ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИЙ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ

8 2016 (193)

СОДЕРЖАНИЕ

Технологичность конструкции

Вавилов В.Е. Многокольцевые радиальные пассивные магнитные подшипники . . . 3

Ирзаев Г.Х. Особенности обеспечения и оценки сборочной технологичности электронных СВЧ-модулей . . . 7

Технологическая оснастка для сборки

Макаров А.М., Кухтик М.П., Мушкин О.В. Использование твердотельного компьютерного моделирования при разработке и модернизации конструкций захватных устройств для гибких контейнеров . . . 15

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Шуваев В.Г., Пыльнова А.В. Автоматизированная система вибрационной диагностики и ультразвуковой приработки подшипников качения . . . 20

Баранов М.А., Зеленко Г.В., Кадиев А.Р., Рощин А.В. Оценка работоспособности сенсорной локальной сети . . . 23

Трение и смазка в машинах и механизмах

Бычков Р.А., Щетинин А.М., Френкель Г.Г., Оприц З.Г., Юдин А.С., Краснов А.П. Влияние надмолекулярной структуры полимерных волокон на трибологические свойства органоволокнитов . . . 28

В помощь конструктору, технологу

Гурьянов Г.Н. Прирост осевого напряжения в рабочем конусе и калибрующем пояске волоки от контактного трения при разных параметрах деформации и моделях упрочнения материала проволоки . . . 32

Дунаев В.В., Пучков В.Н. Влияние фреттинг-износа болтового соединения с зазором на силу затяжки болта . . . 45

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу "Роспечать" — **79748**, Объединенному каталогу "Пресса России" — **84967**, каталогу "Почта России" — **60257**) или непосредственно в издательстве

Тел.: 8 (499) 269-54-98. Факс 8 (499) 269-48-97

E-mail: sborka@mashin.ru

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

Председатель редакционного совета

Ф.М. МИТЕНКОВ, *академик РАН*

Редакционный совет

МОСКВА

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

Региональные редсоветы

БЕЛГОРОД

Н.А. ПЕЛИПЕНКО, д.т.н.

БРЯНСК

О.А. ГОРЛЕНКО, д.т.н., проф.

ВЛАДИВОСТОК

Ю.Н. КУЛЬЧИН, д.т.н., чл.-кор. РАН
А.А. СУПОНЯ, к.т.н.

ВОЛГОГРАД

В.Г. КАРАБАНЬ, к.т.н., доц.
М.Г. КРИСТАЛЬ, д.т.н., проф.
В.И. ЛЫСАК, д.т.н., проф., чл.-кор. РАН
В.М. ТРУХАНОВ, д.т.н., проф.

ИЖЕВСК

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

КАЗАНЬ

Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф.

КОВРОВ

Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф.

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ

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

НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ

С.В. ДМИТРИЕВ, д.т.н.
Р.М. ХИСАМУТДИНОВ, к.т.н.

НИЖНИЙ НОВГОРОД

С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

ОМСК

В.Н. КОСТЮКОВ, д.т.н.

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

В.И. КОЛЕСНИКОВ, акад. РАН и РИА (зам. гл. редактора)
А.А. РЫЖКИН, д.т.н., проф.

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.

СЕВАСТОПОЛЬ

Е.Л. ПЕРВУХИНА, д.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. БАСИНЮК, д.т.н.
М.Л. ХЕЙФЕЦ, д.т.н., проф.

ГОМЕЛЬ

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н.

Украина

КИЕВ

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

ДОНЕЦК

А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.

Польша

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

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Е.М. НУЖДИНА, И.М. ГЛИКМАН

Журнал зарегистрирован в Министерстве связи и массовых коммуникаций РФ. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС 77-63953 от 09.12.2015 г.

© Издательство "Инновационное машиностроение", "Сборка в машиностроении, приборостроении", 2016

THE MONTHLY JOURNAL FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE JOURNAL IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERING

THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

8 2016 (193)

CONTENTS

Manufacturability of a construction

Vavilov V.E. Multi-ring radial passive magnetic bearing 3

Irzaev G.Kh. Features of assurance and evaluation of the assembly manufacturability of electronic SHF-band module 7

Technological equipment for assembly

Makarov A.M., Kukhtik M.P., Mushkin O.V. Use of solid state computer modeling at development and modernization of gripping devices' constructions for flexible containers 15

Quality assurance. Testing. Monitoring

Shuvaev V.G., Pylnova A.V. Automated system of vibration diagnostics and ultrasound running-in of rolling bearings 20

Baranov M.A., Zelenko G.V., Kadiev A.R., Roschin A.V. To the assessment of operability of the sensor local network 23

Friction & lubrication in machines and machanisms

Bychkov R.A., Shchetinin A.M., Frenkel G.G., Opric Z.G., Yudin A.S., Krasnov A.P. Influence of supramolecular structure of polymer fibers on tribological properties of organobentonites 28

Industrial and design engineer's aid

Guryanov G.N. The increase of the axial stress in the working cone and sizing dies girdle from contact friction with different parameters and strain-hardening modelswire material 32

Dunaev V.V., Puchkov V.N. Effect of fretting wear bolting with a clearance on the bolt tightening torque 45

Journal is distributed on subscription, whith can be issues in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency — **79748**, the union catalogue "Pressa Rossii" — **84967**, the catalogue "Pochta Rossii" — **60257**) or directly in editorial of the journal.
Ph.: 8 (499) 269-54-98. Fax: 8 (499) 269-48-97.
http://www. mashin.ru E-mail: sborka@machin.ru
The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory.
Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

Chair of Editorial Advisory Board —
Member of Russian Academy of Science
F.M. MITENKOV

Editors

MOSCOW

A.S. VASIL'EV (Chief editor)
V.V. BARDUSHKIN
I.A. BUYANOVSKY
M.V. VARTANOV
A.A. GUSEV
S.M. ZAKHAROV
I.N. ZININA
Yu.L. IVANOV
A.V. IGNATOV
Yu.G.KOZYREV
A.I. KUMENKO
I.A. LUBININ
A.V. MEDAR'
E.A. MIKRIN
B.V. SHANDROV
A.G. KHOLODKOVA

Regional editors

BELGOROD
N.A. PELIPENKO

BRIANSK
O.A. GORLENKO

VLADIVOSTOK
Yu.N.KULSHIN
A.A. SUPONIA

VOLGOGRAD
V.G. KARABAN'
M.G. KRISTAL
V.I. LYSAK
V.M. TRUKHANOV

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

NABEREZHNYE CHELNY
S.V. DMITRIEV
R.M. KHISAMUTDINOV

NIZHNY NOVGOROD
S.V. GOLUBEV

OMSK
V.N. KOSTYUKOV

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
V.I. KOLESNIKOV
A.A. RYZHKIN

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

SAMARA
Yu.A. VASHUKOV
M.A. EVDOKIMOV

ST.-PETERSBURG
E.V. SHALOBAEV

SEVASTOPOL
E.L. PERVUKHINA

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. NUZHDINA, I.M. GLIKMAN

The journal is registered by Ministry of Telecom and Mass Communications of RF.
Registration certificate ПИ № ФС 77-63953. 09.12.2015

© "Innovative Mashinostroenie" Publishers, "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2016

УДК 621.313

В.Е. Вавилов, *канд. техн. наук*
(Уфимский государственный авиационный технический университет)
E-mail: s2_88@mail.ru

Многокольцевые радиальные пассивные магнитные подшипники*

Исследованы различные конструктивные исполнения пассивных магнитных подшипников. Рассмотрены магнитные подшипники на постоянных магнитах с аксиальной, радиальной и комбинированной намагниченностью. Решена задача анализа магнитного поля в воздушном зазоре магнитных подшипников на постоянных магнитах в программном комплексе Ansys. Разработана новая конструктивная схема роторной системы на магнитных подшипниках с пассивным демпфером колебаний, исследованы процессы в пассивном демпфере.

The article presents research various designs of passive magnetic bearings. The magnetic bearing of a permanent magnet with axial, radial and combined magnetization. The problem of analysis of the magnetic field in the air gap magnetic bearing with permanent magnets in the program Ansys complex. Based on the studies presented in this paper have developed a new rotor system structural diagram of a magnetic bearing with a passive oscillation damper, the processes investigated in the passive damper.

Ключевые слова: магнитные подшипники на постоянных магнитах, высококоэрцитивные постоянные магниты, пассивный демпфер.

Keywords: magnetic bearing with permanent magnets, high-coercivity permanent magnets, passive damper.

Магнитные подшипники на постоянных магнитах (МППМ) находят все более широкое применение в различных отраслях промышленности (авиакосмическое машиностроение, станкостроение, высокооборотная медицинская техника и т.д.) в качестве вспомогательной подшипниковой опоры, обеспечивающей разгрузку основного упорного подшипника. Основным упорным подшипником при этом может являться активный магнитный подшипник, газовый (статический или динамический) или механический подшипник с малым коэффициентом трения.

Наиболее перспективны многокольцевые конструктивные схемы МППМ. В работе [1] представлена конструкция многокольцевого МППМ с аксиальной намагниченностью магнитных колец для высокооборотных механических накопителей энергии (маховиков). Исследованы жесткость и силовые характеристики данной конструкции. В работах [2, 3] разработаны аналитические выражения для определения жесткости и сил в рабочем зазоре однокольцевого МППМ с осевой и радиальной намагниченностью. Такая же задача для многокольцевых МППМ с осевой и радиальной намагниченностью решена в работе [4]. Результаты оптимизации однокольцевого МППМ с аксиальной намагниченностью представлены в работе [5], а для радиальной и осевой намагниченности — в работе [6]. Работа [7] посвящена исследованию однокольцевого конического МППМ. В работах [8—10] приведены исследования многокольцевых МППМ с комбинированной намагниченностью (магнитная сборка Хальбаха).

* Работа выполнена при поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 16-38-60001).

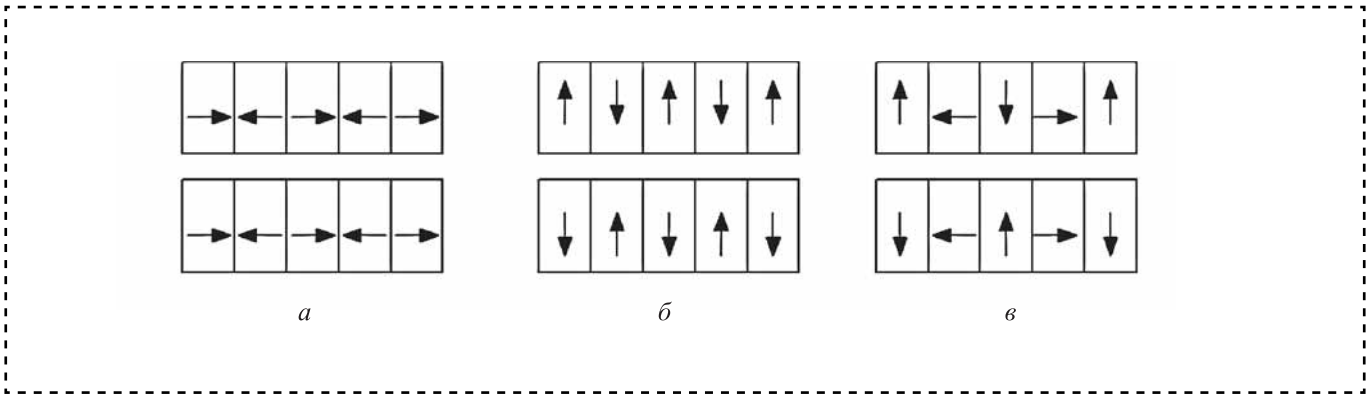


Рис. 1. Конструктивные схемы МППМ:
а — многокольцевой с аксиальной намагниченностью; *б* — с радиальной намагниченностью; *в* — с комбинированной магнитной системой

Сравнение результатов исследований магнитного поля наиболее применимых многокольцевых схем МППМ (с радиальной, аксиальной намагниченностью и с комбинированной магнитной системой) является весьма важным для проектирования систем с МППМ.

Цель работы — исследование магнитного поля различных конструктивных исполнений многокольцевых радиальных МППМ и их сравнение.

При решении данной задачи использовали метод компьютерного моделирования магнитных полей МППМ в программном комплексе Ansys (метод конечных элементов) (рис. 1). Предполагали, что геометрические размеры всех трех исследуемых конструктивных схем одинаковые (рис. 2). МППМ выполнены из высококоэрцитивных постоянных магнитов кольцевой формы с остаточной индукцией 1,17 Тл и коэрцитивной силой по индукции 947 кА/м.

Результаты компьютерного моделирования трехмерного магнитного поля в рабочем зазоре МППМ. При компьютерном моделировании получены картины магнитного поля в воздушном зазоре рассматриваемых конструктивных схем и спектры распределения магнитной индукции (рис. 3 на стр. 2 обложки).

Максимум магнитной индукции, а следовательно, и силы в многокольцевых МППМ с радиальной намагниченностью располагаются на краях магнитных колец, при этом большая часть осевой длины магнитного

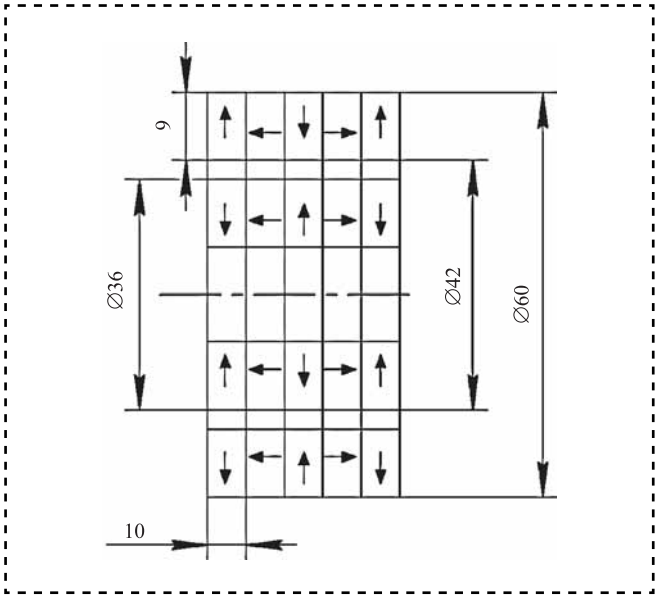


Рис. 2. Геометрические размеры исследуемого МППМ

кольца не используется (магнитная индукция в воздушном зазоре для рассматриваемых геометрических параметров под краями колец составляет 1,2 Тл, а под центром кольца — 0,001...0,0015 Тл). Площадь участка зазора, где величина магнитной индукции 1,2 Тл, составляет 40 % от площади зазора, а где магнитная индукция 0,001...0,0015 Тл — 45 % от площади воздушного зазора. Поэтому выполнение многокольцевых МППМ с радиальной намагниченностью со значительной осевой длиной кольца нецелесообразно. При осевой намагниченности постоянных магнитов МППМ распределение магнитного поля в воздушном

зазоре МППМ имеет более равномерный характер, при этом для рассматриваемых геометрических параметров оно колеблется от 0,6 до 0,9 Тл. Для МППМ, выполненных по комбинированной магнитной схеме, максимум магнитной индукции имеет место под аксиально намагниченными участками и составляет 1,23 Тл, причем магнитное поле под аксиальными участками равномерно. Под радиальными участками магнитное поле колеблется от максимума под краями магнитов (0,9 Тл) до минимума под центром магнитов (0,003 Тл). Длина радиальных участков в МППМ, выполненных по комбинированной схеме, должна быть много меньше аксиальных участков. Для подтверждения данного вывода проведено компьютерное моделирование комбинированных МППМ, у которых отношение длины радиального участка к аксиальному 0,7 и 0,5. При моделировании рассматривали МППМ со смещением подвижных колец относительно неподвижных 0,4 мм (10 % от величины воздушного зазора) и 0,8 мм (20 % от величины воздушного зазора) (рис. 4 на стр. 3 обложки).

При уменьшении длины радиального участка силовые характеристики МППМ с комбинированной намагниченностью возрастают. Для визуализации результатов моделирования построены зависимости максимальной магнитной индукции в воздушном зазоре МППМ различных конструктивных исполнений от смещения магнитного кольца (рис. 5).

Установлено, что МППМ, выполненные по комбинированной схеме, обладают более высокой индукцией в воздушном зазоре при минимальных массогабаритных показателях, что позволяет им достигать более высоких нагрузочных характеристик за счет уменьшения длины радиального участка. Максимальное эффективное отношение длины радиального и аксиального участков должно быть не менее 0,3. При данном соотношении силы в воздушном зазоре комбинированного МППМ максимальны.

Можно сделать вывод, что МППМ с магнитной сборкой Хальбаха имеет максимальные характеристики из всех рассмотренных выше конструктивных схем МППМ при минимальных массогабаритных показателях.

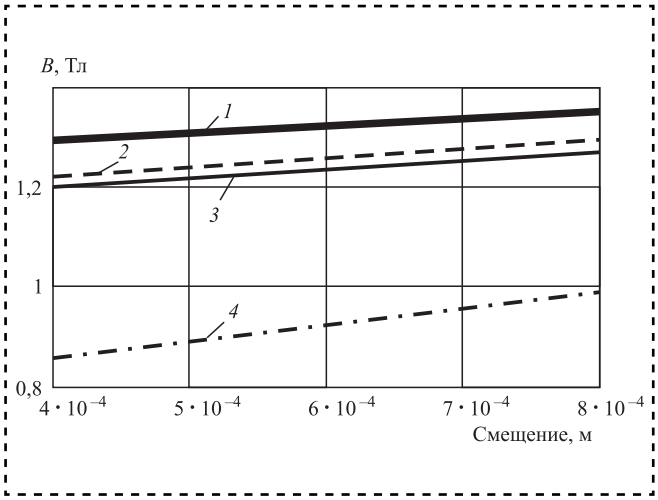


Рис. 5. Зависимость магнитной индукции от смещения при различных исполнениях МППМ:
1 — комбинированная ($l_{рад}/l_{акс}$ = 0,5); *2* — комбинированная ($l_{рад}/l_{акс}$ = 0,7); *3* — радиальная намагниченность; *4* — аксиальная намагниченность

Для повышения эффективности МППМ с магнитной сборкой Хальбаха разработана конструктивная схема роторной системы, которая позволяет минимизировать не только радиальную, но и аксиальную нагрузки, а также демпфировать колебания и вибрации ротора в осевом направлении (рис. 6).

Разработанная конструктивная схема содержит два многокольцевых МППМ с магнитной сборкой Хальбаха *1*, *2*. В роли аксиального упора выступают механические подшипники с малым коэффициентом трения *3*, *4*. Для

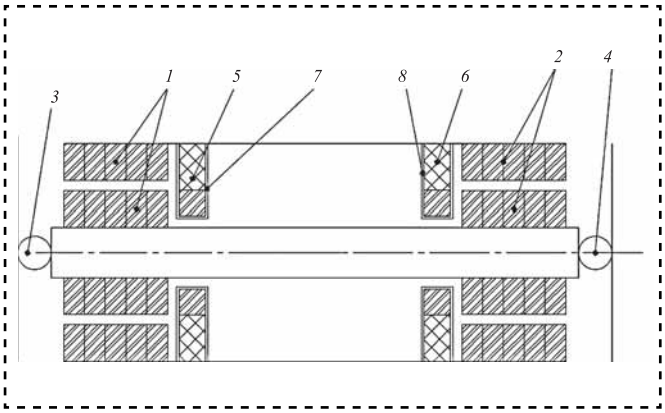


Рис. 6. Конструктивная схема роторной системы на МППМ с пассивным демпфером

снижения нагрузки на механические подшипники в корпусе установлены магнитные кольца *5* и *6*, которые притягиваются к подвижной части радиального МППМ, обеспечивая тем самым разгрузку механических подшипников. При этом неподвижные кольца *7*, *8* установлены в медном экране, в котором при вибрациях индуцируются вихревые токи, гася колебания ротора. Внешний диаметр данных неподвижных магнитных колец равен внешнему диаметру подвижной части МППМ, за счет этого неподвижное кольцо не создает дополнительных сил, воздействующих на неподвижную часть радиального МППМ. Для обеспечения устойчивости системы медный экран необходимо расположить в зазоре между кольцами радиального магнитного подшипника. Процессы в радиальном пассивном демпфере изучены в работе [11].

Для оценки эффективности предложенной конструкции оценивали энергопоглощающую способность медного экрана методами компьютерного моделирования. Рассматривали медный экран толщиной 0,5 и 0,25 мм (рис. 7 на стр. 3 обложки).

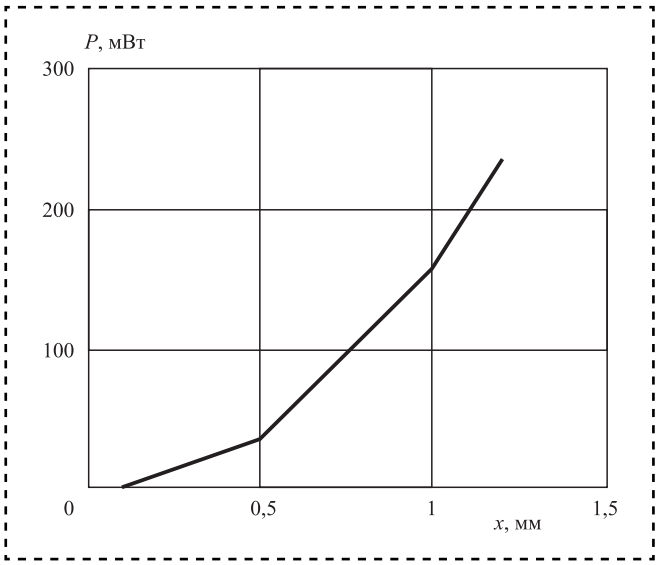


Рис. 8. Зависимость энергопоглощения экрана от амплитуды колебаний ротора

На рис. 8 представлена зависимость мощности поглощаемой экраном энергии при различных амплитудах вибраций ротора, полученная методами компьютерного моделирования. При амплитуде колебаний 1 мм (70 % от величины аксиального воздушного зазора) энергопоглощение экрана толщиной 0,5 мм составляет ≈150 мВт.

Библиографический список

1. **Guillaume Filion, Jean Ruel and Maxime R. Dubois**. Reduced-Friction Passive Magnetic Bearing: Innovative Design and Novel Characterization Technique // Machines. 2013. Vol. 1. P. 98—115.
2. **Ravaud R., Lemarquand G., Lemarquand V.** Force and stiffness of passive magnetic bearings using permanent magnets. Part 1: Axial Magnetization // IEEE Transactions on Magnets. 2009. 45. P. 2996—3002.
3. **Ravaud R., Lemarquand G., Lemarquand V.** Force and Stiffness of Passive Magnetic Bearings Using Permanent Magnets. Part 2: Radial Magnetization // IEEE Transactions on Magnetics. 2009. 45 (9). P. 3334—3342.
4. **Brad Paden, Nelson Groom, James F.** Antaki Design Formulas for Permanent-Magnet Bearings Journal of Mechanical Design. 2003. Vol. 125. P. 734—738.
5. **Moser R., Sandtner J., Bleuler H.** Optimization of Repulsive Passive Magnetic Bearings // IEEE Transactions on Magnetic, 2006. 42 (8). P. 2038—2042.
6. **Mayer D., Veselý V.** Solution of contact-free passive magnetic bearing // Journal of Electrical Engineering. 2003. Vol. 54. № 11—12. P. 293—297.
7. **Yonnet J.** Permanent Magnet Bearings and Couplings // IEEE Transactions on Magnetics. 1981. Vol. Mag-17. № 1.
8. **Falkowski K.** The Identification Dynamic Characteristic of the Passive Magnetic Bearing with Halbach Array // The 6th International Conference "Mechatronic Systems and Materials". 2010.
9. **Falkowski K., Henzel M.** High Efficiency Radial Passive Magnetic Beating // Solid state phenomena. 2010. Vol. 164. P. 360—365.
10. **Mystkowski A., Ambroziak L.** Investigation of passive magnetic bearing with halbach-array // Acta mechanica et automatica. 2010. Vol. 4. № 4.
11. **Ming Chen H., Walter T., Wheeler S.** Rotordynamics of a Passive Magnet Bearing System // Maglev 2004 proceedings. 2004. Vol. 2. P. 1062—1069.

УДК 658.512:621.385.6

Г.Х. Ирзаев, *канд. техн. наук*
(Дагестанский государственный технический университет, г. Махачкала)
E-mail: irzajev@mail.ru

Особенности обеспечения и оценки сборочной технологичности электронных СВЧ-модулей

Проведен анализ конструкторско-технологических особенностей СВЧ-модулей, влияющих на их сборочную технологичность. Даны рекомендации по выбору технологичных материалов, монтажу компонентов, проектированию с учетом обеспечения тепловых и электромагнитных режимов. Предложена система количественных показателей оценки сборочной технологичности СВЧ-модуля, состоящая из показателей конструкторской преемственности, унификации, автоматизации процессов и организационно-технического уровня производственной базы.

The analysis of the design and technological features of SHF-band modules, affecting their assembly manufacturability. Are made quality advice on the choice of manufacturable materials, assembly components, design with a view to ensuring thermal and electromagnetic modes. The system of quantitative assessment of the assembly manufacturability SHF-band module, consisting of a succession of design parameters, unification, automation of processes and the organizational and technical level of the production base.

Ключевые слова: СВЧ-модуль, технологичность конструкции, монтаж, герметизация, унификация, автоматизация сборки, организационно-технический уровень производства.

Keywords: SHF-band module, design manufacturability, assembly, sealing, unification, assembly automation, organizational and technical level of manufacture.

