уравнение для работ виртуальных сил запишем в виде:

$$R\delta x = P\delta y.$$

Подставляя уравнение связи перемещений и сокращая, получим:

$$R\delta x = R \frac{\operatorname{tg} \alpha}{2} \delta y = P\delta y;$$

$$R = 2P \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Из полученной зависимости следует, что удерживающая сила зависит от угла наклона тяги к горизонтали (рис. 2 на стр. 3 обложки).

До угла 22° наклона тяги удерживающая горизонтальная сила превышает нагрузку в 5 раз и более (таблица).

При использовании только двух тяг (одного "креста" или одного нижнего "полукреста") расчеты дают более благоприятную картину (рис. 3 на стр. 3 обложки):

При произвольном положении точки приложения удерживающей силы зададим ее координату на верхней тяге в долях длины тяги k : $l_1 = k2l$.

Зависимость удерживающей силы от угла наклона тяги

$k = R/P$	Угол α , °, при использовании	
	всех тяг	только двух тяг
1	63,4	45
2	45,0	26,5
3	33,7	18,4
4	26,5	14
5	21,8	11

Повторяя предыдущие выкладки для y_1 , получим:

$$y_1 = 2l \sin \alpha + k2l \sin \alpha;$$

$$y_1 = 2l(1+k) \sin \alpha;$$

$$\delta y_1 = 2l(1+k) \cos \alpha \delta \alpha = \frac{1+k}{2} \delta y.$$

Для координаты x :

$$x_1 = 2l(1-k) \cos \alpha;$$

$$\delta x_1 = 2l(k-1) \sin \alpha \delta \alpha.$$

Разложим неизвестную удерживающую силу на горизонтальную и вертикальную составляющие — R_x , R_y , совершающие виртуальную работу на горизонтальном и вертикальном направлении соответственно. Тогда сумма виртуальных работ внешних сил:

$$R_x \delta x_1 + R_y \delta y_1 = P\delta y.$$

Подставим выражения для виртуальных перемещений:

$$R_x 2l(k-1) \sin \alpha + R_y 2l(k+1) \cos \alpha = P2 \cdot 2l \cos \alpha;$$

$$R_x (k-1) \sin \alpha + R_y (k+1) \cos \alpha = 2P \cos \alpha;$$

$$R_x = R \cos \beta;$$

$$R_y = R \sin \beta,$$

где β — угол наклона источника удерживающей силы (например, цилиндра) к горизонтали.

Необходимо определить вектор (комбинацию) параметров $[R, \beta, k]$. Для уменьшения неопределенности используем следующее соображение: чтобы удерживающая сила использовалась эффективно, ее линия действия должна совпадать с направлением виртуального перемещения. Тогда:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\delta y_1}{\delta x_1} = \frac{2l(1+k) \cos \alpha}{2l(k-1) \sin \alpha} = \left(\frac{k+1}{k-1} \right) \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Проведя прямую через точку приложения удерживающей силы до плоскости основания, получим значение для координаты x оптимальной точки установки гидро- или пневмоцилиндра:

$$x = \frac{2l(1-k)}{\cos^3 \alpha},$$



где $2l(1 - k)$ — расстояние от верхнего шарнира тяги до точки крепления штока цилиндра.

При его фиксированном значении координата оптимальной точки установки цилиндра на плоскости обратно пропорциональна третьей степени косинуса угла наклона тяги.

В предельных случаях при $k = 1$ получаем вертикальное размещение цилиндра и $x = 0$. При $k = 0$ ($\cos^3 \alpha < 1$) точка установки лежит левее левого шарнира.

График функции растет весьма быстро со значеий аргумента около 70° , что оставляет "рабочий" диапазон углов тяги — до 50° .

Оптимальное положение привода подъемника

Если углы поворота тяги превышают 40° , то оптимальным будет установка горизонтального цилиндра. При этом на углах $40...50^\circ$ на цилиндр будут передаваться двух-трехкратные нагрузки.

Если углы поворота тяг под рабочей нагрузкой не превышают 40° , то предпочтительнее установка вертикального цилиндра.

Если по условиям компоновки установить вертикальный цилиндр невозможно, то следует установить наклонный цилиндр, удерживающую силу и точку подвеса которого требуется рассчитать по формулам, приведенным выше.

Определение условия самоторможения в цилиндре

При малых углах раскрытия тяг ножиц подъемника удерживающая сила значительно возрастает, что может потребовать включения в конструкцию дополнительного привода на начальном этапе подъема (привод может быть, например, ручным).

Представленные выше выводы базируются на ряде упрощений. Не учитываются погрешности изготовления, эффект от приложения рабочей нагрузки внецентренно, воздействия от сил трения, что базируется на предположении о малости указанных сил и слабом их влиянии на реакции опор в рабочем диапазоне перемещений. Вместе с тем, как показала практика, на начальном этапе это предположение не выполняется.

