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 ПО ГРУППАМ НАУЧНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ: 01.02.00 – МЕХАНИКА, 05.02.00 – МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ, 05.04.00 – ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ, 05.05.00 – ТРАНСПОРТНОЕ, ГОРНОЕ И СТРОИТЕЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

2018 Том 19 / 12 (221)

СОДЕРЖАНИЕ

Технологичность конструкции

Субханкулов Р.М., Игнатов А.В. Разработка классификации полимерных изделий переменного сечения 531

Технологическая оснастка для сборки

Розинов А.Я., Бескровный А.Ю. Повышение эффективности механизации стапельной сборки путем конструктивно-технологического изменения схемы силового действия средств ее выполнения 537

Сборка с использованием клеев

Игнатов А.В., Герасимов Н.В. Методический подход к расчету прочностных характеристик металлополимерного соединения 543

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Хорошевский М.Д., Полежаев Н.В., Матвеенко Д.С., Кристаль М.Г. Новые средства прецизионного измерения отверстий в корпусных деталях для селективной сборки 548

Трение и смазка в машинах и механизмах

Бардушкин В.В., Сычев А.П., Кочетыгов А.А., Карташов Д.А. Моделирование эксплуатационных упругих свойств капсулированных трибокомпозитов с учетом разброса значений относительных размеров микрокапсул 552

Шишкарев М.П. Совершенствование адаптивной фрикционной муфты первого поколения 558

В помощь конструктору, технологу

Березин С.Я. Групповые методы в анализе схем базирования крепежных резьбовых деталей при автоматической сборке 565

Буланов Э.А., Садовская Е.В. К расчетам на устойчивость 570

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индекс по каталогу "Пресса России" — **84967**) или непосредственно в издательстве

Тел.: 8 (499) 269-54-98, 269-54-96

E-mail: sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru

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

Председатель редакционного совета

В.И. КОЛЕСНИКОВ, *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.
Е.А. МИКРИН, д.т.н., акад. РАН
Б.В. ШАНДРОВ, к.т.н., проф.
А.Г. ХОЛОДКОВА, к.т.н., проф.

Региональные редсоветы

БРЯНСК

О.А. ГОРЛЕНКО, д.т.н., проф.

ВЛАДИВОСТОК

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

ВОЛГОГРАД

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

НИЖНИЙ НОВГОРОД

С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

ОРЕЛ

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

ОРЕНБУРГ

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

ПЕРМЬ

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

РОСТОВ-НА-ДОНУ

А.А. РЫЖКИН, д.т.н., проф.

РЫБИНСК

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

САМАРА

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

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

ТОМСК

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

ТУЛА

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

ХАБАРОВСК

В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф.

Беларусь

МИНСК

В.Л. 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 РОСКОМНАДЗОРе. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС 77-63953 от 09.12.2015 г.

© Издательство "Инновационное машиностроение", "Сборка в машиностроении, приборостроении", 2018

THE MONTHLY JOURNAL FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

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

THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY RF FOR DISSERTATION PUBLICATION BY GROUPS OF SCIENTIFIC SPECIALTIES: 01.02.00 — MECHANIC, 05.02.00 — MECHANICAL ENGINEERING AND MACHINE SCIENCE, 05.04.00 — POWER, METALLURGICAL AND CHEMICAL MECHANICAL ENGINEERING, 05.05.00 — TRANSPORT, MINING AND CONSTRUCTION MECHANICAL ENGINEERING

2018 Vol. 19 **12 (221)**

CONTENTS

Manufacturability of a construction

Subkhankulov R.M., Ignatov A.V. Development of classification of polymeric products with complex variable cross-sections 531

Technological equipment for assembly

Rozinov A.Ya., Beskrovniy A.Yu. Increase the efficiency of mechanization of stack assembly by constructive-technological change of the scheme of force action of meansits implementation 537

Assembly with use glue

Ignatov A.V., Gerasimov N.V. Methodical approach to calculation of strength characteristics of metal-polymer compound 543

Quality assurance. Testing. Monitoring

Khoroshevskiy M.D., Polezhaev N.V., Matveenko D.S., Kristal M.G. New means of precision measurement of holes in casing details for selective assembly 548

Friction & lubrication in machines and mechanisms

Bardushkin V.V., Sychev A.P., Kochetygov A.A., Kartashov D.A. Simulation of effective elastic properties of encapsulated tribocomposites with spread of values of relative sizes of microcapsules 552

Shishkarev M.P. Adaptive friction the coupling of the first generation 558

Industrial and design engineer's aid

Berezin S.Ya. Group methods in the analysis of schemes based threaded parts in automatic assembly 565