Многофункциональные СВЧ-модули нашли широкое применение в приемопередающей аппаратуре телекоммуникационных сетей, авиакосмическом приборостроении, навигационных системах [1]. СВЧ-модули можно считать базовыми элементами электронной аппаратуры, имеющими законченное планарное конструктивное исполнение в виде ячеек — рамок и герметичного блока — корпуса, на которых осуществляется монтаж интегральных микросхем, других компонентов, соединителей, микрополосковых линий и СВЧ-переходов. Таким образом, насыщенность компонентами, серьезные риски при принятии конструкторских решений и подборе технологий изготовления СВЧ-модулей требуют ответственного отношения к поиску решений по эффективному выполнению сложных функциональных требований и обеспечению высокой сборочной технологичности конструкции.

Цель разработчиков СВЧ-модулей — найти баланс между функциональностью и технологичностью сборки конструкции. При этом функциональность обеспечивается за счет высокого уровня электрических параметров с учетом допусков, устойчивости к эксплуатационным факторам (порой очень жестким), эффективного теплоотвода от компонентов, надежности и возможности длительного хранения, минимальных массогабаритных характеристик, установочных и присоединительных размеров, стабильных напряжений питания, сигналов управления, а технологичность — за счет удовлетворения требованиям стандартизации и унификации компонентов и материалов, типизации сборочных операций, низкой технологической себестоимости, высокого процента выхода годных модулей, эффективного использования имеющейся технологической базы предприятия [2].

Приспособленность конструкции СВЧ-модуля к изготовлению, герметизации и сборке с наименьшими трудовыми, временны́ми и материальными затратами обусловливает технологичность, которая подлежит оцениванию с помощью системы показателей на этапах проектирования. Сегодня отсутствуют нормативно-технические документы или иные рекомендации по оценке технологичности конструкции СВЧ-изделий. В конструкторской практике чаще всего используют эвристические подходы и наработанный опыт специалистов.

Цель исследования — анализ конструктивных и технологических особенностей СВЧ-модулей с точки зрения обеспечения их технологичности по материалоемкости, конструктивной сложности, трудоемкости сборочно-монтажных работ и разработка системы количественных показателей оценки сборочной технологичности.

Анализ конструктивно-технологических особенностей СВЧ-модулей. Диапазон рабочих частот модуля СВЧ, который может находиться в пределах 3...40 ГГц, определяет выбор базовой технологии, типы вводов и выводов энергии, питания и сигналов управления, линий передачи электромагнитной энергии, а также корпуса. Основой СВЧ-модуля являются печатные платы и интегральные схемы (ИС). В современных электронных СВЧ-модулях используют толстопленочные, тонкопленочные гибридно-интегральные, гибридно-монолитные и монолитные ИС.

Корпус электронного СВЧ-модуля предназначен для размещения и закрепления в нем функциональных ячеек, межъячеечного монтажа, внешних разъемов, а также для защиты блока от внешних воздействий герметизацией. Форма корпусов, чаще всего, бывает прямоугольной (рис. 1). Классификация отечественных корпусов СВЧ-модулей позволяет выделить четыре типа: коробчатые (чашечные), рамочные, пенальные, пластинчатые. Для уменьшения массы изделия при изготовлении корпусов применяют относительно легкие конструкционные материалы.

При проектировании СВЧ-модулей конструктор должен учитывать особенности конкретного частотного диапазона. Требования, предъявляемые при этом к конструкции корпуса СВЧ-модуля, учитывают как механические, тепловые, так и электромагнитные и даже стоимостные параметры. Характерные требования к корпусу СВЧ-устройства:

— обеспечение электромагнитной совместимости, устранение возникновения паразитных связей и неоднородностей в линиях передачи;

— экранирование элементов схемы от внешних электромагнитных полей и подавление собственных излучений во внешнюю среду;

— согласование элементов СВЧ-тракта, развязка устройств, находящихся в одном корпусе;

— обеспечение теплового баланса при работе активных устройств с низким КПД и эффективного теплоотвода от участков схемы, где происходит максимальное рассеивание электромагнитной энергии;

— возможность надежного механического крепления подложек и фиксации их относительного положения с высокой точностью;

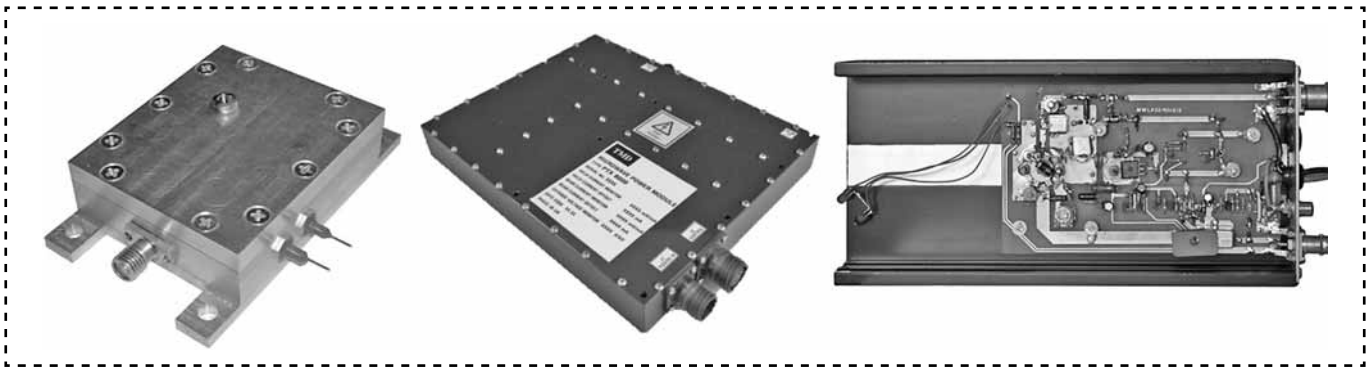


Рис. 1. Корпуса СВЧ-модулей

— обеспечение надежных контактов между подложками, а также с внешними цепями через разъемы;

— долговременная стабильность электрических параметров подложек и компонентов;

— отсутствие волноводных резонансов в корпусе блока;

— механическая прочность корпуса, соответствие конструкции условиям эксплуатации;

— обеспечение настройки блока, разборки/сборки корпуса, ремонтопригодности;

— оптимальность массогабаритных характеристик;

— минимальные затраты на изготовление, сборку и герметизацию корпуса.

Монтаж активных элементов на печатные платы выполняют пайкой на подложки из фольгированных органических диэлектриков. Это способствует малому времени задержки сигнала и технологичности сборки. Однако применение печатного монтажа имеет такие недостатки, как высокое значение тангенса угла диэлектрических потерь материала подложки, низкая разрешающая способность рисунка проводников электрической схемы, увеличение массогабаритных характеристик, снижение надежности (из-за использования флюсов при пайке) и воспроизводимости электрических параметров, отсутствие полного набора отечественных комплектующих элементов, предназначенных для поверхностного монтажа.

Толстопленочные ИС на основе керамики изготавливают с использованием высоко- или низкотемпературного обжига. Тангенс угла диэлектрических потерь и разрешающая способность рисунка в этом случае не имеют решающего значения.

Конструкторско-технологические решения модулей на основе гибридных, гибридно-монолитных и монолитных ИС достаточно близки. Они должны обеспечивать миниатюризацию, высокие электрические параметры и надежность модулей. Сравнительно недорогая технология гибридных ИС требует меньше времени на разработку и наиболее широко используется в твердотельной электронике СВЧ. В качестве подложек гибридных ИС перспективно использовать сапфир. Такие подложки дороже стандартных поликоровых, но их применение позволяет в едином технологическом цикле изготавливать полосковые линии, индуктивности и конденсаторы, что снижает общую себестоимость СВЧ-модуля.

Технология монолитных ИС обеспечивает высокую повторяемость параметров и расширенные функциональные возможности создаваемых устройств, она оправдана для массового выпуска продукции. Однако производство сложных монолитных схем с высоким процентом выхода годных изделий и приемлемой стоимостью в настоящее время проблематично. Кроме того, некоторые электрические параметры монолитных ИС, например коэффициент шума усилителей и смесителей, хуже, чем в гибридно-интегральных схемах.

Для ввода и вывода энергии электромагнитного поля в СВЧ-модулях используют прямоугольные волноводы, коаксиально-микрополосковые переходы и микрополосковые линии. Целесообразность использования прямоугольных волноводов возникает на частотах свыше 10 ГГц для уменьшения потерь, а также при необходимости стыковки модулей с волноводными фильтрами высокой добротности. В других условиях их применение неоправданно из-за больших габаритов и трудоемкости в изготовлении.

Коаксиально-микрополосковые переходы типа SMA служат для качественного соединения и передачи СВЧ-энергии с коаксиального тракта линии на микрополосковую [3]. Способы монтажа переходов на СВЧ-модуль — вкручиваемое по резьбе либо фланцевое соединение (с двумя и четырьмя крепежными отверстиями) достаточно технологичны. Замену поврежденных переходов можно выполнять без вскрытия и распайки СВЧ-модуля. При выборе коаксиально-микрополосковых переходов следует обращать внимание на параметры согласования, покрытие металлических поверхностей перехода, устойчивость к поломке гнездового контакта, стоимость, климатическое исполнение, радиационную стойкость, а для изделий военного назначения следует также учитывать, входят ли переходы в перечень электрорадиоизделий, разрешенных к применению при разработке, производстве и эксплуатации аппаратуры военного назначения.

Если к габаритам модуля предъявляются жесткие требования, то используют миниатюрные соединители типа SMP с предельной рабочей частотой до 40 ГГц [4]. СВЧ-модули с коаксиальными разъемами имеют большие размеры и вес, поэтому для миниатюризации аппаратуры необходимы малогабаритные герметичные импедансно-согласованные выводы СВЧ. Они могут быть впаяны в корпус модуля или являться частью многослойного керамического корпуса. Такие выводы дают выигрыш с точки зрения обеспечения технологичности сборки, регулировки конструкции СВЧ-устройства, ремонтопригодности. Применение согласованных выходов в многофункциональных СВЧ-модулях позволяет выбрать компоновку, снизить трудоемкость изготовления и увеличить процент выхода годных изделий.

Основной тип линий для передачи электромагнитной энергии в СВЧ-модулях — микрополосковые. Вводы питания и управления в виде миниатюрных коаксиальных фильтров нижних частот должны обеспечивать электромагнитную совместимость модуля, подавлять внутриблочные и внутримодульные паразитные связи и помехи.

Качественные рекомендации обеспечения сборочной технологичности СВЧ-модуля. СВЧ-модули с бескорпусными активными элементами технологичнее собирать с помощью безфлюсового способа. Это обеспечивает стабильность тока и коэффициента усиления полевых транзисторов. Бесфлюсовая сборка подразумевает крепление активных элементов на несущие основания с помощью винтов или прижимов, межсхемные соединения выполняют сваркой. При креплении основания винтами М1,6 его толщина должна быть не менее 1,3 мм. Винты следует располагать на расстоянии 1,5 мм от краев основания для максимального прижима на стыках. Если размер основания более 15 мм, для лучшей термостойкости следует предусмотреть дополнительную точку крепления.

Материалом основания служит сплав 29НК с заданным температурным коэффициентом линейного расширения, который хорошо согласуется по коэффициенту термического расширения с поликором, используемым в качестве нагревостойких диэлектрических подложек микросхем и микрополосковых линий. Тепловыделяющие узлы необходимо устанавливать на основания из медно-молибденовых сплавов МД-40, МД-50. Они хорошо согласуются с поликором, имеют повышенную теплопроводность.

Пассивные элементы (вентили, фильтры, промежуточные полоски) паяют непосредственно на дно корпуса СВЧ-модуля.

На ранних стадиях проектирования СВЧ-модулей должны быть продуманы вопросы, связанные с согласованием входов и выходов по волновому сопротивлению, обеспечением максимальной передачи тепла от микросборки к основанию и надежного экранирования схемы для исключения паразитных реактивных составляющих.

Коаксиально-микрополосковые переходы используют в устройствах со стандартным волновым сопротивлением 50 Ом на подложках из поликора толщиной 0,5 и 1,0 мм, с малым коэффициентом стоячей волны по напряжению, малыми потерями, хорошей повторяемостью фазочастотных характеристик при перестыковках, допустимой мощности и герметичности (скорость натекания $10^{-9}...10^{-11}$ м^{3}Па/с). Желательна унификация СВЧ-модуля по соединению как с коаксиальными разъемами, так и с полосковыми линиями.

Правильно сконструированный соосный или перепендикулярный переход с микрополосковой на коаксиальную линию в СВЧ-модуле позволяет сохранить структуру поля в месте соединения и является в этом случае наиболее широкополосным.

Рекомендации, позволяющие повысить монтажную технологичность переходов:

— коаксиально-микрополосковый переход должен иметь диаметр проводника, не превышающий ширину микрополосковой линии;

— проводник и микрополосковая линия должны быть соосны;

— выступ центрального проводника за габариты корпуса модуля не должен быть менее 0,3 мм;

— если диаметр проводника равен 0,6 мм, то диаметр отверстия в корпусе модуля в месте расположения центрального проводника коаксиально-микрополоскового перехода должен быть равен 1,38 мм, а если диаметр прово-

да 0,5 мм, то отверстие должно иметь диаметр 1,15 мм;

— электрическое соединение проводника с микрополосковой линией целесообразно выполнять сваркой плоской перемычки, *Z*-соединением или проволокой из золота, внахлестку на полосок.

Поскольку микросборки (МСБ) СВЧ представляют собой отдельные, чаще всего несимметричные, микрополосковые линии с активными элементами, то обратную сторону подложки металлизируют, а для обеспечения электрического согласования по волновому сопротивлению линий передачи МСБ, стыковку проводят по принципу "непрерывной микросхемы". Зазоры между торцами подложек и разница по высоте и несоосность полосковых линий допускаются не более 0,05 мм для сантиметрового диапазона и не более 0,1 мм для дециметрового диапазона.

Повышенную теплопередачу к основанию МСБ может обеспечить брокерит — керамика на основе оксида бериллия (95...99 % BeO), однако применение таких подложек нетехнологично. Ситалловые или поликоровые подложки со вставками-основаниями из брокерита для высокочастотных транзисторов хорошо подойдут с точки зрения как уменьшения технологической себестоимости МСБ и всего СВЧ-модуля, так и повышения функциональности устройств. Поликор и брокерит имеют по сравнению с ситаллом теплопроводность соответственно примерно в 30 и 100 раз большую, что позволяет эффективно отводить тепло от МСБ. Тепловой контакт МСБ с основанием осуществляется либо пайкой, либо теплопроводящим клеем.

Надежное экранирование схем СВЧ обеспечивают монтажом их в корпуса. Для предотвращения выхода параметров микрополосковых линий за пределы допусков их размещают на расстоянии не менее 3,5 мм от корпуса. Это снижает коэффициент плотности упаковки.

Соединения линий микросборок СВЧ-модулей выполняют полосками медной фольги толщиной 0,02 мм и шириной 0,4 мм внахлест между стыкуемыми МСБ, чтобы устранить возникающие паразитные реактивные составляющие, такие соединения нельзя выполнять тонкой проволокой. Электрические соединения при двухстороннем монтаже на основании-теплоотводе микрополосковых МСБ осуществляют при помощи переходов через втулки из диэлектрика с контактными штырями.

Система количественных показателей оценки сборочно-монтажной технологичности конструкции СВЧ-модуля. Типовой технологический процесс сборки и монтажа СВЧ-модуля состоит из последовательности операций, представленных на рис. 2. Для автоматизации монтажа кристаллов для каждого типоразмера используется свой специальный инструмент, который может сменяться в автоматическом режиме. Но при этом предъявляются жесткие требования по допускам на геометрические размеры кристаллов и качеству поверхности подложки. Автоматизация сборочных процессов обеспечивает высокую точность монтажа за счет компьютерного контроля всех основных параметров технологического процесса и контроля алгоритма работы узлов оборудования, высокую воспроизводимость характеристик, производительность, качество и надежность СВЧ-изделий [4].

Для определения уровня технологичности СВЧ-модулей необходимо их сопоставить с аналогами по трудоемкости и технологической себестоимости.

При большом числе составных частей в СВЧ-модуле трудоемкость его изготовления $T_{\text{и}}$ определяют укрупненно по типовым представителям составных частей изделия:

$$T_{\text{и}} = \sum_{i=1}^{n} T_{\text{сб}\,i} k_i + \sum_{j=1}^{m} T_{\text{д}\,j} + T_{\text{сбм}} + T_{\text{кри}},$$

где $T_{\text{сб}i}$ — трудоемкость изготовления и сборки i-й сборочной единицы;

k_i — число i-х сборочных единиц;

n — число типоразмеров видов сборочных единиц;

$T_{\text{д}j}$ — трудоемкость изготовления j-й детали, являющейся составной частью СВЧ-модуля и не входящей в состав сборочных единиц;

m — число деталей;

$T_{\text{сбм}}$ — трудоемкость сборочно-монтажных работ;

$T_{\text{кри}}$ — трудоемкость контрольно-регулировочных и испытательных работ.

Технологическая себестоимость обобщенно характеризует расходы всех видов труда на

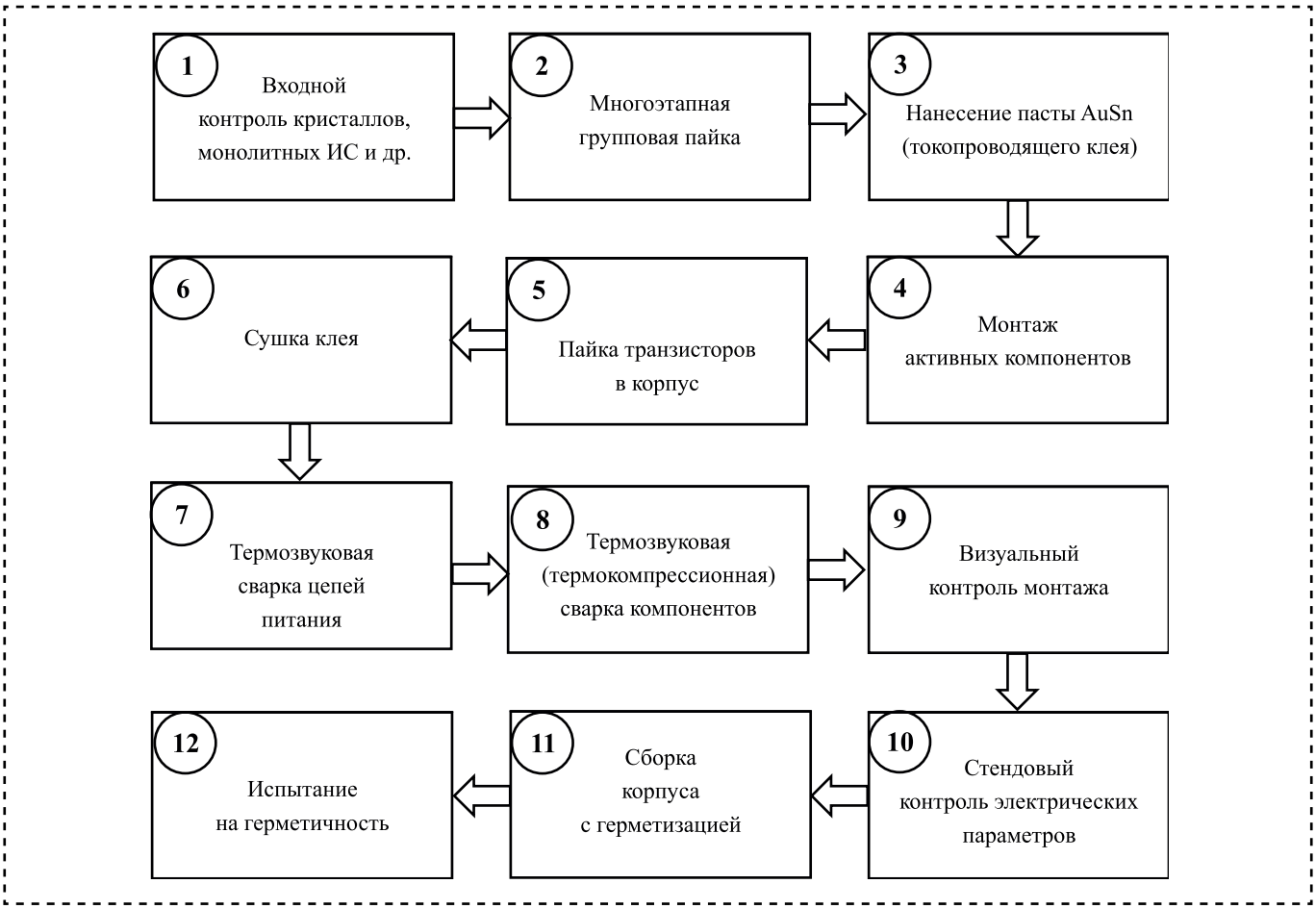


Рис. 2. Структурная схема технологии сборки и монтажа СВЧ-модуля

производство изделия и связана с конкретным вариантом технологического процесса. Она отличается от полной тем, что в нее включаются прямые затраты на материалы и производственную заработную плату, а из косвенных — только расходы, связанные с содержанием и эксплуатацией оборудования и оснащения. Таким образом, технологическую себестоимость единицы СВЧ-модуля можно выразить формулой:

$$C_{\text{т}} = C_{\text{м}} + C_{\text{з}} + C_{\text{об}},$$

где $C_{\text{м}}$ — стоимость материалов, затраченных на изготовление единицы СВЧ-модуля;

$C_{\text{з}}$ — заработная плата производственных рабочих с начислениями;

$C_{\text{об}}$ — расходы на содержание, эксплуатацию, ремонт и амортизацию оборудования, приспособлений, оснастку целевого назначения, инструмент.

На этапах проектирования и освоения производства СВЧ-модулей для оценки степени технологичности целесообразно наряду с основными показателями $T_{\text{и}}$ и $C_{\text{т}}$ использовать дополнительные — коэффициенты, каждый из которых дает информацию по какому-либо частному свойству технологичности СВЧ-модуля.

Одним из направлений обеспечения технологичности электронных приборов, в том числе и СВЧ-техники, является стандартизация и унификация, т.е. использование принципов преемственности конструкции [6]. Основные части изделия разделяются на оригинальные и унифицированные. Последние состоят из совокупности заимствованных, покупных и стандартных сборочных единиц и деталей. Частные показатели характеризуют конструкторскую преемственность, широту применения предыдущих конструктивных решений, апробированных в ранее изготовленных изделиях и их составных частях.

Предлагается уровень унификации и стандартизации определять для СВЧ-модуля и его составных компонентов системой показателей:

Таблица 1

Показатели конструктивной преемственности СВЧ-модуля

Показатель	Расчетная формула	Составляющие формулы
Коэффициент унификации СВЧ-модуля	$K_{ун} = \frac{N_{ун}}{N}$	$N_{ун}$ — число унифицированных компонентов (МСБ, ИС, транзисторов, функциональных узлов, отдельных деталей); N — общее число компонентов СВЧ-модуля
Коэффициент стандартизации СВЧ-модуля	$K_{ст} = \frac{N_{ст}}{N}$	$N_{ст}$ — число стандартных компонентов (без учета стандартного крепежа); N — общее число компонентов СВЧ-модуля
Коэффициент повторяемости компонентов СВЧ-модуля	$K_{пов} = 1 - \frac{N_{тип}}{N}$	$N_{тип}$ – число типоразмеров компонентов модуля СВЧ; N — общее число компонентов СВЧ-модуля
Коэффициент преемственности СВЧ-модуля по компонентам	$K_{пр} = \frac{N_1 + N_2}{N_1 + N_2 + N_3}$	N_1 – число компонентов, заимствованных из изделия-предшественника; N_2 – число компонентов, заимствованных в рамках данной конструкции из других одновременно разрабатываемых СВЧ-модулей; N_3 – число оригинальных компонентов в СВЧ-модуле

коэффициентами унификации, стандартизации, применяемости, повторяемости (табл. 1). Повышение численных значений этих коэффициентов приводит к сокращению оригинальных составных частей изделий, повышению насыщенности изделия повторяющимися составными частями, повышению серийности со всеми вытекающими экономическими и организационными последствиями, сокращению материальных затрат, сроков разработки и освоения новой СВЧ-техники. При этом необходимо стремиться к достаточно полной оценке конструктивной преемственности при минимальном числе показателей.

Показатели организационно-технического уровня производства исполняют роль обратной связи, т.е. характеризуют возможности конкретного производства реализовать заданные показатели технологичности (табл. 2). Рост этих показателей находит свое отражение

Таблица 2

Показатели организационно-технического уровня производства

Показатель	Расчетная формула	Составляющие формулы
Коэффициент сборности конструкции СВЧ-модуля	$K_{сб} = \frac{N_{сб}}{N_{сб} + N_д}$	$N_{сб}$ — число сборочных единиц в составе СВЧ-модуля; $N_д$ — число деталей в составе СВЧ-модуля
Коэффициент сложности сборки и монтажа СВЧ-модуля	$K_{сб}^{сл} = \frac{N_{ср}}{N_{ср} + N_{сн}}$	$N_{ср}$ — число разъемных соединений в СВЧ-модуле (защелки, резьбовые соединения, байонеты и т.д.); $N_{сн}$ — число неразъемных соединений в СВЧ-модуле (пайка, склеивание, сварка и др.)
Коэффициент применения типовых технологических процессов	$K_{ттп} = \frac{T_{ттп}}{T}$	$T_{ттп}$ — трудоемкость типовых технологических процессов; T — общая трудоемкость сборочно-монтажных работ
Коэффициент применения групповой пайки	$K_{грп} = \frac{N_{грп}}{N_{пс}}$	$N_{грп}$ — число соединений, пайка которых осуществляется групповыми методами; $N_{пс}$ — общее число паяных соединений в составе СВЧ-модуля
Коэффициент параллельности сборочно-монтажных работ	$K_{сб}^{пар} = \frac{N_{пар}}{N_{сб}}$	$N_{пар}$ — число сборочных единиц в составе СВЧ-модуля, допускающих параллельную сборку; $N_{сб}$ — число сборочных единиц в составе СВЧ-модуля
Коэффициент автоматизации и механизации технологических процессов монтажа компонентов СВЧ-модуля	$K_{авт}^{мон} = \frac{N_{авт}}{N}$	$N_{авт}$ — число компонентов, монтаж которых осуществляется автоматизированным или механизированным способом; N — общее число компонентов в составе СВЧ-модуля

в применении новых технологических процессов и более совершенного технологического оборудования, в расширении и углублении специализации, уровня использования трудовых ресурсов, основных фондов и оборотных средств, в использовании прогрессивных форм организации труда, групповых методов пайки и монтажа сборочных единиц, внедрении автоматизированных систем, мероприятий по рациональной загрузке технологического оборудования. Одновременно с повышением организационно-технического уровня производства появляются дополнительные возможности снижения материалоемкости, трудоемкости и себестоимости изделий.