Таким образом, желательно определить условия самоторможения в цилиндре с учетом сил трения и условий контакта.

Возможно несколько вариантов решения проблемы, в том числе: упрощенный расчет задачи, расчет с решением уравнений равновесия, расчет с решением контактной задачи, моделирование методом конечных элементов.

Упрощенный метод

Предположим, что шарнир образован ступицей и неподвижной осью и является неподвижным, зазоры и упругие деформации в шарнире отсутствуют. Рассмотрим соединение двух тяг шарнирами (рис. 4 на стр. 3 обложки).

Реакция в центральном шарнире равна либо нагрузке P непосредственно, либо, если подъемник двухсекционный, — $2P$. Эта реакция образуется реакциями в нижних по рисунку шарнирах, передающихся на тяги $R_1 = R_2$ (реакции равны, так как конструкция симметрична).

Заметим, что $R_1 = \frac{P \sin \alpha}{2}$. Далее не будем

указывать индекс, так как обе реакции равны.

В шарнире действует крутящий момент от воздействия нагрузки R :

$$M_{кр} = 2lR \cos \alpha \sin \alpha = lP \cos \alpha \sin^2 \alpha.$$

Сила трения в шарнире (упрощенно) может быть определена как пропорциональная радиальной нагрузке R с некоторым коэффициентом трения f :

$$F_{тр} = fR = \frac{fP \sin \alpha}{2}.$$

Момент трения на диаметре шарнира d (и соответствующем радиусе $r = \frac{d}{2}$) составит:

$$M_{тр} = F_{тр}r = \frac{fP \sin \alpha}{2} \frac{d}{2}.$$

В случае самоторможения $M_{тр} \geq M_{кр}$ в граничном случае:

$$lP \cos \alpha \sin^2(\alpha) = \frac{fP \sin \alpha}{2} \frac{d}{2};$$

$$4l \cos \alpha \sin \alpha = fd;$$

$$2l \sin 2\alpha = fd;$$

$$\sin(2\alpha) = \frac{fd}{2l}.$$



Самоторможение будет происходить при условии:

$$\alpha \leq \frac{1}{2} \operatorname{asin} \left(\frac{fd}{2l} \right).$$

Предположим, что коэффициент трения в шарнирах $f = 0,1$ (сталь по стали). Таких шарниров в нашей схеме $k = 5$, тогда можно принять:

$$\alpha \leq \frac{1}{2} \operatorname{asin} \left(\frac{kfd}{2l} \right).$$

Наличие погрешностей (включая погрешности изготовления, упругие деформации под нагрузкой, износ контактных поверхностей и т.д.) повысит указанный угол, что отразим традиционным коэффициентом запаса $fos = 2...4$:

$$\alpha \leq \frac{fos}{2} \operatorname{asin} \left(\frac{fd}{2l} \right).$$

Моделирование

Моделировали изменение диаметров шарниров в диапазоне от 5 до 30 мм, изменения длины полутяги от 150 до 500 мм, при коэффициенте трения 0,1 и коэффициенте запаса 3 в среде MatLab (рис. 5 на стр. 3 обложки).

Заключение

Чтобы избежать самоторможения угол наклона тяг к горизонту не должен быть менее 11° , при условии, что тяги не имеют значительных отклонений по длине, а отверстия шарниров деформируются пренебрежимо мало. В противном случае, следует повысить минимальный угол до $15...20^\circ$.

Текст программы

```
%% Точек моделирования
N = 20;
%% Диапазон диаметров шарниров, мм
dmin = 5;
dmax = 30;
d = linspace(dmin, dmax, N);
%% Диапазон расстояний между шарнирами в тягах, мм
lmin = 150;
lmax = 500;
l = linspace(lmin, lmax, N);
%% Коэффициент трения – безразмерный
f = 0.25;
%% Количество шарниров в схеме
k=5;
%% Коэффициент запаса
fos = 3;
%% Данные для 3d графика
% сетка
[x, y] = meshgrid(d, l);
% координаты Z (угол торможения в радианах)
alpha = 1/2.*asin(k*f/2.*x./y);
% угол торможения в градусах
alpha_deg = rad2deg(alpha);
%% Построение графиков
f1 = figure;
surf(x,y,alpha_deg);
f2 = figure;
contour(x,y,alpha_deg);
max(max(alpha_deg))
max(max(alpha_deg))*fos
```

Библиографический список

1. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: В 2 т. Т. I. Статика и кинематика. М.: Наука, 1982. 352 с.
2. Нарбут А.Н. Автомобили: Рабочие процессы и расчет механизмов и систем: учебник для вузов. М.: Издательский центр "Академия", 2007. 256 с.

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: sboraka@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 15.07.2020. Подписано в печать 27.08.2020. 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.