Частные показатели технологичности по преемственности конструкции и организационно-техническому уровню производства должны быть сведены в комплексный показатель с учетом веса каждого.

При проектировании современных СВЧ-устройств фактор снижения стоимости становится главным. Использование параметрической, конструктивной и технологической унификации, автоматизация процессов сборочно-монтажных работ, ритмичность и объем выпуска однотипных модулей оказывают большое влияние на стоимость.

Выводы

Сформулированы качественные рекомендации по обеспечению технологичности СВЧ-модулей при сборке, предложена эффективная система показателей количественной оценки. Предложенная система показателей может быть применена для сравнения не только вариантов конструкций СВЧ-модулей при определенной технологии сборочно-монтажных работ, но и вариантов техпроцессов сборки и монтажа определенной конструкции СВЧ-модуля. Показатели позволяют оценить приспособленность проектируемого СВЧ-модуля к изготовлению в сложившихся условиях предприятия, имеющегося оборудования, уровня автоматизации и механизации работ с учетом развивающейся производственной базы, тем самым снижая материальные и временные затраты на проектирование и освоение новых видов СВЧ-техники.

Библиографический список

1. **Борисов А.А.** Основные направления развития отечественной СВЧ-электроники // Электронная техника. Сер. 1: СВЧ-техника. 2013. № 3 (518). С. 17—23.

2. **Ирзаев Г.Х.** Система экспертного анализа технологичности электронных приборов // Известия вузов. Приборостроение. 2008. Т. 51. № 3. С. 66—71.

3. **Терентьев А.** Отечественные герметичные коаксиально-микрополосковые переходы с сечением тракта 4,1/1,27 мм // Компоненты и технологии. 2013. № 4. С. 46—48.

4. **Джуринский К.Б.** Миниатюрные коаксиальные радиокомпоненты для микроэлектроники СВЧ. М.: Техносфера, 2006. 123 с.

5. **Бейль В.И., Мальщик В.М.** Основные принципы построения технологической линии сборки СВЧ-субмодулей нового поколения // Электронная техника. Сер. 1: СВЧ-техника. 2009. № 3 (502). С. 67—82.

6. **Ирзаев Г.Х., Адамов А.П.** Оценка влияния конструктивной преемственности на технологичность электронных приборов // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 2. С. 3—8.

УДК 621.798.34

А.М. Макаров, М.П. Кухтик, *канд-ты техн. наук,* **О.В. Мушкин**
(Волгоградский государственный технический университет)
E-mail: amm34@mail.ru

Использование твердотельного компьютерного моделирования при разработке и модернизации конструкций захватных устройств для гибких контейнеров

Для автоматизации захвата, раскрытия, удержания при наполнении и закрытия для прошивки гибких контейнеров разработано рычажно-шарнирное захватное устройство, содержащее рычажно-шарнирный механизм с захватами в виде пальцев и пневматический привод их перемещения. На основе анализа недостатков опытного образца и его твердотельного компьютерного моделирования предложена модернизированная конструкция захватного устройства, позволяющая повысить надежность захвата, раскрытия и удержания гибкого контейнера при его наполнении сыпучим материалом.

The lever-hinged gripping device has been developed for automation of capturing, opening, retention at filling and closing for stitching of flexible containers. This device contains lever-hinged mechanism with grippers in the form of fingers and pneumatic drive of their move. Test sample of lever-hinged gripping device has been made and researched. Modernized construction of gripping device has been proposed in the terms of made test sample disadvantages' analysis and its solid state computer modeling. This construction allows improving reliability of capturing, opening, retention of flexible container at its filling with bulk material.

Ключевые слова: расфасовка и упаковка, рычажно-шарнирные захватные устройства, гибкий контейнер, сыпучий материал, модернизация, твердотельное моделирование.

Keywords: repacking and packaging, lever-hinged gripping devices, flexible container, bulk material, modernization, solid state modeling.

Введение

Один из важнейших этапов доставки сыпучих материалов до конечного потребителя — этап их дозирования, при необходимости смешивания, и последующей фасовки и упаковки в различные виды тары. Рассматривая этот процесс с точки зрения сборочного производства, необходимо учитывать вид расфасовочной тары, которую можно классифицировать как потребительскую (коробки, пачки, пакеты, банки и т.д.) и транспортную (гибкие контейнеры или мешки, бочки, барабаны и т.д.). Гибкие контейнеры являются наиболее распространенной мягкой упаковкой вместимостью от 5 до 50 кг. Они имеют корпус в виде рукава, дно и горловину, их широко применяют для перевозки и хранения различных сыпучих продуктов в пищевой, химической промышленности, при производстве строительных материалов, в сельском хозяйстве и других отраслях. Разнообразие сыпучих продуктов, а также их свойств (насыпная плотность, влажность, гранулометрический состав и т.д.), требует тщательного выбора расфасовочной тары для их упаковки, хранения и транспортировки.

При автоматизации процессов захвата, раскрытия, удержания расфасовочной тары в виде гибких контейнеров при наполнении и закрытии их для прошивки используют различные захватные устройства. Общие требования к ним — высокая надежность захвата и удержания, максимальная простота конструкции, возможность работы в агрессивных, запыленных и взрывоопасных средах.

Теоретическое исследование

Для решения задачи автоматического манипулирования гибкими контейнерами при их наполнении сыпучим материалом и упаковки предлагается использовать рычажно-шарнирные захватные устройства (РШЗУ) [1—3], содержащие захваты в виде пальцев и пневматический привод их перемещения. Они способны самостоятельно захватить гибкий контейнер, лежащий в стопе, раскрыть его и подать под загрузочный патрубок для наполнения (рис. 1).

Устройство содержит раму *1*, смонтированную на пневмоцилиндре *2*, на которой посредством подвижных шарниров *3* установлен рычажно-шарнирный механизм (РШМ) *14*, состоящий из двух криволинейных рычагов *4*, планки *6*, связанной со штоком *5* пневмоцилиндра *2*, двух минициллиндров *10* со штоками *9* и дополнительной тяги *13*. При этом криволинейные рычаги *4* связаны с планкой *6* подвижными шарнирами *7*, а со штоками *9* — осевыми шарнирами *8*. Дополнительная тяга *13* посредством осевых шарниров *12* и накладок *11* связана с основаниями минициллиндров *10*. Все пальцы *15*, выполняющие функции захватов, расположены соосно осям соответствующих шарниров и перпендикулярно плоскости РШМ *14* (см. рис. 1, *а*).

РШМ *14* при выдвинутом штоке *5* пневмоцилиндра *2* обеспечивает расположение пальцев *15* в ряд, при этом при втянутых штоках минициллиндров *10* расстояние между крайними боковыми пальцами *l* (см. рис. 1, *а*) меньше размера горловины сложенного гибкого контейнера. Если обеспечить провисание непрошитой горловины гибкого контейнера [4], можно автоматически ввести пальцы РШЗУ в образовавшуюся открытую полость. Затем посредством выдвигания штоков *9* минициллиндров *10* боковые пальцы устройства раздвигаются, захватывая горловину контейнера *16* с внутренней стороны и удерживают ее.

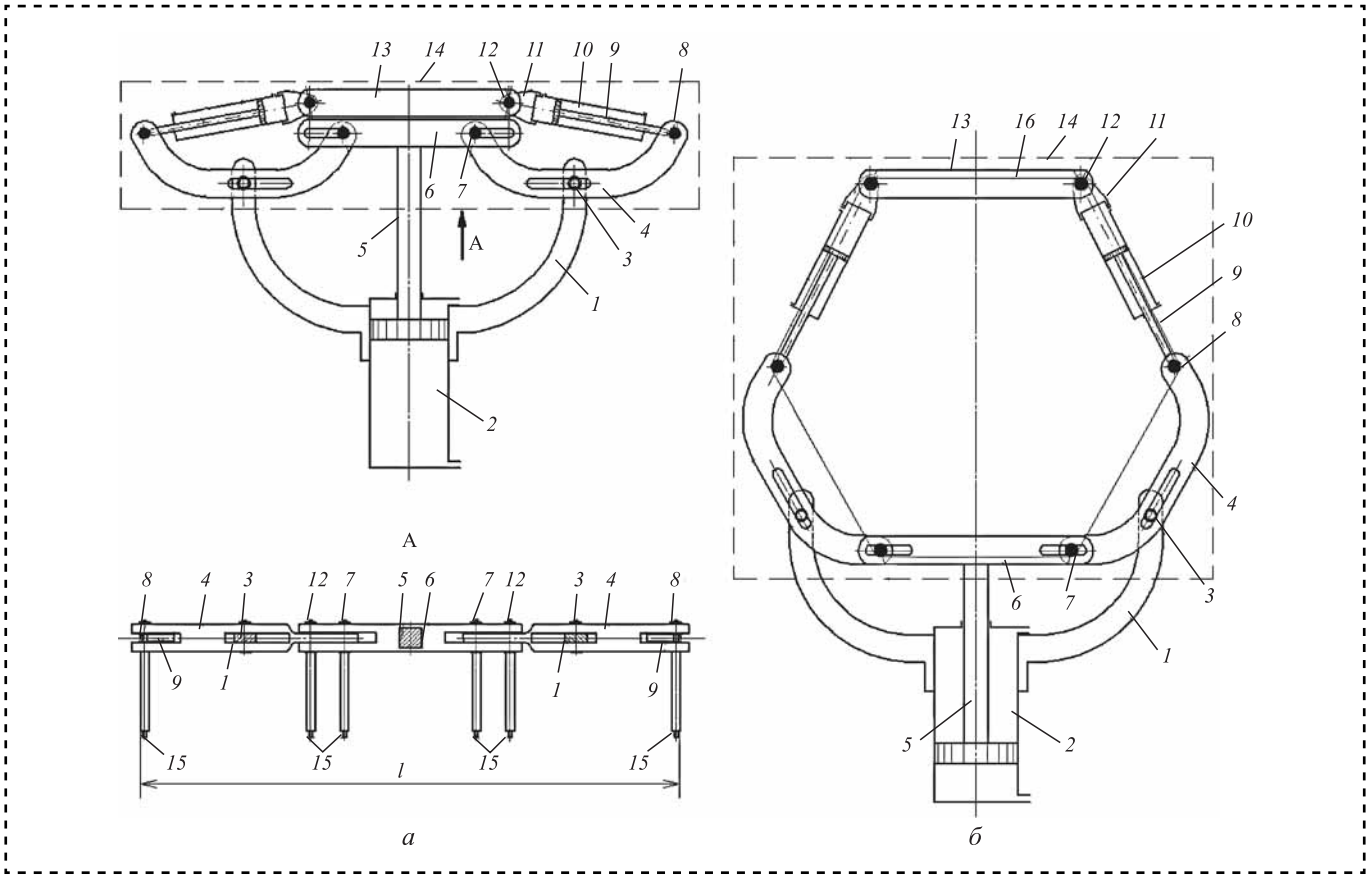


Рис. 1. Рычажно-шарнирное захватное устройство в двух положениях:
а — закрытом; *б* — раскрытом

При втянутом штоке пневмоцилиндра *2* РШМ *14* обеспечивает расположение пальцев *15* в вершинах правильного выпуклого многоугольника (см. рис. 1, *б*), тем самым раскрывая и удерживая контейнер *16* для наполнения. После наполнения горловина гибкого контейнера закрывается для упаковки (прошивки) выдвижением штока *5* пневмоцилиндра *2*.

Располагаясь под загрузочным патрубком, основание открытого гибкого контейнера находится на ленте транспортера, а горловина удерживается за счет распирающих сил *T*, действующих со стороны пальцев РШЗУ. Минимально необходимые силы для удержания гибкого контейнера при его наполнении определяют по формуле [5]:

$$T_{\min} = \frac{0,86K\rho B^4}{2L - B},$$

где ρ — насыпная плотность материала;

L и *B* — длина и ширина мешка;

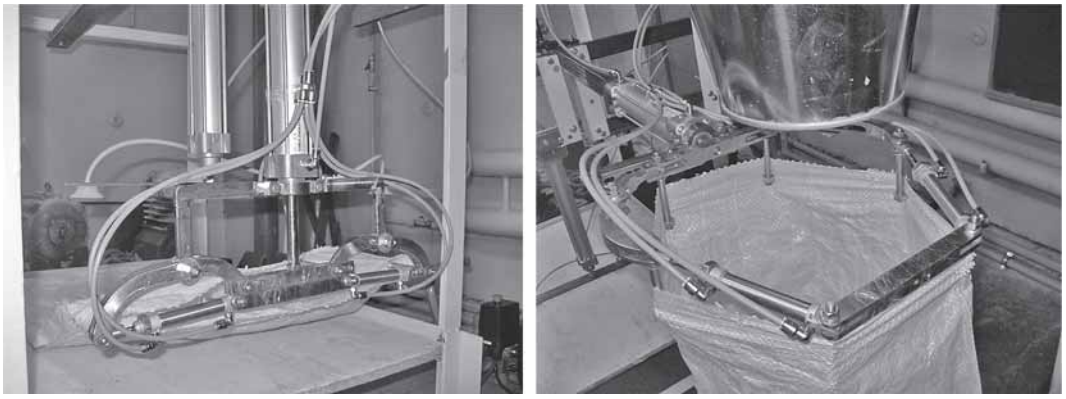
K — коэффициент запаса, *K* = 1,3...1,5.

Экспериментальное исследование

Спроектирован и изготовлен опытный образец рычажно-шарнирного захватного устройства (рис. 2) и проведены тестовые испытания, подтверждающие работоспособность РШЗУ.

Для управления устройством использована цикловая система управления, позволяющая отрабатывать все этапы цикла автоматического манипулирования гибким контейнером при расфасовке. Для управления пневматическими цилиндрами привода устройства используются электропневматические золотниковые распределители с электрическим управлением. Сжатый воздух подается от ресивера компрессора GENESIS 11500 через фильтр и стабилизатор с манометром к электропневматическим распределителям. При этом один распределитель служит для раскрытия и закрытия РШЗУ, а другой — для параллельного управления миницилиндрами. Для подачи электрических управляющих сигналов на электропневмораспределители может быть использован любой промышленный контроллер или микроконтроллер. Для опытного образца устройства выбрали микроконтроллер Atmel SAM3X8E ARM Cortex-M3 с интерфейсом ATmega16U2 на базе аппаратной вычислительной платформы Arduino. Контроллер имеет 54 цифровых входа/выхода, что достаточно для подключения магнитных датчиков положения (входы), определяющих положение поршней пневмоцилиндров привода, а также соленоидов (через плату согласования) электропневматических распределителей (выходы), отвечающих за управление пневмоцилиндрами за счет переключения направления движения воздуха от ресивера компрессора [6].

При исследовании точности захвата, раскрытия, удержания и последующего закрытия гибкого контейнера, а также надежности работы устройства выяснили, что криволинейные рычаги (см. рис. 1, позиция *4*) имеют более двух рабочих положений и не всегда занимают



а *б*

Рис. 2. Опытный образец РШЗУ в двух положениях:
а — закрытом; *б* — раскрытом

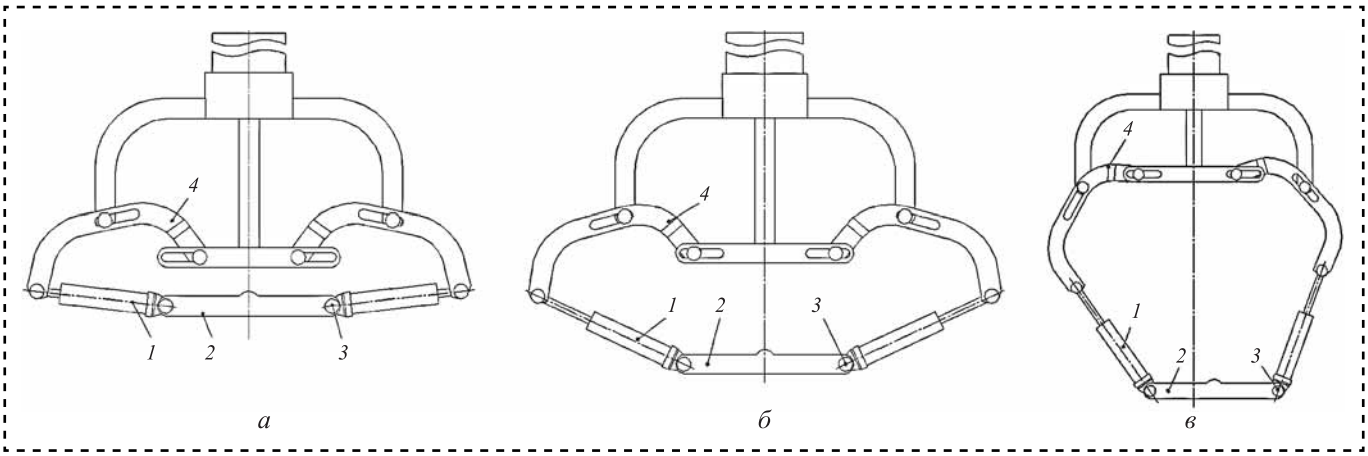


Рис. 3. Выявленные недостатки при работе устройства:
а — провисание минициллиндров и планки; *б* — раскрытие РШЗУ вместо растягивания горловины гибкого контейнера; *в* — несимметричность раскрытия РШЗУ

крайние положения при раскрытии и закрытии РШЗУ. Для поиска причин этого явления и решений модернизации устройства с целью повышения его надежности выполнена его твердотельная компьютерная модель.

Разработка компьютерной модели и модернизация устройства

В работе устройства автоматического захвата, раскрытия, удержания и закрытия гибких контейнеров возможны следующие недостатки:

— провисание минициллиндров *1* и планки *2* (рис. 3, *а*) при повороте РШЗУ в вертикальное положение: из-за этого возникает большая вероятность того, что не все пальцы *3* попадут в горловину гибкого контейнера при его автоматическом захвате;

— раскрытие РШЗУ вместо растягивания горловины мешка (рис. 3, *б*): из-за этого при последующем повороте РШЗУ в горизонтальное положение гибкий контейнер может упасть с захватного устройства, так как требуемая сила его удержания не обеспечивается;

— несимметричность раскрытия РШЗУ (рис. 3, *в*): из-за этого возникает вероятность того, что нижняя подвижная часть загрузочного патрубка не попадет в раскрытую горловину гибкого контейнера, а упрется в звенья захватного устройства, что может привести к аварийной остановке устройства.

Анализ проблем и твердотельное компьютерное моделирование РШЗУ привело к следующим выводам:

— криволинейные рычаги *4* (см. рис. 3) имеют лишнюю степень свободы, которая не позволяет с помощью привода из трех пневматических цилиндров зафиксировать их в двух крайних положениях;

— несимметричность раскрытия РШМ возникает из-за того, что минициллиндры *1* выдвигаются не синхронно и на величину, немного большую расчетной.

Для устранения этих недостатков предложено на пальцы криволинейных рычагов

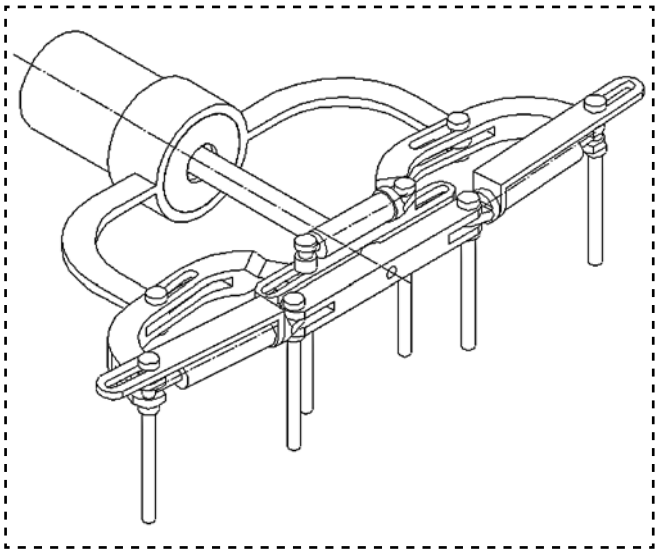


Рис. 4. Компьютерная модель модернизированного РШЗУ

установить дополнительный миницилиндр, который будет фиксировать их в заданных крайних положениях. Выдвижение и втягивание штока миницилиндра синхронизировано с выдвижением и втягиванием штоков миницилиндров *1*. Для синхронного выдвижения миницилиндров на заданную длину в пневматическую схему управления можно включить делитель потока, который обеспечит синхронное движение миницилиндров, а также установить на миницилиндры *1* пластины-ограничители, которые механически исключат возможность выдвижения миницилиндров на большую длину, чем необходимо.

На рис. 4 представлена трехмерная компьютерная модель модернизированного РШЗУ.

Выводы

Использование твердотельного компьютерного моделирования разработанных устройств перед изготовлением и экспериментальным исследованием их опытных образцов часто позволяет еще на этапе их проектирования выявить и устранить возможные недостатки, что сократит время подготовки серийного производства и материальные затраты на этапе проектирования и экспериментального исследования разработанных устройств до их промышленного применения.

Разработанные, теоретически обоснованные и экспериментально исследованные конструкции захватных устройств, построенные на основе РШМ с пневматическим приводом перемещения захватных элементов в виде пальцев, могут быть использованы на существующих автоматизированных линиях расфасовки сыпучих материалов в гибкие контейнеры либо при проектировании новых автоматических линий. Это позволит повысить надежность и производительность процесса за счет комплексной автоматизации работы расфасовочного оборудования и освободить оператора от тяжелой, травмоопасной и утомительной работы.

Библиографический список

1. **Макаров А.М., Сердобинцев Ю.П., Крылов Е.Г.** Автоматизация наполнения гибких контейнеров сыпучими продуктами // Станки и инструмент. 2014. № 4. С. 37—40.

2. **Макаров А.М., Сердобинцев Ю.П.** Синтез рычажно-шарнирных захватных устройств для манипулирования мягкой расфасовочной тарой // Известия ВолгГТУ. Сер. "Прогрессивные технологии в машиностроении". Вып. 8. 2012. № 13 (100). С. 117—119.

3. **Пат. 2421383 РФ**, МПК B 65 B 67/12. Устройство для автоматического захвата, раскрытия и удержания мешков / Л.А. Рабинович, А.М. Макаров; заявитель и патентообладатель Волгоградский государственный технический университет. № 2010122140/21; заявл. 31.05.2010; опубл. 20.06.2011.

4. **Рабинович Л.А., Брискин Е.С., Макаров А.М.** Автоматизация подачи мешков из ткани на рабочие позиции фасовочного оборудования // Сборка в машиностроении, приборостроении, 2009. № 11. С. 35—39.

5. **Макаров А.М.** Расчет рычажных устройств на усилия захвата нежесткой тары // Известия ВолгГТУ. Сер. "Прогрессивные технологии в машиностроении". Вып. 7. 2011. № 13. С. 83—85.

6. **Макаров А.М., Сердобинцев Ю.П., Крылов Е.Г., Волков И.В.** Система управления устройством для автоматического наполнения гибких контейнеров // Известия ВолгГТУ. Сер. "Прогрессивные технологии в машиностроении". Вып. 11. 2014. № 8 (135). С. 75—77.

УДК 621.787:658.56

В.Г. Шуваев, *д-р техн. наук,* **А.В. Пыльнова**
(Самарский государственный технический университет)
E-mail: shuvaevvacheslav@yandex.ru

Автоматизированная система вибрационной диагностики и ультразвуковой приработки подшипников качения

Рассмотрены вопросы оценки качества подшипников качения в собранном виде методами вибрационной диагностики на основе разработанного оригинального устройства. Приведена автоматизированная система дополнительной приработки подшипников качения с применением ультразвуковых колебаний, что позволяет целенаправленно управлять формированием контактных связей и процессом приработки подшипников, перенося режим приработки из этапа эксплуатации на стадию сборки.

The article considers the issues of assessing the quality of rolling bearings assembled by the methods of vibration diagnostics based on the original device. The automated system provides an additional running-in of rolling bearings using ultrasonic vibrations, which allows purposeful control of the formation of the contacts and the process of running-in of bearings, thereby shifting the running mode from the operational stage to the stage of assembly.

Ключевые слова: подшипник качения, качество, вибрационная диагностика, приработка, ультразвук.

Keywords: bearing, quality, vibration diagnostics, burn-in, ultrasound.

Подшипники качения — наиболее распространенные элементы механизмов, осуществляющие пространственную фиксацию и восприятие статических и динамических сил вращающихся роторов. Работоспособность и качество выполнения механизмом своих функций во многом определяется эксплуатационными характеристиками применяемых подшипников. Входной контроль качества подшипников качения в собранном виде можно проводить методами вибрационной диагностики, анализируя протекающие в узлах динамические колебательные процессы, являющиеся косвенной объективной мерой качества изготовления и сборки подшипника качения. В этом случае подшипник качения моделируется системой генераторов колебаний, амплитуда и частота которых являются источником диагностической информации о фактическом техническом состоянии подшипника [1].

Предлагаем алгоритм входного контроля подшипников качения.

На первом этапе проводится вибрационная диагностика подшипника с определением общего и раздельного уровня вибраций по полосам частоты колебаний, генерируемых элементами подшипника качения. В случае соответствия вибрационных характеристик установленным нормам, подшипник считается пригодным для использования. При превышении уровнем вибрации установленных норм подшипник качения на втором этапе прирабатывается в условиях дополнительных ультразвуковых воздействий.

На рис. 1 представлена структурная схема разработанного устройства для вибрационной диагностики подшипников качения [2], отличительная особенность которого — раздельное определение качества изготовления и сборки деталей подшипника в процессе его работы при различных режимах.

Датчик *1* преобразует вибрации диагностируемого подшипника в электрический сигнал, через усилитель *2* поступающий на первый вход блока умножения *3*. В циклическом устройстве *4* формируются пилообразные сигналы, которые перемножаются в блоке

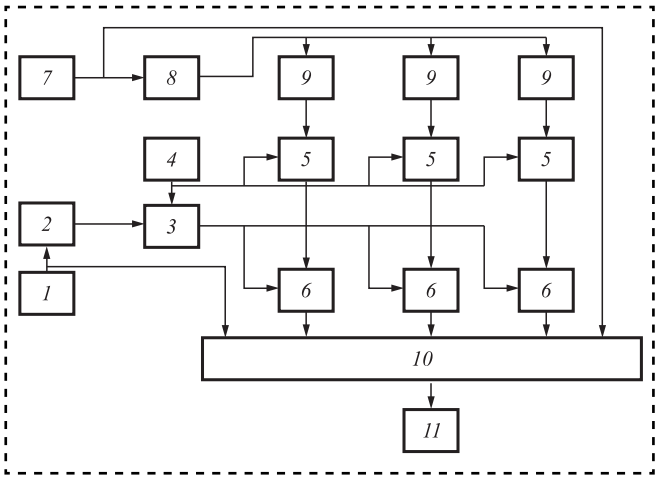


Рис. 1. Структурная схема устройства для вибрационной диагностики подшипников качения

умножения с сигналом вибрации диагностируемого подшипника. При определении частотных составляющих спектра вибраций деталей проверяемого подшипника перестраиваемые генераторы *9* вырабатывают импульсы пилообразного напряжения, частоты которых соответствуют контролируемым деталям подшипника: именно наружному, внутреннему кольцам и шарикам. Мгновенным значениям пилообразного напряжения, поступающим с циклического устройства на блок умножения, присваивается соответствующий вес и проводится его перемножение на текущее значение исследуемого вибрационного сигнала. При совпадении значений пилообразных напряжений на циклическом устройстве и каком-либо из перестраиваемых генераторов схема сравнения *5* открывает схему совпадения *6* и соответствующее произведение поступает через интерфейс *10* на персональный компьютер (ПК) *11*. При изменении частоты вращения подшипника датчик вращения *7* через усилитель *8* выдает сигналы управления на входы перестраиваемых генераторов, которые соответствующим образом меняют частоту, подстраиваясь под режим вращения подшипника. Для усредненной комплексной оценки качества рабочих поверхностей всех деталей подшипника с выхода датчика вибрации сигнал через интерфейс поступает в ПК, туда же с датчика частоты вращения поступает информация о частоте вращения подшипника, что дает возможность точнее проводить диагностику на различных режимах работы.

На основе проведенной оценки фактического технического состояния подшипника качения принимается решение о его использовании по назначению или о дополнительной приработке. Предложено проводить приработку подшипника в собранном виде путем принудительного вращения колец в условиях дополнительных ультразвуковых колебаний (УЗК), осуществляя сообкатывание колец с собственным комплектом тел качения [3]. Мощный ультразвуковой сигнал является средством активного воздействия на структуру и свойства твердых тел и на процессы их контактного взаимодействия, что позволяет интенсифицировать технологические процессы, в том числе и приработку подшипников качения. Технологическая перспективность применения ультразвуковых воздействий определяется высокой концентрацией колебательной энергии, вводимой в зону контактирования деталей. Это обеспечивает локальность воздействия при существенно меньших энергозатратах, а также возможность направленной модификации свойств поверхностных слоев контактирующих деталей, что позволяет на качественно новом уровне решать задачи повышения эксплуатационного ресурса изделий. Независимо от состава и исходных механических свойств металлов при ультразвуковом нагружении происходит снижение условного предела текучести в 3,5...4 раза и коэффициента трения в 2...4 раза [4]. Под действием дополнительных колебаний независимо от исходной шероховатости и твердости наблюдается усиленное деформирование микровыступов, изменение их формы и размеров (микровыступы являются концентраторами колебаний), что интенсифицирует процесс приработки поверхностей. Относительные колебания трущихся поверхностей, изменяя глубину внедрения микровыступов, могут вызвать переход одного вида фрикционных связей в другие, изменяя характер трения и износа. Поэтому целесообразно создание и исследование методов и средств ультразвуковой приработки, учитывающих реальные условия эксплуатации подшипника в узле и позволяющих повысить качество изготовления, надежность и долговечность подшипников качения.

На рис. 2 представлена автоматизированная система исследований процессов ультразвуковой приработки с одновременным контролем комплекса эксплуатационных параметров, по значениям которых судят об эффективности

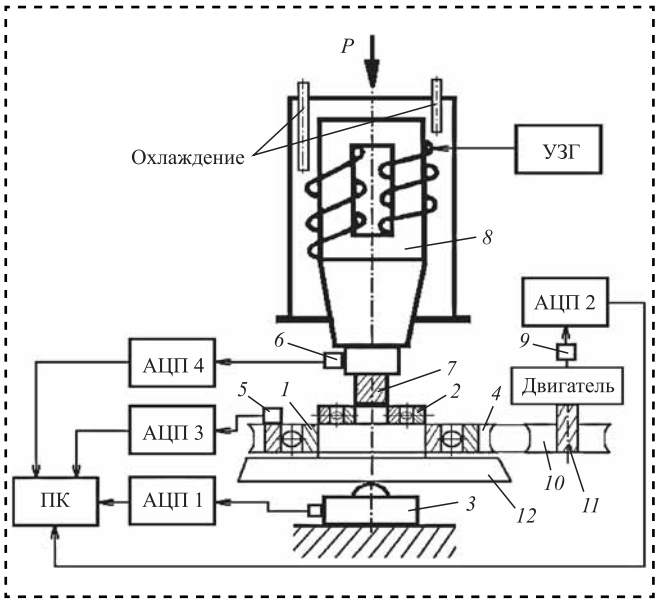


Рис. 2. Автоматизированная система ультразвуковой приработки подшипников качения

процесса приработки и техническом состоянии подшипника качения [3].

Система оснащена ПК для фиксации и обработки основных параметров процесса ультразвуковой приработки подшипников качения. Прирабатываемый подшипник *1* устанавливается на оправку, которая закрепляется на плите стенда *12*. Магнитострикционный преобразователь *8*, преобразующий электрические колебания в упругие механические колебания ультразвуковой частоты закреплен на гидропрессе, с помощью которого подшипник нагружается в осевом направлении. Концентратор *7* магнитострикционного преобразователя через промежуточный подшипник *2* воздействует на внутреннее кольцо прирабатываемого подшипника. Дополнительное вращение прирабатываемому подшипнику сообщается от электрического двигателя через вал *11* с помощью клинового ремня и шкивов *10* и *4*. В процессе приработки с помощью силоизмерительного датчика *3* и датчика частоты вращения *9*, через аналого-цифровые преобразователи (АЦП) АЦП-1 и АЦП-2 в ПК непрерывно поступает информация о нагружающей силе и частоте вращения подшипника *1*. На протяжении всего процесса приработки через датчики вибрации *5* и *6* поступает информация о частотных характеристиках излучателя колебаний и прирабатываемого подшипника, которая преобразуется в цифровую форму при помощи АЦП-3 и АЦП-4 и затем поступает в ПК. Для регистрации сил нагружения использовали динамометрический датчик с электрическим выходом, в качестве датчиков вибрации — датчики типа KB-10 или KD-35 с пьезоэлектрической пластиной, работающей на изгиб. Для сбора информации с датчиков использованы 12-разрядные АЦП типа ЛА-2USB-12, позволяющие подключать до 32 каналов к порту USB компьютера.

Подшипник вращался электродвигателем постоянного тока с дисковым якорем типа ПЯ-250Ф (напряжение 0...36 В, частота вращения 0...3000 мин$^{-1}$). В качестве датчика частоты вращения применен тахогенератор постоянного тока ТГП-5 класса точности 0,2 и с номинальной частотой вращения 6000 мин$^{-1}$.

Фактором, повышающим работоспособность подшипников, является формирование благоприятных характеристик качества поверхностного слоя. Введением дополнительных ультразвуковых колебаний при сборке подшипников качения можно целенаправленно управлять формированием контактных связей и процессом приработки подшипников, тем самым перенося режим приработки из этапа эксплуатации на стадию сборки. После ультразвуковой приработки создается некоторая оптимальная шероховатость, не зависящая от первоначальной шероховатости. Кроме профилирования происходит изменение микроструктуры поверхностного слоя, приобретаются благоприятные физико-механические свойства. Результаты испытаний показали, что долговечность подшипников после ультразвуковой приработки увеличивается на 45 %.

Библиографический список

1. **Батищева О.М., Пыльнова А.В., Шуваев В.Г.** Повышение надежности подшипников качения путем ультразвуковой приработки и вибрационной диагностики в собранном виде // Международный симпозиум "Надежность и качество". Пенза, 25—31 мая, 2011. Т. 2. С. 102—103.

2. **Патент РФ** на полезную модель № 100619. Устройство для вибрационной диагностики подшипников / В.Г. Шуваев, О.М. Батищева, А.В. Пыльнова. 20.12.2010. Бюл. № 35.

3. **Батищева О.М., Пыльнова А.В., Шуваев В.Г.** Формирование трибологических свойств подшипников качения при сборке с ультразвуком // Известия Самарского научного центра РАН. 2011. Т. 13. № 4 (3). Приложение. С. 34—37.

4. **Нерубай М.С., Калашников В.В., Штриков Б.Л., Яресько С.И.** Физико-технологические методы обработки и сборки. М: Машиностроение-1, 2005. 396 с.

УДК 004.4

М.А. Баранов, Г.В. Зеленко, *канд. техн. наук,* **А.Р. Кадиев,** *канд. техн. наук,* **А.В. Рощин,** *канд. техн. наук*
(Московский технологический университет)
Email: kadiev_ar@mail.ru

Оценка работоспособности сенсорной локальной сети

Рассмотрены проблемы оценки работоспособности сенсорной локальной сети. Представлена графовая модель сети, позволяющая оценить ее работоспособность по критериям комплексной связности узлов и достижимости сигнальных и конфигурирующих сообщений. Предложен метод оценки комплексной связности узлов на основе результатов идентификации структуры сенсорной сети в процессе ее функционирования.

In article problems of an assessment of operability of a sensor local network are considered. The graph model of a network allowing to estimate its working capacity by criterion of complex connectivity of knots is considered. The method of an assessment of complex connectivity of knots on the basis of results of identification of structure of a sensor network in the course of its functioning is offered.

Ключевые слова: сенсорная локальная сеть, модель, работоспособность, идентификация, оценка.

Keywords: sensory LAN, model, operability, identification, assessment.

Сенсорные локальные сети, широко используемые в распределенных системах контроля и управления, часто работают в изменяющихся условиях, а их характеристики могут существенно меняться в процессе функционирования. Хотя сенсорные локальные сети обычно обладают свойством самоконфигурируемости, всегда желательно иметь оценки состояния такой сети и ее работоспособности. Это определяет проблему идентификации структуры сенсорной сети, а также оценки комплексной связности узлов при передаче сообщений. Данные оценки позволят выработать стратегии и способы коррекции характеристик узлов сети для обеспечения ее работоспособности в целом. В структуре сенсорной локальной сети обычно используется множество "обычных" узлов, являющихся источниками информационных сообщений (часто эти узлы являются датчиками температуры, влажности, движения и т.д.), а также выделенные управляющие узлы, задача которых — сбор данных с обычных (невыделенных) узлов и управление характеристиками обычных узлов с целью улучшения общих характеристик сети.

Одна из основных характеристик, которая может изменяться в обычном узле сети, — максимальная мощность передатчика узла (и связанная с ней дальность связи с соседними узлами). Конечно, можно было бы задать максимальную мощность передатчиков всех узлов, что обеспечило бы хорошую связь между узлами и способствовало бы успешной передаче сообщений. Однако обычные узлы сенсорной локальной сети, как правило, имеют автономные источники питания. Поэтому указанное простое решение может значительно уменьшить срок работы обычных узлов, а следовательно, и всей сети в целом. Кроме того, приходится думать и об обеспечении электромагнитной совместимости, а иногда и о секретности.

Предложен метод идентификации структуры сенсорной локальной сети, на основе которого могут быть даны оценки работоспособности сети и рекомендации по коррекции характеристик обычных узлов для улучшений эксплуатационных характеристик сети и повышения ее живучести.

Метод идентификации структуры сенсорной локальной сети основан на графовой модели такой сети [1], а также на анализе сообщений, получаемых узлами сети. При этом предполагается, что протоколом передачи сообщений в сети предусмотрена фиксация в специальной секции пакета номера каждого пройденного пакетом узла сети. Добавление в структуре пакета при этом будет конечным и равным длине максимального пути. Для того чтобы максимальная длина пути не превышала чис-

ла вершин графа, следует принять меры для предотвращения появления колец или циклов. Это делается в процессе маршрутизации пакетов в узлах следующим образом. В каждом текущем узле просматривается перечень пройденных узлов и, если обнаруживается номер текущего узла, пакет никуда не передается.

Таким образом, источником данных для идентификации структуры сети являются данные о номере каждого узла, через который пакет проходит, записываемые в специальной секции пакета.

Модель структуры сенсорной локальной сети, полученная в результате идентификации, может оказаться неполной, так как процесс выбора следующего узла является в некотором роде случайным, и при наличии нескольких маршрутов прохождения сообщений в реальной сети часть их может оказаться незадействованной.

Модель показателей связности узлов сенсорной локальной сети [1]. Любая сенсорная локальная сеть представляет собой ячеистую структуру, которую удобно описывать графом (рис. 1). Как и любой граф, сенсорная локальная сеть описывается множеством вершин $X = [x_1, x_i, \ldots x_N,]$ состоящим из узлов сети, и матрицей смежности *A*, описывающей связи между вершинами. В общем случае нумерация узлов сети может быть произвольной. Однако часто в сети бывает один или несколько выделенных узлов, например управляющий узел, который собирает данные со всей сети и может координировать и конфигурировать другие ее узлы. В этом случае имеет смысл начинать или заканчивать нумерацию с одного из выделенных узлов, например с управляющего и конфигурирующего. В дальнейшем будем считать,

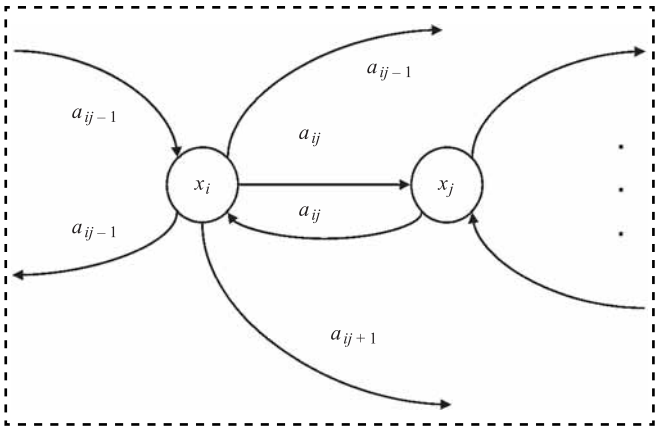


Рис. 1. Схематическое изображение фрагмента сенсорной локальной сети

что выделенный управляющий узел один — первый. Если таких узлов несколько, то все приведенные ниже рассуждения легко могут быть распространены и на этот случай, так как здесь справедлив принцип суперпозиции.

Показателем работоспособности сенсорной локальной сети является наличие одного или нескольких путей от каждого обычного узла к управляющему, а также от управляющего узла к каждому обычному.

Элемент матрицы смежности a_{ij}, $A = \{a_{ij}\}_{n \times n}$ описывает возможность передачи сообщения от элемента *i* к элементу *j*. В качестве значений элементов a_{ij} могут выбираться значения, пропорциональные эффективной скорости передачи, определяемой числом потерянных пакетов, потребовавших повторной передачи. Иногда в качестве значения такого элемента используется вероятность передачи пакета по этой дуге. Рассмотрим простейший вариант — бинарные значения: 1 — возможна передача, 0 — невозможна. В качестве узлов сенсорной локальной сети используются элементы, мощность передатчика которых может изменяться. То есть, мощность передающей части узлов одной и той же сенсорной сети меняется от узла к узлу. Иногда из узла *i* в узел *j* сообщение может быть передано, а из *j* в *i* — не может. В результате матрица смежности графа, описывающего сенсорную локальную сеть, в общем случае будет несимметричной.

При управлении мощностью узлов сенсорной сети следует учитывать, что при уменьшении мощности передатчика снижается как потребляемая мощность (и увеличивается время автономной работы элемента), так и дальность передачи сообщения. С точки зрения потребляемой мощности и времени автономной работы наилучшей матрицей смежности сети будет матрица, которая может быть приведена к двухдиагональной матрице (матрице, содержащей нулевую главную диагональ и две ненулевые соседние). Сеть с такой матрицей смежности будет не очень надежной, так как потеря связи хотя бы одной пары узлов в цепочке приведет к потере связи между первым и последним элементами.

В общем случае матрица имеет произвольный вид. Для того чтобы оценить, на какое число узлов может передать сообщение узел *i*, достаточно найти сумму [1]

$$\alpha_i = \sum_{s=1}^{N} a_{is}, \qquad (1)$$

где α_i — коэффициент связности узла i по информационной передаче;

N — число узлов сенсорной локальной сети.

Аналогично, для того чтобы оценить, от какого числа узлов узел i может получить сообщения, достаточно найти сумму:

$$\beta_i = \sum_{s=1}^{N} a_{si}, \qquad (2)$$

где β_i — коэффициент связности узла i по управлению.

Комплексную оценку коэффициентов связности узлов сети определяют векторные показатели:

$$\Delta = tA; \qquad (3)$$

$$\mathrm{B} = tA^{\mathrm{T}}, \qquad (4)$$

где $\Delta = [\delta_1, \delta_2, \ ..., \ \delta_N]$ — вектор оценки связности сенсорной сети по приему;

$\mathrm{B} = [\beta_1, \beta_2, \ ..., \ \beta_N]$ — вектор оценки связности сенсорной сети по передаче;

t — вектор-строка размерности n, все элементы которого — единицы.

Интегральный показатель связности сенсорной локальной сети

$$\Lambda = [\lambda_1, \lambda_2, \ ..., \ \lambda_N]; \quad \lambda_i = \min\{\delta_i, \ \beta_i\}; \ i = \overline{1, N} \qquad (5)$$

характеризует возможности приема и передачи сообщений узлами сети.

Используя интегральный показатель связности сенсорной сети, можно определить ее слабое звено, из-за которого потенциально возможна потеря сообщений:

$$s = \arg\left(\min_i \{\lambda_i\}\right), \qquad (6)$$

где s — номер узла сенсорной локальной сети, имеющий наименьший интегральный показатель связности либо по передаче, либо по приему, либо по тому и другому.

Узел сенсорной сети, являющийся слабым звеном, настраивается (конфигурируется) в сторону увеличения мощности передающей подсистемы. Если λ_s — показатель интегральной связности узла, являющегося слабым звеном сети, равен нулю, это означает, что все, либо передаваемые (если $\delta_s = 0$), либо получаемые (если $\beta_s = 0$) сообщения этим узлом будут потеряны.

Модель прохождения сообщений по сенсорной локальной сети. Для того чтобы оценить качество маршрутизации сообщений в сенсорной локальной сети, следует оценить маршруты, по которым могут проходить сообщения от каждого узла к любому другому. Если не все узлы в сенсорной сети равноправны, то имеет смысл отдельно оценить маршруты прохождения сообщений от каждого узла сети к выделенному и от выделенного узла к любому другому.

Если сенсорная локальная сеть состоит из множества узлов-датчиков, собирающих информацию для выделенного управляющего узла, который, к тому же, может конфигурировать остальные узлы сети, то маршруты, проложенные от каждого рядового узла сети к управляющему, позволят оценить возможности сбора данных с датчиков, а маршруты, проложенные от управляющего узла к остальным рядовым узлам, — оценить возможность конфигурирования этих узлов.

Рассмотрим сенсорную локальную сеть с одним выделенным управляющим узлом, который должен собирать данные со всех остальных узлов и иметь возможность конфигурировать эти узлы. Для определенности присвоим управляющему узлу номер 1.

В этом случае один шаг передачи конфигурирующего сообщения от первого узла описывается соотношением [2]

$$\xi_1 = A\xi_0, \qquad (7)$$

где $\xi_0 = [1, 0, \ldots, 0]^{\mathrm{T}}$ — начальное состояние сенсорной локальной сети при попытке передачи конфигурирующего сообщения от первого узла;

ξ_1 — состояние сети после одного шага передачи сообщения.

Вектор состояния размерности N сенсорной локальной сети для конкретного передаваемого сообщения

$$\xi_k = \left[\xi_k^1, \xi_k^2, \ ..., \ \xi_k^N\right]^{\mathrm{T}},$$

где ξ_k^i — описывает наличие передаваемого сообщения в узле i на шаге k;

N — число узлов сенсорной локальной сети.

Ненулевое значение i-го компонента вектора состояния означает, что сообщение присутствует в данном узле, нулевое — что его нет. При этом единичное значение говорит (с учетом определения сопряженной матрицы графа сети) о том, что сообщение передано в данный узел из одного из смежных узлов, ненулевое отличное от

единицы значение говорит о том, что сообщение пришло более чем одним путем. При анализе одношаговой передачи сообщений значение численно совпадает с числом путей, которым оно пришло, при многошаговой передаче зависимость значения от числа путей более сложная.

В соответствии с выражением (7) состояние сенсорной сети после двух шагов передачи конкретного сообщения можно описать соотношением:

$$\xi_2 = A\xi_1 = A^2\xi_0, \tag{8}$$

а после выполнения p шагов —

$$\xi_p = A^p\xi_0. \tag{9}$$

Для того чтобы оценить возможность передачи конфигурирующего сообщения от управляющего (первого) узла к каждому обычному узлу, необходимо выполнение следующего условия достижимости конфигурируемых сообщений:

$$\begin{gathered}\forall m \in [2\ldots N]\,\exists\, p_m \in [1\ldots N] \Rightarrow \xi_{p_m}^m \neq 0;\\ \xi_{p_m} = A^{p_m}\xi_0.\end{gathered} \tag{10}$$

Условие (10) гарантирует достижение конфигурирующим сообщением целевого узла, причем длина пути сообщения должна быть не более N [3].

Все сказанное выше относится к прохождению в сенсорной сети одного единственного сообщения.

Если в сети происходит одновременная передача многих сообщений (что соответствует реальным условиям эксплуатации сенсорных сетей), то для передаваемых сообщений справедлив принцип суперпозиции, если трафик через каждый узел не достиг ограничения.

В случае когда на передачу сообщений влияет ограниченная пропускная способность, необходимо либо учитывать в условиях достижимости (10) имеющиеся ограничения пропускной способности каналов, либо конфигурировать узлы сенсорной локальной сети таким образом, чтобы ограничения не наступали.

Для анализа возможности доставки сигнальных сообщений от каждого "рядового" узла управляющему узлу, следует рассмотреть аналогичное условие:

$$\begin{gathered}\forall m \in [2\ldots N]\,\exists\, p'_m \in [1\ldots N] \Rightarrow \xi_{p'_m}^1 \neq 0;\\ \xi_{p_m} = \left(A^{\mathrm{T}}\right)^{p'_m}\xi_0;\\ \xi_0^m = 1,\ x_0^r = 0,\ r = [1, 2\ldots m-1, m+1,\ \ldots,\ N].\end{gathered} \tag{11}$$

Условие (11) означает, что единичное сигнальное сообщение, переданное от каждого "рядового" узла сенсорной локальной сети, может быть получено управляющим (первым) узлом, причем длина пути не превышает N. Использование в условии (11) транспонированной присоединенной матрицы фиксирует тот факт, что здесь проверяется условие достижимости по приему сообщений.

Длина пути, по которому проходят конфигурирующие сообщения от управляющего узла к "рядовым" и сигнальных сообщений в обратном направлении для каждого из "рядовых" узлов, в общем случае различна.

Обозначим через $P_{trans} = [p_2, p_3,\ \ldots,\ p_N]$ вектор длин путей достижимости конфигурирующих сообщений по передаче, полученных из условия (10), а через $P_{res} = [p'_2,\ p'_3,\ \ldots,\ p'_N]$ — вектор путей достижимости сигнальных сообщений по приему, полученных из условия (11).

Значения компонентов векторов P_{trans} и P_{res} длин путей достижимости лежат в диапазоне от 1 до N [3]. Эти значения определяют, по пути какой длины может прийти соответствующее сообщение.

Значения компонент векторов состояния сенсорной сети $\xi_{p_m}^m$ и $\xi_{p_m}^1$ в условиях (10) и (11) также могут иметь различные значения. В условиях достижимости (10) и (11) от них требуется лишь неравенство нулю, что гарантирует принципиальную достижимость для соответствующих сообщений. Если соответствующий компонент в указанных векторах состояния равен 1, это означает, что сообщение может пройти по единственному пути, если более 1 — для прохождения соответствующего сообщения имеется более одного пути.

Оценки комплексной связности узлов и достижимости сигнальных и конфигурирующих сообщений, полученные по матрице смежно-

сти проекта сети являются идеализированными и, как правило, излишне оптимистичными. Для того чтобы получить оценки реальной сети, следует использовать в них не "теоретическую" матрицу смежности, а ее оценку, полученную при идентификации структуры сети в режиме нормального функционирования. В этом случае для получения оценок в выражениях (1)—(4) и (7)—(11) следует использовать оценки матрицы смежности $\left(\hat{a}_{ij}\ \text{и}\ \hat{A}\right)$, полученные в результате идентификации.

Для проведения идентификации сенсорной локальной сети следует проанализировать маршруты прохождения сообщений.

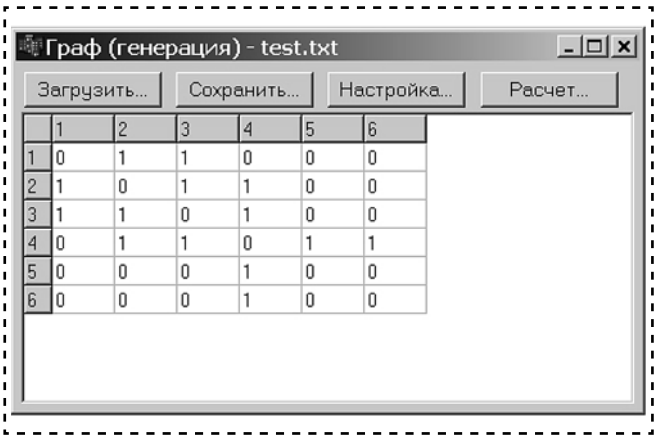
Идентификация сети проводится следующим образом [4]:

— для каждого сообщения из обучающей выборки сообщений, прошедших по сенсорной сети, строят цепочки прохождения вершин сети;

— на основании этих цепочек строится граф сенсорной сети по следующему правилу:

- к оценке элемента матрицы смежности графа сети $\hat{a}_{ij}$ добавляется единица, если в исследуемом маршруте имеется переход $\sigma_i \to \sigma_j$;
- предыдущий пункт выполняется для всех переходов всех тестовых маршрутов;
- после анализа всех переходов всех маршрутов, все элементы полученной матрицы смежности делятся на число проанализированных маршрутов;
- получается оценка матрицы смежности графа исследуемой сенсорной локальной сети.

В результате идентификации оценка, скорее всего, не совпадает с теоретической матрицей смежности исследуемой сети. Это связано с не-



	1	2	3	4	5	6
1	0	1	1	0	0	0
2	1	0	1	1	0	0
3	1	1	0	1	0	0
4	0	1	1	0	1	1
5	0	0	0	1	0	0
6	0	0	0	1	0	0

Рис. 2. Ввод матрицы смежности в программу моделирования сети

	1	2	3	4	5	6
1	0.00	0.50	0.50	0.00	0.00	0.00
2	0.13	0.00	0.25	0.63	0.00	0.00
3	0.13	0.25	0.00	0.62	0.00	0.00
4	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00
5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
6	0.00	0.00	0.00	1.00	0.00	0.00

Рис. 3. Результат идентификации матрицы смежности

детерминированной природой выбора возможного пути при наличии множественных путей.

Для реализации предложенного алгоритма разработана программа на языке C++.

Для работы программы необходим набор тестовых маршрутов сообщений, прошедших через исследуемую сеть. В случае идентификации реальной сенсорной локальной сети используются реальные наборы маршрутов. Для тестового прогона программы применили выход модели сенсорной локальной сети, также реализованной в виде программы.

На рис. 2 показано окно для ввода элементов матрицы смежности графа сети, а на рис. 3 показан результат идентификации.

В идентифицированной матрице присутствуют не все элементы исходной матрицы, причем некоторые элементы имеют меньшие значения, чем в исходной. Причина этого заключается в том, что не все узлы и не всегда участвовали в передаче тестовых сообщений.

Библиографический список

1. **Баранов М.А., Зеленко Г.В., Рощин А.В.** Проблемы маршрутизации сообщений в сенсорной локальной сети // Информационные технологии. 2014. № 11. С. 8—12.

2. **Саати Т.Л.** Математические модели конфликтных ситуаций. М.: Советское Радио. 1977. 304 с.

3. **Оре О.** Теория графов. М.: Наука, 1980. 336 с.

4. **Баранов М.А., Зеленко Г.В., Рощин А.В., Степанова И.В.** Проблемы идентификации сенсорной локальной сети // VII международная научно-практическая Интернет-конференция "Актуальные проблемы аппаратно-программного и информационного обеспечения науки, образования, культуры и бизнеса". [Электронный ресурс]. URL: http: // it4-mgupi.ru/conference/iconf_vii.html.

УДК 621.893: 672.5

Р.А. Бычков, *канд. хим. наук*
(Московский технологический университет),
А.М. Щетинин, *канд. техн. наук,* **Г.Г. Френкель**, **З.Г. Оприц,** *канд. техн. наук (ОАО" Лирсот"),*
А.С. Юдин, *канд. техн. наук,* **А.П. Краснов**, *д-р хим. наук*
(Институт элементоорганических соединений им. А.Н. Несмеянова РАН)
E-mail: bichkov_r_a@mail.ru

Влияние надмолекулярной структуры полимерных волокон на трибологические свойства органоволокнитов

Исследованы трибологические свойства органоволокнитов, содержащих стренги нитей Аримид. Комплексные нити сформованы в одинаковых условиях, но элементарные нити обладали различной степенью ориентации макромолекул вдоль оси волокна. Показано, что наибольшая износостойкость органоволокнитов наблюдается при угле разориентации 23° и продольных размерах кристаллитов около 500 Å.

Investigated the tribological properties of organobentonites containing strands of yarn Aramid. These composite filaments were preformed in exactly the same conditions, but filaments have different degree of orientation of macromolecules along the fiber axis. It is shown that the greatest wear resistance of organoboronic is observed at an angle of orientation 23° and the longitudinal size of the crystallites of about 500 Å.

Ключевые слова: органоволокниты, аримидные волокна, ориентация макромолекул, угол разориентации, трибологические свойства.

Keywords: organobentonite, arimide fiber, the orientation of the macromolecules, the orientation angle, tribological properties.

Трение и износ полимерных композиционных материалов (ПКМ), несмотря на многочисленные работы в этом направлении, до сих пор являются предметом интенсивных исследований. Существует мнение [1], что трибологическое поведение материалов обусловлено в первую очередь их химическим строением. В соответствии с этими представлениями полимеры подразделяют на трибостабильные и трибохимически активные. Первые при трении не претерпевают существенных химических превращений, и процесс трения протекает стабильно. Напротив, трибохимически активные претерпевают существенные химические изменения, что выражается в нестабильности процесса трения и, как правило, повышенных значениях коэффициента трения и пониженной стойкости к истиранию. В работах [2, 3] на основании сравнения триботехнических свойств органоволокнитов, наполненных короткими волокнами (стренгами) различной химической природы, сделан вывод о превалирующем влиянии термостойкости (стойкости к термоокислительной деструкции) полимеров. Вместе с тем возможно влияние надмолекулярной структуры и молекулярной организации ПКМ на их трибологические свойства.

Интенсивность линейного износа ПКМ, наполненных стренгами полиоксадиазольных (ПОД) нитей Арселон, может быть на порядок ниже, чем наполненных стренгами нитей синтетического высокопрочного материала СВМ [3]. Термостойкости ПОД-волокон и волокон СВМ близки — начало экзотермической реакции (термоокислительной деструкции) наблюдается при 330...350 °С. Однако эти волокна сильно отличаются по степени молекулярной ориентации. Если волокно СВМ обладает

чрезвычайно высокой степенью ориентации (угол разориентации 3,5...4°) и фибриллизации (отношение продольной прочности к поперечной различается в 15 раз), то волокна Арселон являются более однородными (угол разориентации около 25°, отношение поперечной прочности к продольной различается всего в 1,5 раза). Волокна СВМ чрезвычайно анизотропны, в то время как анизотропия волокон Арселон на порядок ниже. Но утверждать, что молекулярная ориентация является определяющим фактором, нельзя, так как химическая природа этих волокон различна.

Цель работы — выяснение влияния ориентации макромолекул в нитях на трибологические свойства содержащих их органоволокнитов.

Объекты исследования — органоволокниты на основе фенолоформальдегидной смолы ЛБС-1, наполненные стренгами аримидных волокон.

Полиимидные нити Аримид, содержащие 25 % мономера с бензимидазольной группой, сформованы по мокрому способу. Для всех образцов условия формования идентичны (табл. 1, 2). Линейная плотность комплексных нитей 29,4 текс, но нити содержали различное число элементарных нитей, так как сформованы с использованием фильер с различным числом отверстий. Число отверстий фильеры определяет толщину элементарных нитей (текс), скорость истечения раствора через фильеру, фильерную вытяжку.

Наибольшие значения прочности термообработанных комплексных нитей и элементарных нитей наблюдается при использовании фильеры 150, чему соответствуют наименьший угол разориентации 21° и наибольший продольный размер кристаллитов 720 Å. Эти результаты подтверждают зависимости прочности нитей от величины угла разориентации.

Таблица 1

Свойства термообработанных комплексных нитей Аримид

Число отверстий в фильере*	Прочность, сН/текс	Удлинение, %	Модуль, упругости, кгс/мм^2	Прочность в узле, сН/текс
60	40,0	19,9	842	25,9
80	50,9	16,1	963	23,5
100	56,2	11,3	1138	32,6
150	59,8	12,6	1077	33,5
200	52,4	14,3	1020	28,4

* Диаметр отверстия в фильере 0,08 мм.

Органоволокниты на основе фенолоформальдегидной смолы ЛБС-1 содержали стренги (короткие нити длиной около 10 мм) нитей Аримид. Степень наполнения ПКМ составляла около 67 %. Образцы для испытания представляли собой втулку размером $D_{вн}$ = = 12 мм, $D_{нар}$ = 22 мм, h = 6 мм. Формовали втулки на десятитонном гидравлическом прессе и ступенчатом нагреве до 170 °С, выдержка — 10 мин, после чего обогрев формы прекращали. При достижении температуры 50...60 °С прессование прекращали, и образец извлекали из формы.

Трибологические испытания проводили на машине трения, в которой реализуется контакт плоскость—плоскость с вертикальным способом нагружения и коэффициентом

Таблица 2

Свойства термообработанных элементарных нитей Аримид

Число отверстий в фильере*	Линейная плотность, текс	Прочность, сН/текс	Удлинение, %	Угол разориентации, °	Продольный размер кристаллитов, Å
60	0,494	51,6	27,7	29	320
80	0,384	58,3	22,4	22	420
100	0,297	63,3	15,7	23	490
150	0,208	63,5	16,0	21	720
200	0,156	58,6	18,7	23	550

* Диаметр отверстия в фильере 0,08 мм.

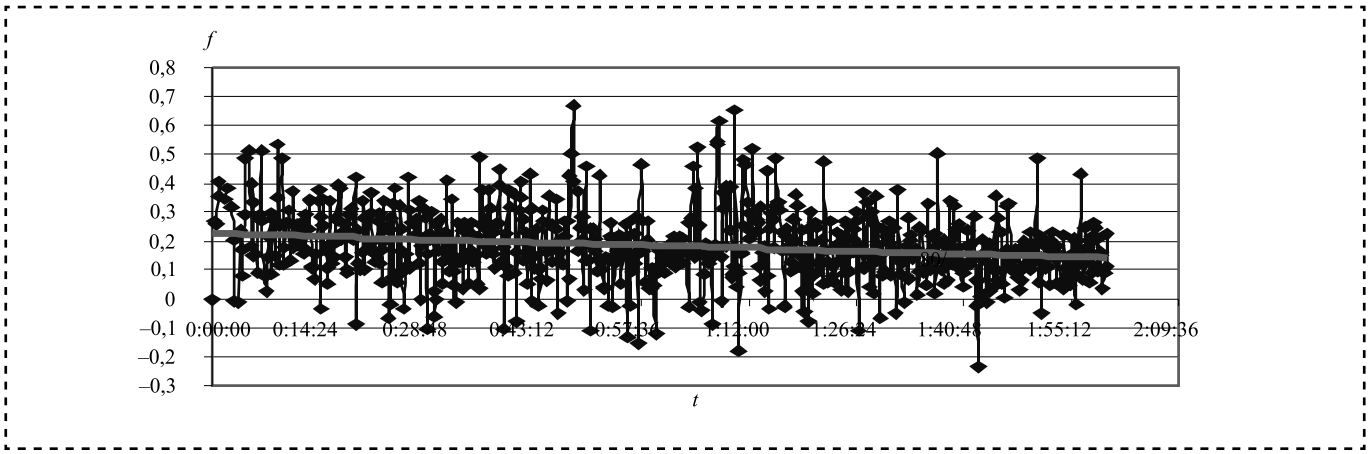


Рис. 1. Типичная диаграмма зависимости коэффициента трения от продолжительности испытания (пути трения). Фильера 80/0,08

Таблица 3

Интенсивность линейного износа $I \cdot 10^9$ органоволокнитов, наполненных стренгами нитей Аримид

Число отверстий в фильере*	$I \cdot 10^9$ при нагрузках, Н			Угол разориентации, °	Продольный размер кристаллитов, Å
	33,35	58,86	98,1		
60	5,72	20,48	26,04	29	320
80	6,65	6,9	14,4	22	420
100	5,78	4,91	5,2	23	490
150	6,07	9,8	11	21	720
200	4,55	5,9	9,644	23	550
* Диаметр отверстия в фильере 0,08 мм.					

перекрытия, близким к единице. Контртелом служила шайба из стали 45. Скорость истирания — 0,48 м/с. Испытания проводили при трех нормальных нагрузках — 33,35; 58,86 и 98,1 Н.

Зависимости коэффициента трения органоволокнитов от продолжительности испытания (пути трения) имеют вид, представленный на рис. 1. Результаты трибологических испытаний представлены в табл. 3 и на рис. 2 и 3.

Коэффициент трения ПКМ зависит от линейной плотности армирующих нитей — минимум соответствует органоволокнитам, наполненным стренгами нитей, сформованным на фильерах, содержащих 150 отверстий, т.е. там, где наименьший угол разориентации, наибольший продольный размер кристаллитов и наибольшая прочность.

Интенсивность линейного износа, напротив, возрастает с увеличением прочности нитей наполнителя (см. рис. 3), т.е. износостойкость выше, когда прочность нитей ниже, а угол разориентации (из общих соображений) больше. А наибольшая износостойкость

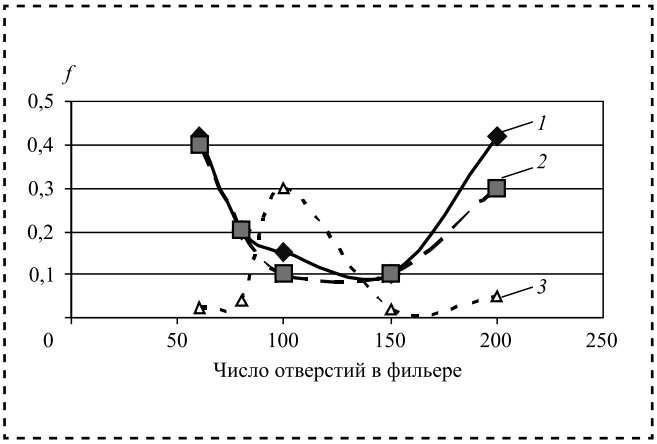


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения органоволокнитов от числа отверстий в фильере:
1 — 33,35 Н; *2* — 58,86 Н; *3* — 98,1 Н

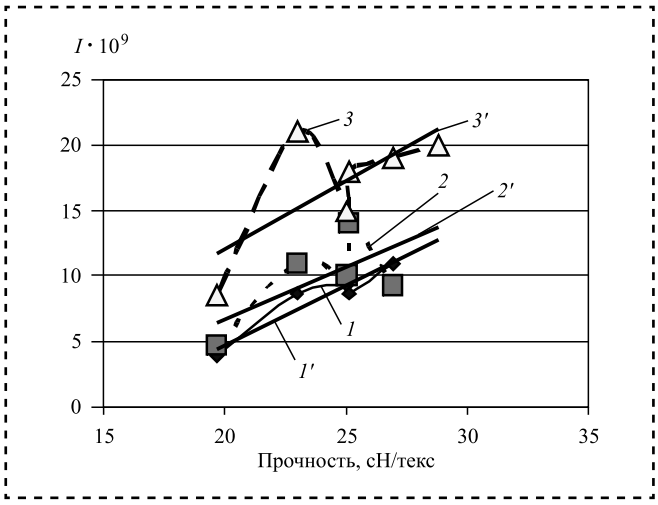


Рис. 3. Зависимость интенсивности линейного износа органоволокнитов от прочности волокон:
1, *1′* — 33,35 Н; *2*, *2′* — 58,86 Н; *3*, *3′* — 98,1 Н

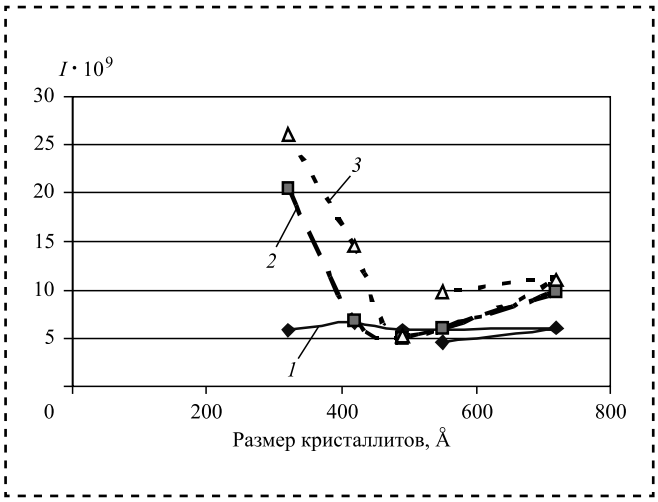


Рис. 4. Зависимость интенсивности линейного износа органоволокнитов от размеров кристаллитов в нитях Аримид:
1 — 33,35 Н; *2* — 58,86 Н; *3* — 98,1 Н

достигается при угле разориентации 23° и продольных размерах кристаллитов около 500 Å. (рис. 4). Малый угол разориентации так же, как и большой угол, не обеспечивает повышенную износостойкость органоволокнитов. Отсюда следует, что для достижения высокой износостойкости нужно использовать волокнистый наполнитель с высокой стойкостью к термоокислительной деструкции (полиимиды, полиоксадиазолы) и обладающий углом разориентации 23° и размером кристаллитов около 500 Å.

На основании экспериментальных данных можно заключить, что механизмы износа и трения различным образом связаны с надмолекулярной структурой полимера армирующих волокон. Для достижения низкого коэффициента трения необходима высокая прочность армирующих нитей, низкий угол разориентации 21° и большие размеры кристаллитов. Для высокой износостойкости органоволокнитов угол разориентации макромолекул должен быть несколько больше 23° и продольный размер кристаллитов около 500 Å.

Библиографический список

1. **Трибохимически** активные и трибостабильные полимеры и полимерные системы / А.П. Краснов и др. // Трение и износ. 2002. № 7, 8. С. 397—410.

2. **Трибологические** свойства ПКМ на основе фенолоформальдегидной смолы, армированных термостойкими гетероциклическими волокнами / Р.А. Бычков и др. // Труды международной конференции "Информационные технологии в науке, технике и образовании". Турция. 2007. Т. 1. С. 176—180.

3. **Трибологические** свойства ПКМ на основе фенолоформальдегидной смолы, армированных термостойкими гетероциклическими волокнами / Е.Г. Малахатка и др. // Труды международной научно-технической конференции "Информационные технологии в науке, технике и образовании", Тунис. 2008. С. 58.

УДК 621.778.014

Г.Н. Гурьянов, *канд. техн. наук*
(ООО "ФЕНИКС+", г. Белорецк, Республика Башкортостан)
E-mail: ggnbelorhome@rambler.ru

Прирост осевого напряжения в рабочем конусе и калибрующем пояске волоки от контактного трения при разных параметрах деформации и моделях упрочнения материала проволоки

При разных моделях упрочнения материала проволоки и параметрах деформации рассчитаны показатели напряженного состояния и запаса прочности проволоки для рабочего конуса и калибрующего пояска волоки. Выполнено сравнение прироста осевого напряжения от действия контактного трения в рабочем конусе и пояске волоки. Показана зависимость прироста осевого напряжения в пояске от коэффициента трения и моделей упрочнения.

With different patterns of hardening of material of wire and the deformation parameters the calculation of indicators stress state and durability of the wire to the cone and calibrating belt drawing dies. The comparison of axial stresses from the action of contact friction in the working cone and the girdle dies. Shows a complex dependence of the increment of axial stress in the belt surface from the friction and hardening models.

Ключевые слова: волочение, проволока, модели упрочнения, контактное трение, осевое напряжение, запас прочности, калибрующий поясок волоки.

Keywords: drawing, wire, hardening model, contact friction, axial stress, safety factor, a belt sizing die.

При холодном волочении проволоки из материалов с высокими прочностными и незначительными пластическими свойствами применяют малые и средние обжатия и волоки с удлиненным калибрующим пояском. В этом случае прирост осевого напряжения в цилиндрическом пояске становится соизмеримым с напряжением на выходе рабочего конуса. Поэтому при расчете энергосиловых параметров процесса волочения необходимо учитывать силы трения в пояске волоки.

В одних случаях можно пренебречь приращением осевого напряжения в цилиндрическом пояске волоки. "Однако в некоторых случаях влиянием цилиндрического пояска пренебречь нельзя. Поэтому вопрос об учете влияния роли цилиндрического пояска нуждается в теоретической разработке". "Для учета влияния цилиндрического пояска существуют различные способы, основанные в большинстве случаев на умозрительных заключениях, или на эмпирических формулах" [1].

Для расчета прироста осевого напряжения С.И. Губкин [1] предложил формулу:

$$\sigma_{z\,\text{п}} = 2\nu\sigma_{s\,\text{к}} fL/r_{\text{к}}, \qquad (1)$$

где $\sigma_{s\text{к}}$ — напряжение текучести на выходе рабочего конуса волоки;

L, $r_{\text{к}}$ — соответственно длина и радиус калибрующего пояска;

f — коэффициент трения;

ν — коэффициент, зависящий от условий деформации, ν = 0,1...1,0.

Методика определения коэффициента ν в работе [1] не приводится. Для простоты расчета прироста напряжения принимают ν = 1,

а формулу С.И. Губкина используют в двух вариантах [2—4]:

$$\sigma_{z\,\text{п}} = 2\sigma_{s\,\text{к}} fL/r_{\text{к}}; \quad (2)$$

$$\sigma_{z\,\text{п}} = 2\sigma_s fL/r_{\text{к}}, \quad (3)$$

где σ_s — среднее напряжение текучести металла в очаге деформации, $\sigma_s = \left(\sigma_{s0} + \sigma_{s\,\text{к}}\right)/2$;

σ_{s0} — напряжение текучести металла на входе рабочего конуса.

Формулы (2) и (3) позволяют выполнять расчет прироста осевого напряжения в пояске без определения напряженного состояния в рабочем конусе волоки. Однако эти формулы завышают величину прироста осевого напряжения в пояске и не учитывают осевое напряжение на выходе рабочего конуса [5]. Из формул (2) и (3) следует, что прирост осевого напряжения всегда повышается с ростом коэффициента трения. Напряжение текучести на выходе рабочего конуса $\sigma_{s\text{к}}$ и среднее напряжение текучести σ_s увеличиваются с ростом степени деформации в проходе волочения по причине деформационного упрочнения. Поэтому прирост напряжения $\sigma_{z\text{п}}$ согласно формулам (2) и (3) также возрастает с повышением единичного обжатия. Формулы (2) и (3) не учитывают влияние формы кривой упрочнения материала проволоки на прирост осевого напряжения в пояске.

В работе [5] предложена формула для расчета прироста осевого напряжения, учитывающая напряженное состояние в рабочем конусе

$$\sigma_{z\,\text{п}} = 2fL\left(\sigma_{s\,\text{к}} - \sigma_{z\,\text{к}}\right)/r_{\text{к}}, \quad (4)$$

где $\sigma_{z\text{к}}$ — осевое напряжение на выходе рабочего конуса.

Если $\sigma_{z\text{к}} = 0$, то формула (4) совпадает с формулой (2) и формулой С.И. Губкина (1) при $\nu = 1$. Прирост $\sigma_{z\text{п}}$ зависит от параметров деформации через напряжение $\sigma_{z\text{к}}$, которое, в свою очередь, определяется также формой кривой упрочнения [5].

Цель работы — оценить влияние модели упрочнения материала проволоки на показатели напряженного состояния и запаса прочности, сравнить значения прироста осевого напряжения от контактного трения в рабочем конусе и калибрующем пояске волоки при разных параметрах деформации.

На выходе рабочего конуса осевое напряжение $\sigma_{z\text{к}}$ рассчитывали по формуле

$$\sigma_{z\,\text{к}} = \sigma_{z1} + \sigma_{zq} + \sigma_{cd}, \quad (5)$$

где σ_{z1} — прирост осевого напряжения в рабочем конусе;

σ_{zq} — прирост от действия напряжения противонатяжения σ_q;

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

Приняты модели упрочнения:

$$\sigma_s = \sigma_{s0}\mu^k; \quad (6)$$

$$\sigma_s = \sigma_{s0} + m\varepsilon^n = \sigma_{s0} + m\left(\ln\mu\right)^n, \quad (7)$$

где k — коэффициент упрочнения в модели упрочнения (6);

m, n — эмпирические коэффициенты;

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

μ — коэффициент вытяжки.

Зависимость (7) позволяет представлять более сложные формы кривых упрочнения, чем степенная функция (6), так как включает три постоянных коэффициента, а эмпирическая формула (6) — два.

Составляющие формулы (5) при моделях упрочнения (6) и (7) определяют соответствующими зависимостями [6, 7]:

$$\sigma_{z1} = \frac{\sigma_{s0}}{k}\left(\mu^k - 1\right)\left(1 + f/\operatorname{tg}\alpha\right); \quad (8)$$

$$\sigma_{z1} = \left[\sigma_{s0}\ln\mu + \frac{m}{n+1}\left(\ln\mu\right)^{n+1}\right]\left(1 + f/\operatorname{tg}\alpha\right); \quad (9)$$

$$\sigma_{zq} = \sigma_q\left[1 - \frac{f\left(\mu^k - 1\right)}{k\operatorname{tg}\alpha}\right]; \quad (10)$$

$$\sigma_{zq} = \sigma_q\left[1 - \frac{f}{\operatorname{tg}\alpha}\left(\ln\mu + \frac{m\left(\ln\mu\right)^{n+1}}{\sigma_{s0}\left(n+1\right)}\right)\right]; \quad (11)$$

$$\sigma_{cd} = \frac{2\sigma_{s0}\operatorname{tg}\alpha\left(1 + \mu^k\right)}{3\sqrt{3}}; \quad (12)$$

$$\sigma_{cd} = \frac{2\operatorname{tg}\alpha\left(2\sigma_{s0} + m\left(\ln\mu\right)^n\right)}{3\sqrt{3}}. \quad (13)$$

Осевое напряжение на выходе калибрующего пояска волоки равно

$$\sigma_z = \sigma_{z\,\text{к}} + \sigma_{z\,\text{п}}.$$

Абсолютный запас прочности при коэффициенте вытяжки μ с учетом принятых моделей упрочнения (6) и (7) на выходе рабочего конуса рассчитывали по формулам:

$$Z = \sigma_{s\,\text{к}} - \sigma_{z\,\text{к}} = \sigma_{s0}\mu^k - \sigma_{z\,\text{к}};$$

$$Z = \sigma_{s0} + m(\ln\mu)^n - \sigma_{z\,\text{к}}.$$

Коэффициент запаса прочности определяли по формуле [8]

$$\gamma = \sigma_{s\,\text{к}}/\sigma_{z\,\text{к}}.$$

Показатель напряженного состояния рассчитывали по В.Л. Колмогорову [9, 10]

$$k_\sigma = \sigma/T,$$

где σ — среднее нормальное напряжение;

T — интенсивность касательных напряжений.

Для сравнения значений прироста осевого напряжения в рабочем конусе и калибрующем пояске использовали отношение

$$Ot = \sigma_{z\,\text{к}}/\sigma_{z\,\text{п}}. \quad (14)$$

Степень различия значений прироста в калибрующем пояске волоки по формулам (2) и (4) оценивали показателями δ, %, и ν_P:

$$\delta = 100\frac{\sigma_{z\,\text{п}}(2) - \sigma_{z\,\text{п}}(4)}{\sigma_{z\,\text{п}}(4)}; \quad (15)$$

$$\nu_P = \frac{\sigma_{z\,\text{п}}(4)}{\sigma_{z\,\text{п}}(2)} = 1 - \frac{\sigma_{z\,\text{к}}}{\sigma_{s\,\text{к}}} = 1 - 1/\gamma, \quad (16)$$

где $\sigma_{z\text{п}}$ (2), $\sigma_{z\text{п}}$ (4) — прирост осевого напряжения в пояске соответственно по формулам (2) и (4).

Приняты следующие модели упрочнения:

$$\sigma_s = 340 + 950(\ln\mu)^{0,37}; \quad (17)$$

$$\sigma_s = 1000\mu^{0,25}; \quad (18)$$

$$\sigma_s = 282 + 1218(\ln\mu)^{0,45}; \quad (19)$$

$$\sigma_s = 1000\mu^{0,75}. \quad (20)$$

На рис. 1 построены зависимости напряжения текучести от коэффициента вытяжки по эмпирическим формулам (17)—(20).

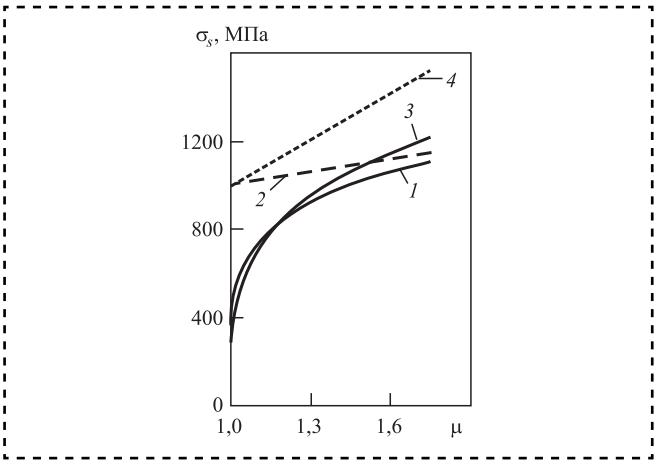


Рис. 1. Зависимости напряжения текучести от коэффициента вытяжки:
1 — модель упрочнения (17); *2* — (18); *3* — (19); *4* — (20)

Формулы (17) и (19) применяют для расчета упрочнения коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т. Зависимость (17) получена для проволочной заготовки из этой стали при термической обработке по заводскому режиму: охлаждение в воде после выдержки при 1050 °С [11]. Эмпирическая зависимость (19) — для стали 12Х18Н10Т после отжига при температуре 900 °С в течение 4 ч с последующим охлаждением на воздухе [10]. Кривые упрочнения стали после закалки *1* и отжига *3* существенно не отличаются (см. рис. 1). Но сталь после отжига интенсивнее упрочняется. В эмпирических формулах (18) и (20) одинаковое исходное напряжение текучести 1000 МПа и разные значения коэффициента упрочнения *k*. Линии *2* и *4*, построенные по формулам (18) и (20), показывают почти линейную зависимость напряжения текучести от коэффициента вытяжки, что характерно при холодном волочении углеродистой заготовки, подвергнутой перед деформацией термической обработке (патентирование).

На рис. 2 приведены зависимости для показателей напряженного состояния и запаса прочности от коэффициента трения. Коэффициент *f* варьировали в интервале от 0,001 до 0,35; μ = 1,25 (относительное обжатие *q* = 20,0 %); α = 6...12°. При α = 6° (линии *1* и *4*) σ_q = 0 и действует напряжение противонатяжения $\sigma_q = 0{,}25\sigma_{s0}$ (линии *3* и *6*). Противонатяжение отсутствует при α = 12° (линии 2 и 5). Графики *1—3* построены

соответственно для коррозионно-стойкой стали после закалки (17) и отжига (19), графики *4—6* — для углеродистой стали (18) с коэффициентом упрочнения k = 0,25 и стали (20) при k = 0,75. Длина и радиус калибрующего пояска 1 мм.

Для прироста $\sigma_{zк}$ осевого напряжения в рабочем конусе (см. рис. 2, *а*, *б*) и полно-

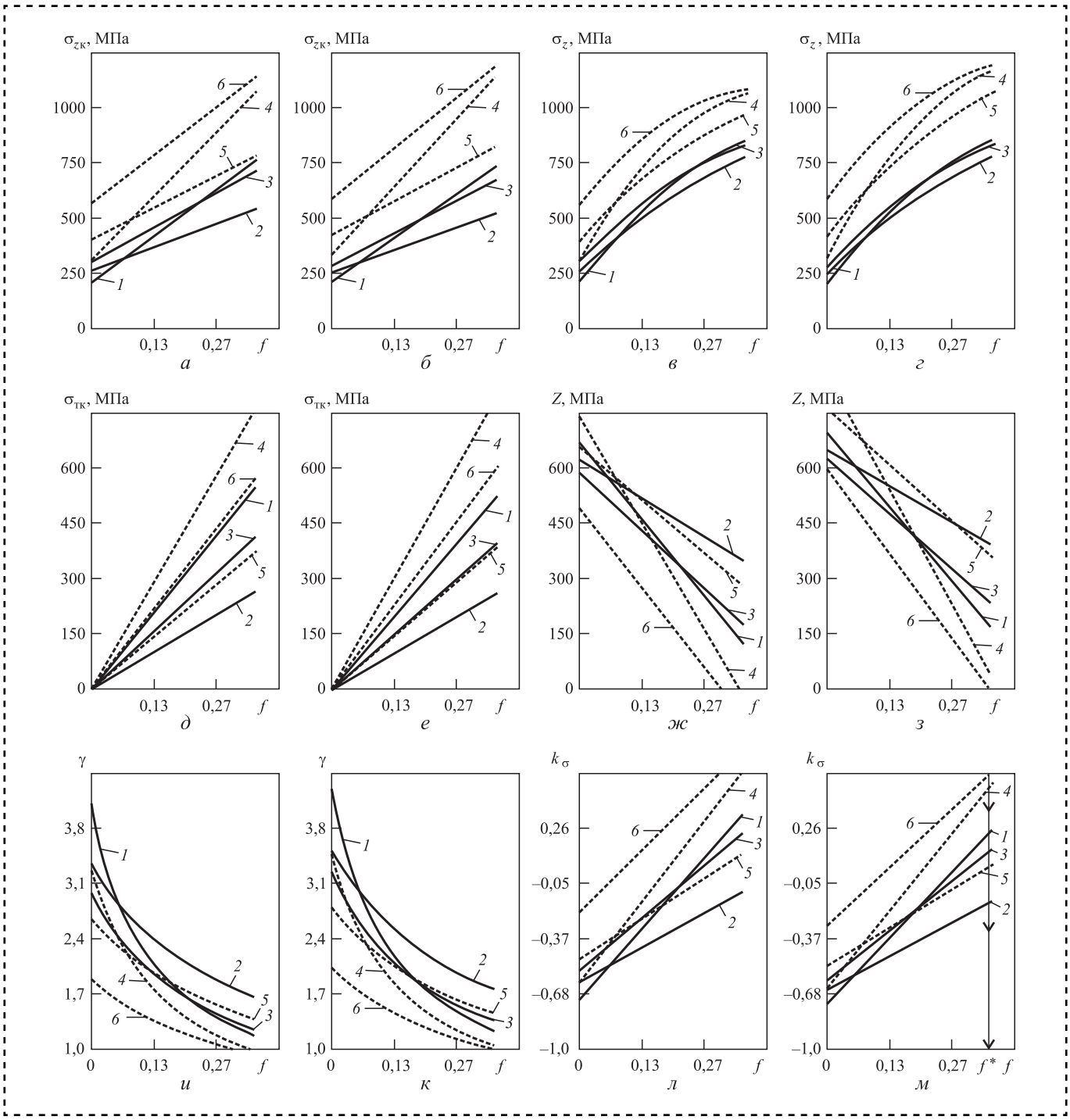


Рис. 2. Показатели напряженного состояния и запаса прочности при коэффициенте вытяжки 1,25 в зависимости от коэффициента трения:

а, *в*, *д*, *ж*, *и*, *л* — модели упрочнения (17) и (18); *б*, *г*, *е*, *з*, *к*, *м* — модели упрочнения (19) и (20); *1—3* — модели упрочнения (17) и (19); *4—6* — модели упрочнения (18) и (20); *1*, *4* — α = 6°; σ_q = 0; *2*, *5* — α = 12°; σ_q = 0; *3*, *6* — α = 6°; $\sigma_q = 0{,}25\sigma_{s0}$

го напряжения волочения σ_z (см. рис. 2, *в*, *г*) расстояние между линиями *1* и *4* при $\alpha = 6°$ и $\sigma_q = 0$, линиями *2* и *5* при $\alpha = 12°$ и $\sigma_q = 0$, линиями *3* и *6* при $\alpha = 6°$ и $\sigma_q = 0{,}25\ \sigma_{s0}$ обусловлено различием форм кривых упрочнения. Указанные пары линий расходятся по причине усиления значимости влияния модели упрочнения на показатели $\sigma_{zк}$ и σ_z с повышением коэффициента трения. При фиксированных значениях α и σ_q имеем четыре модели упрочнения. Линии *4—6* для напряжений $\sigma_{zк}$ и σ_z правых графиков лежат выше линий *4—6* левых графиков, так как кривая упрочнения *4* (20), при которой построены эти линии правого графика, лежит значительно выше кривой упрочнения *2* (см. рис. 1). Формы кривых упрочнения (17) и (19), в отличие от моделей (18) и (20), практически одинаковые, поэтому расположение линий *1—3* левого и правого графиков для $\sigma_{zк}$ и σ_z близкое. Изменение угла α от 6 до 12° привело к увеличению напряжений $\sigma_{zк}$ и σ_z при малых значениях коэффициента трения ($f < 0{,}05$) и к их заметному снижению при повышенном коэффициенте трения ($f > 0{,}10$). От приложения противонатяжения напряжения $\sigma_{zк}$ и σ_z для моделей (18) и (20) увеличились во всем интервале изменения коэффициента f, что показывают линии *4* и *6* при $\alpha = 6°$ (см. рис. 2, *а—г*). Линии *1* и *3* пересекаются при значительном коэффициенте трения, т.е. от действия противонатяжения при высоких значениях коэффициента трения ($f > 0{,}20$) наблюдается снижение $\sigma_{zк}$ и σ_z. Прирост осевого напряжения σ_{zq} от действия противонатяжения по формулам (10) и (11) может быть отрицательным при повышенных значениях коэффициентов вытяжки и трения и достаточной интенсивности упрочнения [6]. При моделях упрочнения (18) и (20) ниже интенсивность упрочнения, чем у моделей (17) и (19). Поэтому отсутствует пересечение линий *4* и *6* соответственно при отсутствии и наличии противонатяжения, т.е. нет снижения напряжений $\sigma_{zк}$ и σ_z от противонатяжения даже при $f = 0{,}35$ (см. рис. 2, *а—г*).

На рис. 2, *д*, *е* приведены зависимости прироста $\sigma_{тк}$ осевого напряжения в рабочем конусе от действия контактного трения при разных параметрах деформации и моделях упрочнения. Прирост $\sigma_{тк}$ определяли по формуле

$$\sigma_{тк} = \sigma_{z\,к} - \sigma_{z\,к}\left(f = 0\right), \qquad (21)$$

где $\sigma_{zк}$ ($f = 0$) — прирост осевого напряжения в рабочем конусе при отсутствии контактного трения.

Расстояние между линиями *1* и *2* для моделей (17) и (19), линиями *4* и *5* для моделей (18) и (20) характеризует снижение прироста $\sigma_{тк}$ от увеличения угла α от 6 до 12°. Это расстояние возрастает с повышением коэффициента трения. От приложения противонатяжения при $\alpha = 6°$ также уменьшился прирост $\sigma_{тк}$, оцениваемый расстоянием между линиями *1* и *3* для моделей (17) и (19), *4* и *6* для моделей (18) и (20). Прирост $\sigma_{тк}$ снизился в большей степени от увеличения угла α, чем от приложения противонатяжения.

Ордината для абсолютного запаса прочности Z начинается с нуля (см. рис. 2, *ж*, *з*), ордината для коэффициента запаса прочности γ — с единицы (см. рис. 2, *и*, *к*). Верхняя линия графика для показателя напряженного состояния k_σ (см. рис. 2, *л*, *м*) проходит через ординату 0,58. При $\gamma = 1$ и $k_\sigma = 0{,}58$ имеем нулевой запас прочности, как при $Z = 0$. Пересечение абсциссы линиями графиков для запаса прочности Z и для коэффициента запаса прочности γ определяет предельные значения коэффициента трения. Абсциссы точек пересечения линий для показателя напряженного состояния k_σ и ординаты 0,58 также показывают предельные значения коэффициента f^* (см. рис. 2, *л*, *м*). На рис. 2, *м* показан предельный коэффициент трения f^* при модели (20) и действии противонатяжения (линия *6*). При модели (18) нулевой запас прочности (левые графики для показателей Z, γ, k_σ) при $\alpha = 6°$ и $\sigma_q = 0$ (линия *4*), $\alpha = 6°$ и $\sigma_q = 0{,}25\sigma_{s0}$ (линия *6*). Запас прочности Z интенсивнее снижается с ростом коэффициента трения при моделях упрочнения (18) и (20) (линии *4—6*). Запас прочности Z при модели (20) значительно больше, чем при модели (18), особенно при малых значениях коэффициента трения. При модели (20) ось абсцисс пересекает только линия *6* (см. рис. 2, *з*). Таким образом, предельный коэффициент трения f^* увеличивается с повышением интенсивности упрочнения. Из сравнения абсцисс точек пересечения линий *4* и *6* с нижней осью графика (см. рис. 2, *ж*)

следует, что f^* снижается с ростом напряжения противонатяжения.

Коэффициент γ запаса прочности больше для моделей (17) и (19). Кривые *1* и *4* при $\alpha = 6°$ и $\sigma_q = 0$ интенсивно снижаются с повышением коэффициента трения. Кривые для коэффициента γ на правом графике (см. рис. 2, *к*) в целом выше аналогичных кривых левого графика, так как более интенсивное упрочнение для модели (19), чем модели (17), а интенсивность упрочнения модели (20) выше, чем модели (18). При большей интенсивности упрочнения наблюдаются меньшие значения показателя напряженного состояния k_σ, что повышает деформируемость материала проволоки в проходе волочения без его разрушения (линии *1—3* для моделей упрочнения (17) и (19)). Показатель k_σ значительно повысился от приложения противонатяжения при малых значениях коэффициента трения, что видно при сравнении расположения линий *1* и *3* для стали 12Х18Н10Т и линий *4* и *6* для моделей упрочнения (18) и (20). При больших значениях коэффициента трения линия *1* выше линии *3*, т.е. имеем положительное влияние противонатяжения на показатель напряженного состояния k_σ, как и на показатели запаса прочности Z и γ. При менее интенсивном упрочнении линия *6* выше линии *4* во всем интервале изменения коэффициента трения.

Прирост осевого напряжения $\sigma_{z\text{к}}$ в рабочем конусе (5) определяется затратами энергии на пластическое формоизменение проволочной заготовки, деформацию сдвига металла, уравновешивание напряжений контактного трения и противонатяжения. На рис. 3 приведены зависимости для оценки относительных затрат энергии на преодоление силы контактного трения. Для этого использовали отношение значений прироста осевого напряжения от действия контактного трения $\sigma_{\text{тк}}$ (21) и прироста напряжения $\sigma_{z\text{к}}$ (5) на выходе рабочего конуса

$$Д_{\text{тк}} = \sigma_{\text{тк}}/\sigma_{z\,\text{к}}. \qquad (22)$$

Отношение $Д_{\text{тк}}$ находится в незначительной зависимости от модели упрочнения (см. рис. 3, *а*, *б*). При фиксированной величине вытяжки отношение $Д_{\text{тк}}$ снижается с увеличением угла α и напряжения противонатяжения. Доля прироста осевого напряжения несколько больше при коэффициенте вытяжки 1,35 (см. рис. 3, *г*) и меньше при $\mu = 1{,}15$ (см. рис. 3, *в*), чем при коэффициенте вытяжки 1,25 (см. рис. 3, *а*). Для модели упрочнения (18) и $\mu = 1{,}15$ расстояние между линиями *4* и *5*, линиями *4* и *6* одинаковое (*в*). Увеличение угла α от 6 до 12° и рост напряжения противонатяжения от нуля до $\sigma_q = 0{,}25\sigma_{s0}$ вызвали одинаковую степень снижения отношения $Д_{\text{тк}}$.

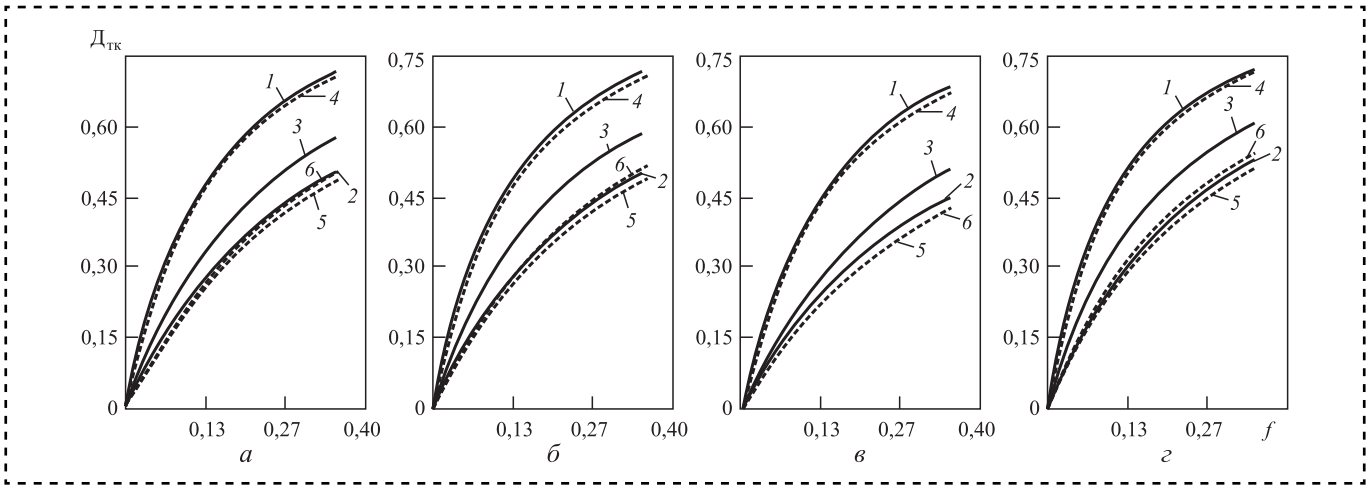


Рис. 3. Показатель $Д_{\text{тк}}$ (22) в зависимости от коэффициента трения:
а, *б* — $\mu = 1{,}25$; *в* — $\mu = 1{,}15$; *г* — $\mu = 1{,}35$; *а*, *в*, *г* — модели упрочнения (17) и (18); *б* — модели упрочнения (19) и (20); *1*, *2*, *3* — модели упрочнения (17) и (19); *4*, *5*, *6* — модели упрочнения (18) и (20); *1*, *4* — $\alpha = 6°$; $\sigma_q = 0$; *2*, *5* — $\alpha = 12°$; $\sigma_q = 0$; *3*, *6* — $\alpha = 6°$; $\sigma_q = 0{,}25\sigma_{s0}$

При коэффициенте вытяжки 1,25 и 1,35 увеличение угла вызвало более существенное снижение отношения $Д_{тк}$, чем приложение противонатяжения, особенно при интенсивном упрочнении, так как расстояние между линиями *1* и *2* заметно больше расстояния между линиями *1* и *3*. Кривые *1* и *3* находятся ближе друг к другу, чем кривые *4* и *6*, т.е. под действием противонатяжения отношение $Д_{тк}$ уменьшилось в большей мере при менее интенсивном упрочнении. При коэффициенте трения 0,35 (абсцисса конца линий графиков) $\mu = 1{,}35$ (см. рис. 3, *г*), $\alpha = 6°$ и отсутствии противонатяжения отношение $Д_{тк}$ около 0,7 независимо от моделей упрочнения (кривые *1* и *4*), т.е. большая часть внешней энергии идет на преодоление контактного трения и тратится бесполезно.

Данные рис. 4 для δ (15) и ν_P (16) позволяют оценить степень расхождения значений прироста осевого напряжения в пояске по формулам (2) и (4) при разных коэффициентах трения и вытяжки и моделях упрочнения. Поскольку прирост $\sigma_{\zeta п}$ напряжения в пояске по формуле (4) может быть равен нулю, а $\sigma_{\zeta п}$ при расчете δ (15) стоит в знаменателе, то ограничили интервал изменения коэффициента трения, исключая деление числителя на ноль. При расчете ν_P (16) диапазон коэффициента трения оставили без изменения — от 0,001 до 0,35.

Кривые рис. 4, *а—г* показывают рост расхождения δ (15) с увеличением коэффициента трения независимо от моделей упрочнения, коэффициента вытяжки, значений угла волочения и напряжения противонатяжения. При коэффициенте вытяжки 1,25 линии графиков

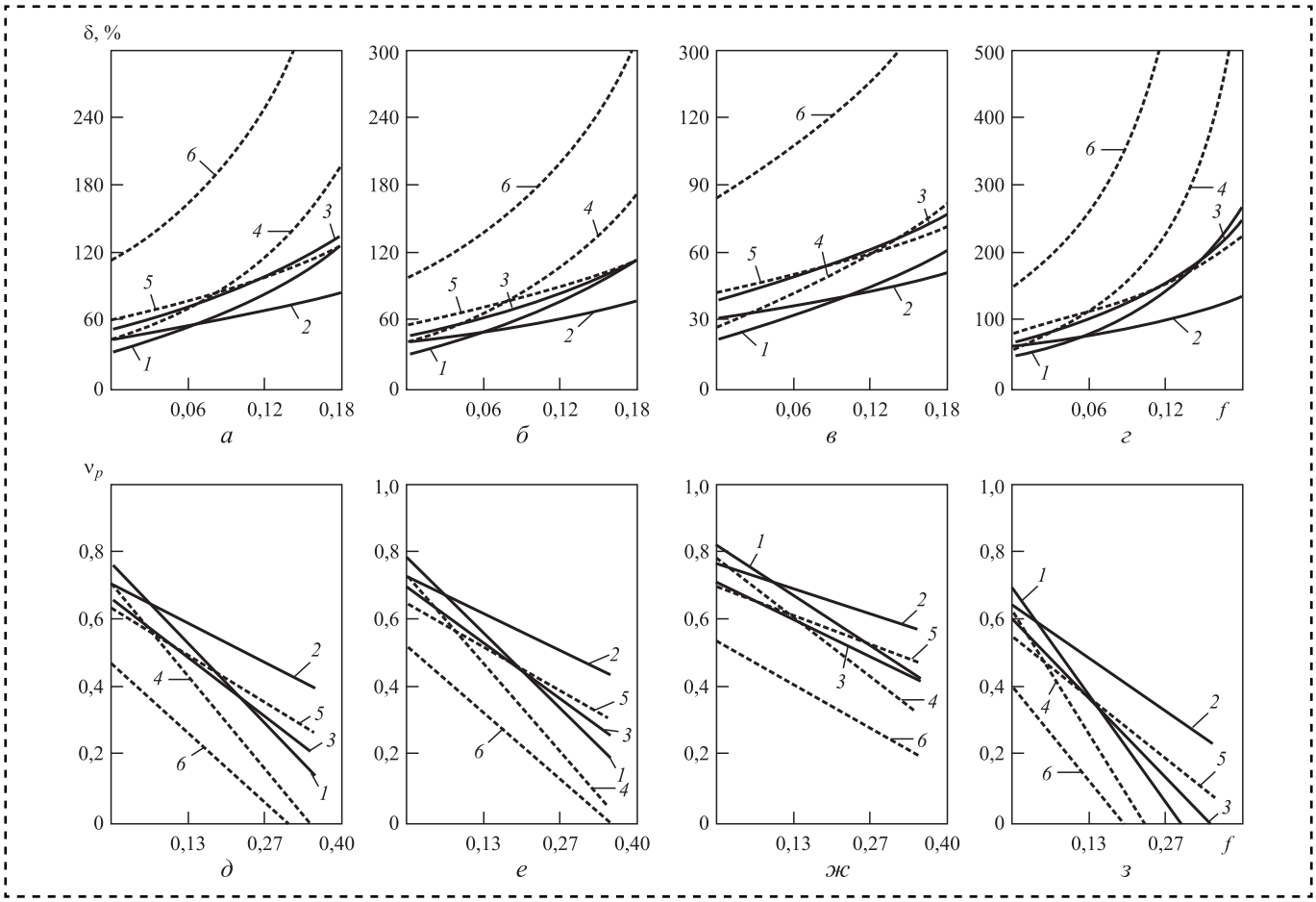


Рис. 4. Показатели δ (15) и ν_P (16) для оценки степени расхождения значений прироста осевого напряжения в пояске по формулам (2) и (4) в зависимости от коэффициента трения:

а, *б*, *д*, *е* — $\mu = 1{,}25$; *в*, *ж* — $\mu = 1{,}15$; *г*, *з* — $\mu = 1{,}35$; *б*, *е* — модели упрочнения (19) и (20); *а*, *в*, *г*, *д*, *ж*, *з* — модели упрочнения (17) и (18); *1—3* — модели упрочнения (17) и (19); *4—6* — модели упрочнения (18) и (20); *1*, *4* — $\alpha = 6°$; $\sigma_q = 0$; *2*, *5* — $\alpha = 12°$; $\sigma_q = 0$; *3*, *6* — $\alpha = 6°$; $\sigma_q = 0{,}25\sigma_{s0}$

для показателя расхождения δ при более интенсивном упрочнении (см. рис. 4, *б*) находятся ниже, чем соответствующие линии для моделей упрочнения (17) и (18) с менее интенсивным упрочнением (см. рис. 4, *а*). Графики для модели (18) рис. 4, *а*, *в*, *г* и модели (20) рис. 4, *б* находятся выше линий соответственно для модели (17) и (19), что указывает на рост расхождения δ при снижении интенсивности упрочнения. Сравнение данных для моделей упрочнения (17) и (18) и разных степенях деформации (см. рис. 4, *а*, *в*, *г*) дает основание для вывода, что с повышением степени деформации в проходе волочения усиливается различие прироста осевого напряжения в пояске по формулам (2) и (4). Наибольшее расхождение δ при действии противонатяжения, $\alpha = 6°$, $\mu = 1{,}35$ для модели (18) (кривая *6* на рис. 4, *г*). На рис. 4 наименьшее расхождение δ при пониженном коэффициенте трения ($f < 0{,}1$) при отсутствии противонатяжения, $\alpha = 6°$, $\mu = 1{,}15$ для модели (17). При отсутствии противонатяжения и повышенном коэффициенте трения расхождение δ меньше при $\alpha = 12°$ (линия *2*), чем при $\alpha = 6°$ (линия *1*).

Показатель ν_P увеличивается с уменьшением коэффициентов вытяжки и трения, напряжения противонатяжения и равен нулю при нулевом запасе прочности ($Z = 0$, $\gamma = 1$) и единице при отсутствии прироста осевого напряжения в рабочем конусе ($\sigma_{z\text{к}} = 0$). При коэффициенте вытяжки 1,25 линии *4* и *6* (рис. 4, *д*) и линия *6* (рис. 4, *е*) для отношения ν_P и соответствующие линии для запаса прочности Z (см. рис. 2, *ж*, *з*) и коэффициента γ запаса прочности (см. рис. 2, *и*, *к*) определяют одинаковые предельные значения коэффициента трения f^*. Показатели δ и ν_P дают однозначную оценку прироста $\sigma_{z\text{п}}$ по формулам (2) и (4).

Пусть прирост $\sigma_{z\text{п}}$ по формуле (4) адекватно отражает действительное напряженное состояние проволоки в калибрующем пояске. Тогда отношение ν_P (16) равно коэффициенту ν в формуле С.И. Губкина (1). После замены коэффициента ν отношением ν_P (16) формула С.И. Губкина имеет вид

$$\begin{aligned}\sigma_{z\,\text{п}} &= 2\left(1-\sigma_{z\,\text{к}}/\sigma_{s\,\text{к}}\right)\sigma_{s\,\text{к}} fL/r_{\text{к}} = \\ &= 2\left(1-1/\gamma\right)\sigma_{s\,\text{к}} fL/r_{\text{к}}.\end{aligned} \tag{23}$$

Наиболее часто при расчетах по формуле (1) принимают $\nu = 0{,}125$ [2]. Зависимости рис. 4, *д—з* показывают, что отношение 0,125 возможно при высоких значениях коэффициентов вытяжки и трения. Если $\mu < 1{,}3$ и (или) $f < 0{,}1$, что характерно при волочении стальной проволоки [1, 2, 11], то при расчете по формуле (1) и $\nu = 0{,}125$ прирост $\sigma_{z\text{п}}$ будет значительно занижен. Условия волочения стальной проволоки характеризуются параметрами деформации: коэффициент вытяжки $\mu = 1{,}25$; коэффициент трения $f = 0{,}06$; $\alpha = 7°$; противонатяжение отсутствует [2]. Линия *4* для отношения ν_P рис. 4, *д* построена при значениях параметров деформации, наиболее близких к вышеприведенным. Из рис. 4, *д* ν_P составляет около 0,6, т.е. почти в пять раз больше коэффициента ν С.И. Губкина, равного 0,125. В работе [1] предусмотрен коэффициент ν С.И. Губкина в интервале 0,1...1,0. Однако возможен процесс волочения, когда отсутствует прирост $\sigma_{z\text{п}}$ осевого напряжения в пояске. В этом случае нижняя величина коэффициента ν должна быть равной нулю, чтобы отсутствовал прирост $\sigma_{z\text{п}}$ по формуле (1). Равенство $\nu = 1$ возможно гипотетически, когда отсутствует прирост осевого напряжения в рабочем конусе. Данные рис. 4, *д—з* показывают зависимость отношения ν_P (16) от коэффициентов вытяжки и трения, напряжения противонатяжения, угла α и модели упрочнения. Из отношения (16) следует равенство

$$\gamma = 1/\left(1-\nu_P\right). \tag{24}$$

Если $\nu_P = 0{,}125$, то коэффициент запаса прочности $\gamma = 1{,}14$. При удовлетворительном и повышенном запасе прочности γ соответственно равен 1,4 и 2,0 [8], и этим значениям γ соответствуют отношения ν_P, равные 0,3 и 0,5. Таким образом, при $\nu_P = 0{,}125$ осуществляется процесс волочения с малым запасом прочности, так как величина 1,14 коэффициента γ близка к единице. Расчет прироста $\sigma_{z\text{п}}$ по модифицированной формуле С.И. Губкина (23) учитывает условия деформирования. Отношение ν_P (16) зависит от абсолютного запаса прочности Z и коэффициента запаса прочности γ. Это отношение может характеризовать запас прочности, изменяясь в интервале от 0 до 1.

Выполнили расчет прироста осевого напряжения в пояске при тех же значениях коэффициента вытяжки, угла α, напряжения противонатяжения (рис. 5). Размеры пояска $r_к = L = 1$ мм. Кривые *1—6* построены с использованием формулы (4), *7* и *8* — по формуле (2). Прямая линия *9* отражает линейную зависимость прироста $\sigma_{z\text{п}}$ по формуле (3) для моделей упрочнения (17) и (19). Значения α и напряжения противонатяжения такие же, как при построении графиков рис. 2—4.

Линии для прироста $\sigma_{z\text{п}}$ по формуле (4) имеют максимум. В заданном интервале изменения коэффициента трения отсутствуют максимальные значения прироста $\sigma_{z\text{п}}$ по формуле (4), например, при меньшей степени деформации 1,15 (рис. 5, *в*) и модели упрочнения (17), а также для модели (18) и $\alpha = 12°$ (кривая *5*). При нулевом запасе прочности прирост $\sigma_{z\text{п}}$ по формуле (4) равен нулю. Кривые для прироста $\sigma_{z\text{п}}$ при коэффициенте вытяжки 1,25 (рис. 5, *а*, *б*) и линии для запаса прочности *Z* (см. рис. 2, *ж*, *з*), для коэффициента запаса прочности (см. рис. 2, *и*, *к*) моделей упрочнения (18) и (20) пересекают ось абсцисс при одних и тех же значениях коэффициента трения. При коэффициенте вытяжки 1,15 запас прочности *Z* положительный при изменении коэффициента трения от нуля до 0,35. Поэтому ни одна линия для прироста $\sigma_{z\text{п}}$ по формуле (4) не пересекает ось абсцисс. При расчете прироста $\sigma_{z\text{п}}$ по формулам (2) и (3) не учитывают значения угла α и напряжения противонатяжения. Поэтому имеем две зависимости для прироста $\sigma_{z\text{п}}$ при расчете по каждой из этих формул. Зависимости для прироста $\sigma_{z\text{п}}$ по формуле (3) при моделях упрочнения (18) и (20) не показаны. При расчете по формуле (2) прирост $\sigma_{z\text{п}}$ больше при моделях (18) и (20), чем соответственно при моделях (17) и (19). Поэтому прямая линия *8* выше прямой *7*. Это более заметно при меньшем коэффициенте вытяжки 1,15 (рис. 5, *в*), так как исходное напряжение текучести у моделей (18) и (20) значительно больше, чем у моделей (17) и (19). При коэффициенте вытяжки 1,35 (*г*) прямые *7* и *8* находятся рядом, так как меньше отличие напряжений предела текучести при разных моделях упрочнения. Прирост $\sigma_{z\text{п}}$ при расчете по формуле (3) меньше прироста по формуле (2). Это следует из сравнения расположения линий *7* и *9*.

Сравним значения прироста $\sigma_{z\text{п}}$ при коэффициенте вытяжки 1,25 по формулам (2)—(4):

$$\Delta\sigma_{z\,\text{п}} = \sigma_{z\,\text{п}}(2) - \sigma_{z\,\text{п}}(4); \qquad (25)$$

$$\Delta\sigma_{z\,\text{п}} = \sigma_{z\,\text{п}}(3) - \sigma_{z\,\text{п}}(4), \qquad (26)$$

где $\sigma_{z\text{п}}$ (2), $\sigma_{z\text{п}}$ (3), $\sigma_{z\text{п}}$ (4) — прирост осевого напряжения в пояске соответственно по формулам (2), (3) и (4).

Различие прироста $\Delta\sigma_{z\text{п}}$ усиливается с повышением коэффициента трения независимо от параметров деформации и моделей упрочнения (рис. 6). Величина $\Delta\sigma_{z\text{п}}$ (25) при срав-

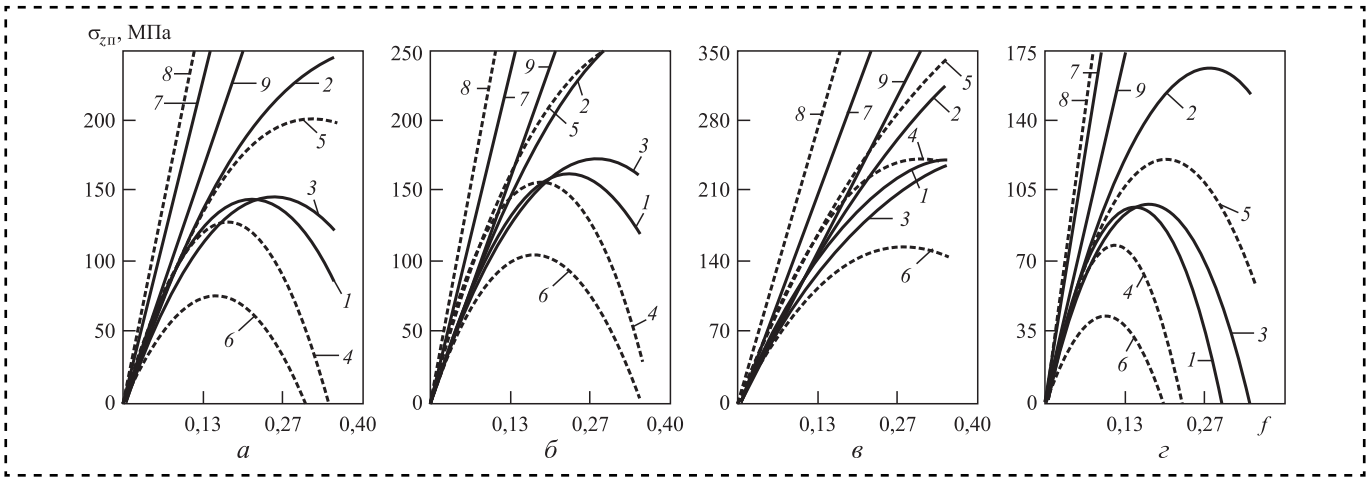


Рис. 5. Зависимость прироста осевого напряжения в пояске от коэффициента трения:
а, *б* — $\mu = 1{,}25$; *в* — $\mu = 1{,}15$; *г* — $\mu = 1{,}35$; *а*, *в*, *г* — модели (17) и (18); *б* — модели (19) и (20); *1—3* — модели упрочнения (17) и (19); *4—6* — модели упрочнения (18) и (20); *1*, *4* — $\alpha = 6°$; $\sigma_q = 0$; *2*, *5* — $\alpha = 12°$; $\sigma_q = 0$; *3*, *6* — $\alpha = 6°$; $\sigma_q = 0{,}25\sigma_{s0}$; *7*, *8* — расчет по формуле (2); *9* — расчет по формуле (3)

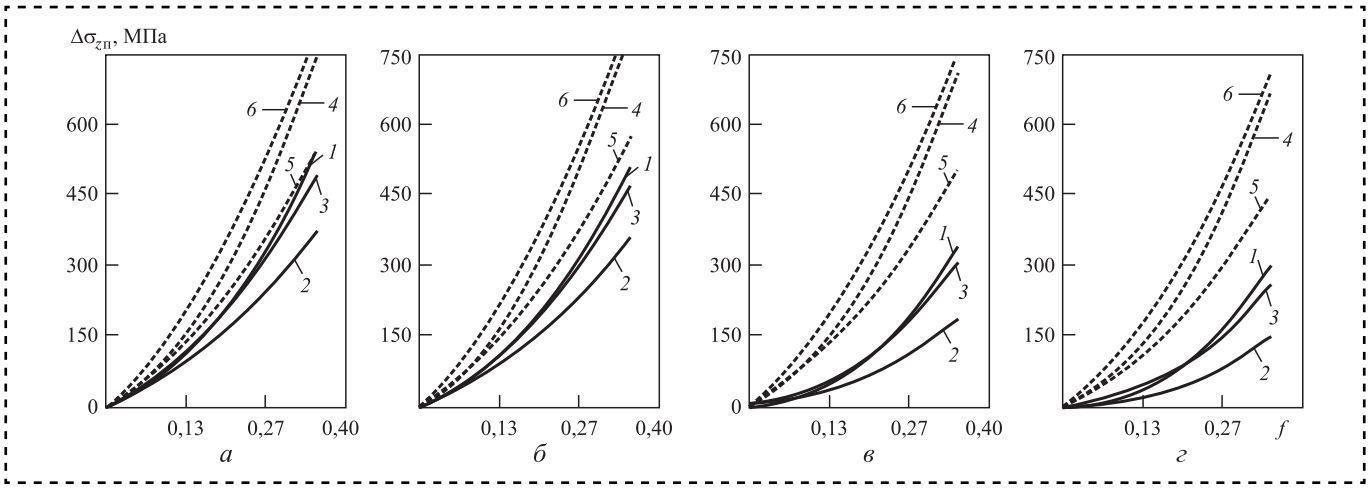


Рис. 6. Разность значений прироста осевого напряжения по формулам (2) и (4) (*а*, *б*), (3) и (4) (*в*, *г*) при коэффициенте вытяжки 1,25 в зависимости от коэффициента трения:
а, *в* — модели упрочнения (17) и (18); *б*, *г* — модели упрочнения (19) и (20); *1—3* — модели упрочнения (17) и (19); *4—6* — модели упрочнения (18) и (20); *1*, *4* — $\alpha = 6°$; $\sigma_q = 0$; *2*, *5* — $\alpha = 12°$; $\sigma_q = 0$; *3*, *6* — $\alpha = 6°$; $\sigma_q = 0{,}25\sigma_{s0}$

нении значений прироста по формулам (2) и (4) больше, чем разность $\Delta\sigma_{z\text{п}}$ (26). Это следует из сравнения соответствующих зависимостей рис. 6, *а*, *б* и рис. 6, *в*, *г*. Кривые *1—3* ниже кривых *4—5*, т.е. различие $\Delta\sigma_{z\text{п}}$ меньше при моделях упрочнения (17) и (19) для стали 12Х18Н10Т с более интенсивным упрочнением. Величина $\Delta\sigma_{z\text{п}}$ меньше при $\alpha = 12°$ и $\sigma_q = 0$ для всех моделей упрочнения (рис. 6, кривые *2* и *5*). При моделях упрочнения (17) и (19) и высоких значениях коэффициента трения $\Delta\sigma_{z\text{п}}$ больше при $\alpha = 6°$ и $\sigma_q = 0$ (кривые 1), а при моделях (18) и (20) степень различия $\Delta\sigma_{z\text{п}}$ выше при действии противонатяжения (рис. 6, кривые *6*).

Зависимости для отношения *Ot* (14) на рис. 7, *а—г* построены при размере пояска $r_\text{к} = L = 1$ мм, а зависимости на рис. 7, *д*, *е* — при удлиненном пояске ($r_\text{к} = 1$ мм, $L = 2$ мм). Интервал варьирования коэффициента трения сузили, чтобы исключить при вычислениях по формуле (14) деления на ноль прироста $\sigma_{z\text{п}}$ осевого напряжения в пояске. С ростом коэффициента трения сначала отношение *Ot* уменьшается, так как повышается прирост $\sigma_{z\text{п}}$ (см. рис. 5). Затем происходит увеличение *Ot*, так как нулевой запас прочности для кривых *4* и *6* моделей (18) и (20) наступает при меньших значениях коэффициента трения (см. рис. 2, *ж*, *з*).

Отношение *Ot* больше при коэффициенте вытяжки 1,35 (см. рис. 7, *г*). При коэффициенте вытяжки 1,15 (см. рис. 7, *в*) и отсутствии противонатяжения прирост $\sigma_{z\text{п}}$ в пояске при обычных его размерах $r_\text{к} = L = 1$ мм сопоставим с приростом $\sigma_{z\text{к}}$ в рабочем конусе. При коэффициенте вытяжки 1,15 и удлиненном пояске, когда его диаметр и длина равны (см. рис. 7, *д*), отношение *Ot* уменьшилось в два раза по сравнению с *Ot* при длине пояска 1 мм (см. рис. 7, *в*). В этом случае прирост $\sigma_{z\text{п}}$ в пояске больше, чем прирост $\sigma_{z\text{к}}$ в рабочем конусе при модели упрочнения (17), отсутствии противонатяжения и коэффициенте трения $f > 0{,}1$ (кривые *1* и *2* рис. 7, *д*). При коэффициенте вытяжки 1,35 (см. рис. 7, *г*, *е*) рост длины *L* пояска с 1 до 2 мм вызвал уменьшение отношения *Ot* в два раза. Данные рис. 7 дают основание для вывода, что с повышением интенсивности упрочнения снижается отношение *Ot*. Кривая *2* при значительном коэффициенте трения ниже других, так как при $\alpha = 12°$ и $\sigma_q = 0$ прирост $\sigma_{z\text{к}}$ осевого напряжения меньше в рабочем конусе.

Зависимости рис. 8 позволяют сравнить прирост осевого напряжения от действия контактного трения в рабочем конусе $\sigma_{\text{тк}}$ (21) и пояске $\sigma_{z\text{п}}$ (4):

$$O_{\text{кп}} = \sigma_{\text{тк}}/\sigma_{z\,\text{п}}. \qquad (27)$$

В формуле (27), как и в формуле для отношения *Ot* (14), прирост $\sigma_{z\text{п}}$ в пояске стоит в знаменателе. При повышенных значениях

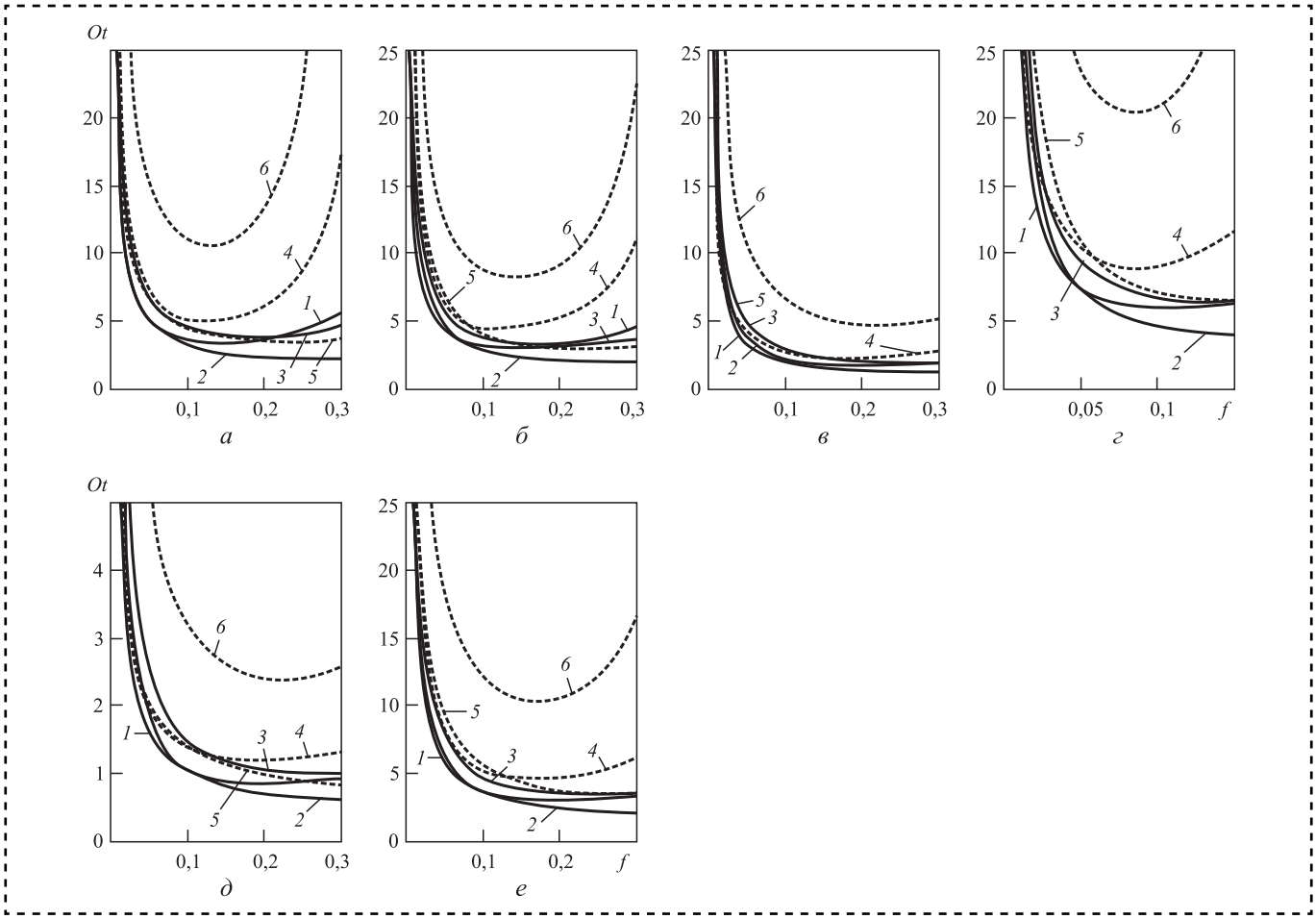


Рис. 7. Отношение *Ot* (14) для значений прироста осевого напряжения в рабочем конусе и пояске волоки в зависимости от коэффициента трения:

а, *б* — μ = 1,25; *в*, *д* — μ = 1,15; *г*, *е* — μ = 1,35; *а*, *в*—*е* — модели упрочнения (17) и (18); *б* — модели упрочнения (19) и (20); *а*—*г* — $r_к = L$ = 1 мм; *д*, *е* — $r_к$ = 1 мм, *L* = 2 мм; *1*—*3* — модели упрочнения (17) и (19); *4*—*6* — модели упрочнения (18) и (20); *1*, *4* — α = 6°; $\sigma_q = 0$; *2*, *5* — α = 12°; $\sigma_q = 0$; *3*, *6* — α = 6°; $\sigma_q = 0{,}25\sigma_{s0}$

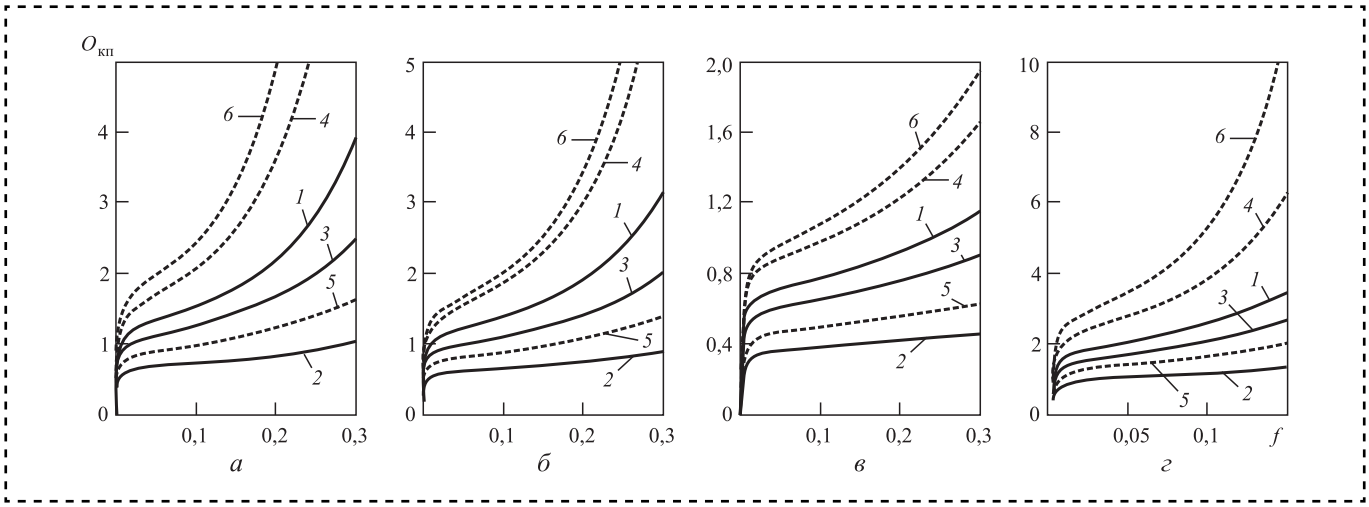


Рис. 8. Отношение $O_{кп}$ (27) в зависимости от коэффициента трения:

а, *б* — μ = 1,25; *в* — μ = 1,15; *г* — μ = 1,35; *а*, *в*, *г* — модели упрочнения (17) и (18); *б* — модели упрочнения (19) и (20); *1*—*3* — модели упрочнения (17) и (19); *4*—*6* — модели упрочнения (18) и (20); *1*, *4* — α = 6°; $\sigma_q = 0$; *2*, *5* — α = 12°; $\sigma_q = 0$; *3*, *6* — α = 6°; $\sigma_q = 0{,}25\sigma_{s0}$

коэффициента трения прирост $\sigma_{z\text{п}}$ по формуле (4) может быть равен нулю. Ограничение верхнего значения коэффициента трения при расчете показателей *Ot* (рис. 7) и $O_{\text{кп}}$ (рис. 8) позволило исключить деление на ноль.

Отношение $O_{\text{кп}}$ с увеличением коэффициента трения повышается при всех принятых моделях упрочнения и параметрах деформации. Прирост $\sigma_{\text{тк}}$ осевого напряжения от контактного трения в рабочем конусе значительно больше, чем прирост $\sigma_{z\text{п}}$ в пояске при коэффициенте вытяжки 1,35 (см. рис. 8, *г*). Линии *1—3* при большей интенсивности упрочнения находятся ниже линий *4—6*. Отсюда следует, что повышение интенсивности упрочнения способствует повышению доли прироста осевого напряжения в пояске от действия силы контактного трения. Отношение $O_{\text{кп}}$ меньше при $\alpha = 12°$ и $\sigma_q = 0$ (см. рис. 8, кривые *2* и *5*) при всех моделях упрочнения. В модели (18) с меньшей интенсивностью упрочнения отношение $O_{\text{кп}}$ наибольшее (линия *6*). Значения отношения $O_{\text{кп}}$ значительно меньше отношения *Ot* (см. рис. 7), так как прирост $\sigma_{\text{тк}}$ осевого напряжения от действия контактного трения меньше полного прироста $\sigma_{z\text{к}}$ (5) осевого напряжения в рабочем конусе. Если на выходе рабочего конуса запас прочности *Z* стремится к нулю, то и прирост $\sigma_{z\text{п}}$ в пояске будет стремиться к нулю, а значения отношений *Ot* и $O_{\text{кп}}$ — к бесконечности.

Выводы

1. Впервые показана зависимость прироста осевого напряжения в калибрующем пояске волоки от модели упрочнения и параметров деформации. С усилением интенсивности деформационного упрочнения повышается напряжение волочения, абсолютный запас прочности, коэффициент запаса прочности, прирост осевого напряжения в пояске и снижается показатель напряженного состояния и отношения $\sigma_{z\text{к}}/\sigma_{z\text{п}}$ для значений прироста осевого напряжения в рабочем конусе и пояске. При коэффициенте вытяжки 1,15 интенсивном упрочнении и коэффициенте трения более 0,1 прирост $\sigma_{z\text{п}}$ осевого напряжения в удлиненном пояске больше, чем прирост $\sigma_{z\text{к}}$ в рабочем конусе (см. рис. 7, *д*).

2. Доля $Д_{\text{тк}}$ прироста осевого напряжения в рабочем конусе от действия контактного трения существенно зависит от коэффициента трения, угла α волочения и напряжения противонатяжения. При отсутствии противонатяжения, $\alpha = 6°$ и коэффициенте трения 0,2 $Д_{\text{тк}} \approx 0{,}5$ (см. рис. 3, кривые *1* и *4*). Под действием противонатяжения отношение $Д_{\text{тк}}$ уменьшилось в большей мере при менее интенсивном упрочнении.

3. Прирост осевого напряжения в пояске по зависимостям (2) и (3) непрерывно увеличивается с ростом коэффициентов вытяжки и трения и не зависит от значений угла волочения и напряжения противонатяжения. По формуле (4) кривые для зависимостей прироста $\sigma_{z\text{п}}$ от коэффициента трения могут иметь максимум. Степень расхождения значений прироста осевого напряжения в пояске по эмпирическим зависимостям (2) и (3) и формуле (4) усиливается с ростом коэффициентов вытяжки и трения, напряжения противонатяжения и уменьшением интенсивности упрочнения материала проволоки и находится в сложной зависимости от угла волочения.

4. Предложена модифицированная формула С.И. Губкина (23), которая учитывает условия деформирования проволоки (прутка) и дает возможность по коэффициенту γ запаса прочности И.Л. Перлина на входе пояска рассчитать прирост осевого напряжения. При $\nu = 0{,}125$ прирост $\sigma_{z\text{п}}$ по формуле (1) при параметрах деформации, принятых при производстве стальной проволоки, значительно занижен, запас прочности $\gamma = 1{,}14$. Дано обоснование использования ν_P (16) = 0...1 для оценки степени запаса прочности материала проволоки.

5. Результаты расчетов показали необходимость учета контактного трения в калибрующем пояске волоки особенно при пониженных степенях деформации в проходе волочения высокопрочной углеродистой проволоки для пружин, канатов и арматуры. В этом случае

силы трения в пояске существенно влияют не только на энергосиловые показатели процесса волочения, но и температуру деформирования [12] и качество проволоки [13].

Библиографический список

1. **Губкин С.И.** Пластическая деформация металлов. Т. 3. М.: Металлургиздат, 1960. 306 с.
2. **Тарнавский А.Л.** Эффективность волочения с противонатяжением. М.: Металлургиздат, 1959. 152 с.
3. **Зыков Ю.С.** Определение максимально допустимых вытяжек при волочении // Сталь. 1998. № 4. С. 54—55.
4. **Осадчий В.Я., Воронцов А.Л.** Формула для расчета напряжения волочения круглых сплошных профилей // Производство проката. 2001. № 6. С. 3—8.
5. **Гурьянов Г.Н.** Расчет прироста осевого напряжения в калибрующем пояске с учетом напряженного состояния круглой заготовки на выходе рабочего конуса волоки // Заготовительные производства в машиностроении. 2012. № 6. С. 34—36.
6. **Гурьянов Г.Н., Железков О.С., Платов С.И., Терентьев Д.В.** Запас прочности и эффективность формоизменения проволоки в зависимости от угла волочения // Изв. вузов. Черная металлургия. 2015. № 1. С. 24—30.
7. **Гурьянов Г.Н.** Влияние величины коэффициента контактного трения на напряженное состояние и запас прочности при волочении круглого сплошного профиля // Трение и смазка в машинах механизмах. 2015. № 11. С. 27—36.
8. **Перлин И.Л., Ерманок М.З.** Теория волочения. М.: Металлургия, 1971. 447 с.
9. **Колмогоров В.Л.** Механика обработки металлов давлением. Екатеринбург: Изд-во УГТУ — УПИ, 2001. 836 с.
10. **Богатов А.А., Мижирицкий О.И., Смирнов С.В.** Ресурс пластичности металлов при обработке металлов давлением. М.: Металлургия, 1984. 144 с.
11. **Гурьянов Г.Н.** Расчет, анализ напряжений, деформаций и запаса прочности при холодном волочении проволоки. Магнитогорск: МГТУ, 2008. 358 с.
12. **Гурьянов Г.Н., Платов С.И., Терентьев Д.А.** Прирост средней температуры в проходе волочения с противонатяжением при разных моделях упрочнения материала проволоки // Производство проката. 2015. № 9. С. 14—22.
13. **Гурьянов Г.Н., Зуев Б.М.** Качество и технологичность волочения проволоки специального назначения // Сталь. 2013. № 3. С. 78—80.

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

УДК 539.4 + 539.2

В.В. Дунаев, *канд. техн. наук*
(Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана),
В.Н. Пучков, *канд. техн. наук (Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН)*
E-mail: puchkov.v.n@bk.ru

Влияние фреттинг-износа болтового соединения с зазором на силу затяжки болта

Проведен анализ механизма передачи внешней нагрузки в болтовом соединении. Установлены основные зоны износа контактируемых поверхностей в условиях фреттинга. Проведен расчет изменения силы затяжки болта при износе сопрягаемых поверхностей. Экспериментально исследовано влияние конструктивных параметров соединения на изменения силы затяжки при статической и циклической нагрузках.

Analysis of mechanism transmission of the external load in the bolting joint is presented. The basic wear zone and the contacting surfaces are represented under fretting. The calculation of changes in the bolt tightening torques when worm of mating surfaces is confirm. The effect of structural changes on the connection parameters tightening force at static and cyclic loads is investigated.

Ключевые слова: болтовые соединения, силы трения, фреттинг-износ, контактное давление, физико-механические свойства материалов, модуль упругости.

Keywords: bolted joint, friction force, fretting-wear, contact pressure, physical-mechanical properties of material, modulus of elasticity.

Затяжка болтов — один из основных факторов повышения долговечности болтовых соединений с зазором [1]. Возникновение фреттинг-износа в зонах контактных давлений существенно изменяет характер зависимости долговечность—сила затяжки.

Цель работы — экспериментальное определение силы затяжки болтов, установленных в пакет с различным зазором при сборке, статическом и циклическом нагружении.

Анализ работы болтовых соединений с зазором показывает, что внешняя нагрузка P, приходящаяся на элемент соединения (рис. 1), передается силами трения T от силы затяжки болта и силы Q, приложенной к стержню болта,

$$P = T + Q. \quad (1)$$

В зависимости от силы затяжки и внешней нагрузки возможны два крайних случая:

— вся нагрузка передается через болт;

— вся нагрузка передается силами трения.

Практически все возможные случаи являются промежуточными между этими крайними случаями. При этом износ на дуге контакта $2\varphi_0$ или по плоским контактным поверхностям является основным фактором уменьшения силы затяжек болта.

В качестве расчетной модели принято затянутое двухсрезное одноточечное болтовое соединение с зазором и нагруженное циклически (см. рис. 1).

Зависимость изнашивания поверхностей контакта сопряженных деталей от контактного давления (силы затяжки) определяется соотношениями:

головка болта — пластина (для поверхности 1-1)

$$U_{\text{г-п}} = U_{\text{г}} + U_{\text{п}} = \left(K_{\text{г}} + K_{\text{п}}\right) p_1^{m1} a_1 f t;$$

пластина — пластина (для поверхности 2-2)

$$U_{\text{п-п}} = 4U_{\text{п}} = K_{\text{п}} p_2^{m2} a_2 f t; \quad (2)$$

шайба — пластина (для поверхности 3-3)

$$U_{\text{ш-п}} = U_{\text{ш}} + U_{\text{п}} = \left(K_{\text{ш}} + K_{\text{п}}\right) p_3^{m3} a_3 f t,$$

где p_1, p_2 и p_3 — среднее контактное давление;

f — частота нагружения;

t — время работы соединения;

a — амплитуда проскальзывания;

K — коэффициент износостойкости.

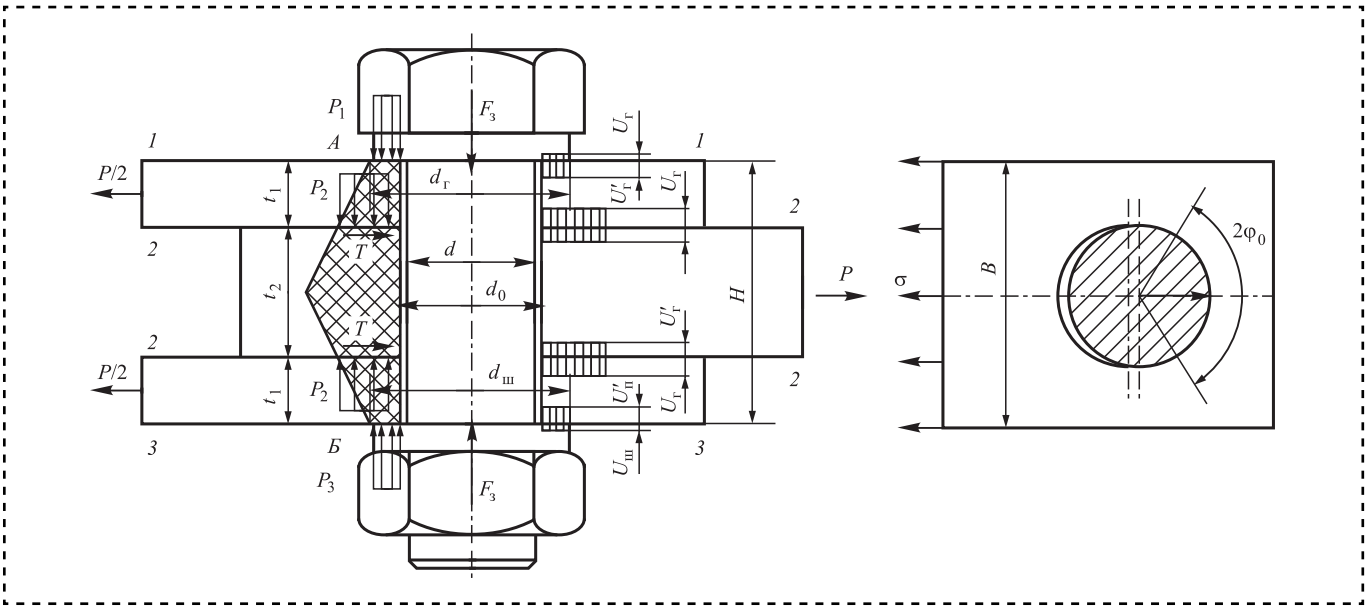


Рис. 1. Болтовое соединение с зазором, нагруженное циклической нагрузкой

Контактное давление зависит от силы затяжки болта $\sigma_з$ и площади контакта соответствующей поверхности $A_к$ конуса давления

$$p = \sigma_3 A_0 / A_к, \tag{3}$$

где A_0 — площадь стержня болта.

Износ элементов болтового соединения приводит к снижению напряжения затяжки болта на $\Delta\sigma_з$ [2]:

$$\Delta\sigma_з = \frac{U_t}{\left(\lambda_б + \lambda_д\right) A_0}, \tag{4}$$

где U_t — текущий износ контактирующих поверхностей;

$\lambda_б$ — осевая податливость болта;

$\lambda_д$ — осевая податливость соединяемых деталей.

Текущее напряжение затяжки болта при изнашивании элементов соединения

$$\sigma_{зt} = \sigma_{з0} - \Delta\sigma_з = \sigma_{з0} - \frac{U_t}{\left(\lambda_б + \lambda_д\right) A_0}, \tag{5}$$

где $\sigma_{з0}$ — исходное напряжение затяжки.

Для анализа процесса изменения напряжения затяжки болтового соединения рассмотрим случай линейного закона изнашивания при $m = 1$, $K_г = K_ш = K$ и $K_п = K_1$:

$$\sigma_{зt} = \sigma_{з0} - \sigma_{зt} ft(Ba_1 + Ca_2), \tag{6}$$

где $B = \dfrac{2}{\left(\lambda_б + \lambda_д\right)} \dfrac{\left(K + K_1\right)}{A_{K1}}$; $C = \dfrac{4}{\left(\lambda_б + \lambda_д\right)} \dfrac{K_1}{A_{K2}}$.

Приняв во внимание $N = ft$, найдем

$$\sigma_{зt} = \frac{1}{\left(Ba_1 + Ca_2\right)} \frac{\sigma_{з0}}{\left(1 + N\right)}. \tag{7}$$

Напряжение затяжки при циклическом изнашивании элементов соединения изменяется по гиперболическому закону от числа N циклов нагружения.

Несмотря на известные расчетные методы определения износа сопряжения [3], более надежная оценка износа может быть получена экспериментально. Экспериментальное исследование изменения силы затяжки болтов выполняли на одноточечном одно- и двухсрезном болтовом соединении из алюминиевого сплава Д16Т. В процессе эксперимента варьировали следующие конструктивно-технологические параметры:

1) толщину пластин (2 + 2) мм и (5 + 5) мм в односрезном соединении; (2 + 4 + 2) и (5 + 10 + 5) мм в двухсрезном соединении;

2) исходную силу затяжки $P_{з0}$ = 15 и 30 кН;

3) диаметральный зазор: $\Delta_з$ = 0; 1 и 5 %.

Силу затяжки болта контролировали с помощью тензодатчиков, наклеенных на втулку, установленную на стержень болта под гайкой.

В результате исследования изучена кинетика изменения силы затяжки, что является необходимым этапом при разработке методов расчета болтовых соединений с зазором. При выдержке соединения в течение 170 и 720 ч при нормальной температуре сила затяжки уменьшилась на 1,3 и 5 % при исходной силе затяжки 15 кН и на 1,7 и 8 % при силе 25 кН. Это связано с взаимным влиянием процесса ползучести сплава при комнатной температуре [4] и деформациями контактных поверхностей сопрягаемых деталей [2].

Снижение исходной силы затяжки наблюдали при сдвиге пластин в односрезном соединении от 3,7 до 6 % и от 4 до 9 % для пакета толщиной (2 + 2) мм и (5 + 5) мм соответственно. Это связано с самоотвинчиванием соединения при совместном действии двух моментов: момента, передаваемого трением на головку болта и момента, обусловленного эксцентриситетом приложения нагрузки. Поэтому с увеличением толщины пакета возрастает момент отвинчивания и, как следствие, снижается сила затяжки.

Испытания односрезных соединений ((5 + 5) мм) при циклической нагрузке ($\sigma_{max}^{бр}$ = 120 МПа) показали снижение силы предварительной затяжки $P_з$ = 15 кН при первом цикле нагружения на 9 и 12 % при числе $N = 5 \cdot 10^3$ циклов. При $N > 5 \cdot 10^3$ снижения силы затяжки не происходит. На отдельных образцах снижение силы затяжки достигало 20 %.

На рис. 2 приведены зависимости силы затяжки болтов в двухсрезном соединении (5 + 10 + 5 мм) с зазором $\Delta_з$ = 5 % от числа N циклов нагружения при износе соединения (кривая *1* и *2*) и схватывании пластин (кривая *3*). Испытания проведены при знакопеременной нагрузке $\sigma_{max}^{бр}$ = ±35 МПа.

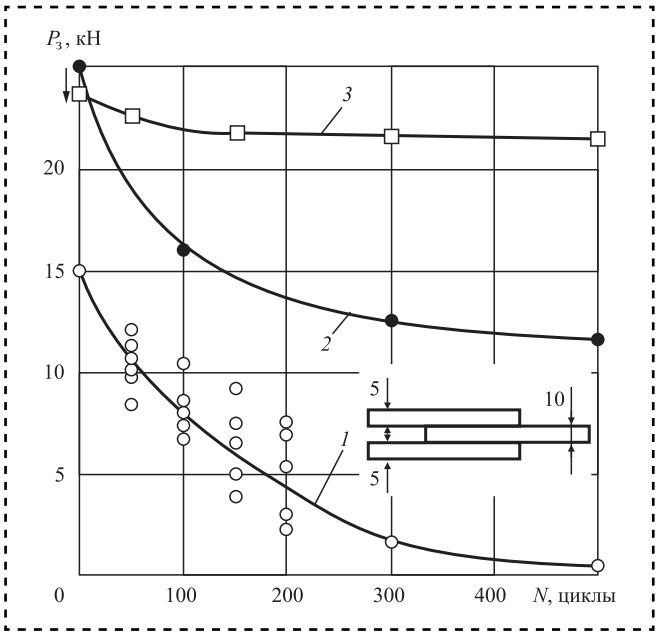


Рис. 2. Зависимости силы затяжки болтов в двухсрезном соединении (5 + 10 + 5 мм) с зазором $\Delta_з$ = 5 % от числа *N* циклов нагружения при износе соединения (кривая *1* и *2*) и схватывании пластин (кривая *3*)

Факторы уменьшения силы затяжки болтов (см. рис. 2):

начальный сдвиг пластин на величину диаметрального зазора (линия 4);

незначительный износ контактных поверхностей и последующее схватывание (адгезия) пластин — контакт однородных металлов (кривая *3*);

интенсивное изнашивание пластины под головкой болта — контакт разнородных металлов (кривые *1* и *2*).

В процессе схватывания (адгезии) однородных металлов на ранней стадии фреттинга наблюдается существенное уменьшение силы затяжки при увеличении числа N циклов нагружения [5]. Причем при силе предварительной затяжки $P_{з\,пр}$ = 15 кН остаточная сила исчезает совсем, а при $P_{з\,пр}$ = 25 кН она уменьшается на 50 %.

Результаты экспериментов свидетельствуют также о существенном влиянии диаметрального зазора на остаточную силу затяжки болта в двухсрезном соединении в условиях фреттинг-износа при N = 100 циклов (рис. 3).

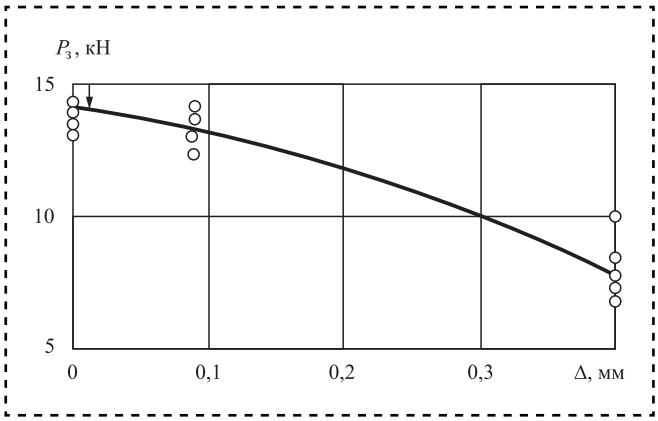


Рис. 3. Влияние диаметрального зазора на изменение остаточной силы затяжки двухсрезного соединения при N = 100 циклов нагружения

Следовательно, меняя характер посадки болта, можно добиться эффективного повышения долговечности соединения с зазором путем стабилизации силы затяжки.

Библиографический список

1. **Ярковец А.И., Фирсов В.А.** Влияние усилия затяжки на повышение выносливости болтовых соединений, работающих на срез // Авиационная промышленность, 1966. № 9.

2. **Биргер И.А., Иосилевич Г.Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.

3. **Проников А.С.** Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978. 592 с.

4. **Горынин И.В., Чечулин Б.Б.** Титан в машиностроении. М.: Машиностроение, 1990. 400 с.

5. **Уотерхауз Р.Б.** Фреттинг-коррозия / пер. с англ. Л.: Машиностроение, 1976. 272 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: **sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru.**
Телефон редакции журнала: 8 (499) 269-54-98, факс: 8 (499) 268-48-97.
Технический редактор *Патрушева Е.М.* Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 07.06.2016. Подписано в печать 03.08.2016. Формат 60 × 88 1/8.
Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Адвансед солюшнз". Сайт: **www.aov.ru**
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.