Bulanov E.A., Sadovskaya E.V. To calculation for the stability 570

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

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

Editors

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

Regional editors

BRIANSK
O.A. GORLENKO
VLADIVOSTOK
Yu.N.KULSHIN
A.A. SUPONIA
VOLGOGRAD
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
NIZHNY NOVGOROD
S.V. GOLUBEV
OREL
Yu.S. STEPANOV
G.A. KHARLAMOV
ORENBURG
A.N. POLYAKOV
A.I. SERDUK
A.P. FOT
PERM
S.M. BELOBORODOV
V.F. MAKAROV
ROSTOV-ON-DON
A.A. RYZHKIN
RYBINSK
V.F. BEZIAZYCHNYI
V.V. NEPOMILUEV
A.N. SEMENOV
SAMARA
Yu.A. VASHUKOV
M.A. EVDOKIMOV
ST.-PETERSBURG
E.V. SHALOBAEV
TOMSK
A.V. KOLUBAEV
V.E. PANIN
TULA
A.A. MALIKOV
V.V. PREYS
KHABAROVSK
V.I. SCHPORT
Belarus
MINSK
V.L. BASINJUK
M.L KHEIFETZ
GOMEL
V.E. STARZHINSKI
Ukraine
KIEV
A.S. ZENKIN
V.A. MATVIENKO
DONETSK
A.N. MIKHAILOV
Poland
P. LEBKOVSKI
E. LUNARSKII

Executive editors of current issue:
E.M. NUZHDINA, I.M. GLIKMAN

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

© "Innovative Mashinostroenie" Publishers, "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2018

УДК 621.792

Р.М. Субханкулов, А.В. Игнатов, *канд. техн. наук*
(Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана)
E-mail: subtem@rambler.ru, avlig@yandex.ru

Разработка классификации полимерных изделий переменного сечения

В результате анализа конструктивно-технологических особенностей полимерных изделий переменного сечения выявлены основные параметры, характеризующие сложную конфигурацию и влияющие на выбор технологического метода их изготовления. Разработана классификация элементов переменного сечения. Совокупность элементов представленной классификации включает в себя большинство машиностроительных изделий переменного сечения и может быть эффективно использована для создания автоматизированной системы принятия обоснованного решения при выборе технологического метода изготовления.

The main parameters characterizing the complex configuration and influencing the choice of the technological method for their manufacture were identified by the analysis of the structural and technological characteristics of polymer products. The classification of elements of variable cross-section is developed. Elements of the presented classification include the majority of engineering solutions and can be effective used for creating an automated system for making informed decisions when choosing the technological method of production.

Ключевые слова: полимер, технология, машиностроение, клеевая сборка, композиционные материалы, профильные изделия, лопасть, гребной винт, лопатка турбины, технологическая подготовка производства.

Keywords: polymer, technology, engineering, glue assembly, composite materials, profile products, blade, propeller, turbine blade, technological preparation of production.

В современном высокотехнологичном производстве внедрение новых материалов и машиностроительных технологий позволяет своевременно отвечать на возрастающие требования по повышению эффективности использования машин. Многочисленные исследования в области создания конструкций из полимерных композиционных материалов свидетельствуют о том, что изготавливаемые из них изделия обладают высокими показателями прочности, ресурса, надежности, весового качества, превышающими соответствующие показатели предметов труда, полученных из известных природных материалов.

Особое место в современном производстве занимают полимерные материалы, армированные непрерывными волокнами. Главная особенность таких конструкционных материалов — возможность изготовления изделий с заранее известными свойствами, наиболее полно отвечающими характеру и условиям его работы. Передовое наукоемкое производство в настоящее время характеризуется умением эффективно управлять прочностными и деформационными характеристиками изделий за счет обеспечения оптимального направления укладки армирующего наполнителя относительно главных напряжений, возникающих при эксплуатации. Техническая возможность осуществлять направленную укладку упрочняющего волокна — важнейшая характеристика современного технологического оборудования.

На данном этапе существует целый ряд изделий, дальнейшее развитие которых возможно только с применением полимерных ком-

позиционных материалов и грамотного использования описанных выше особенностей. К ним относятся: лопасти несущих и рулевых винтов вертолетов, лопасти винтов легкомоторных самолетов, гребные винты судов, лопатки турбин, сложные корпусы, каркасы, панели.

Несмотря на значительные различия описанных изделий, можно выделить несколько важных общих конструктивных особенностей. Во-первых, изделия переменного сечения представляют собой сложную многослойную оболочку, конфигурация которой образуется набором изменяющихся вдоль некоторой кривой характерных профилей. Формы характерного профиля и образующей обусловлены эксплуатационным назначением. Во-вторых, наружная поверхность изделий является одновременно несущей и рабочей поверхностью, и предназначена для изменения параметров рабочей среды. Одно из измерений изделий значительно превышает два остальных из-за наличия выраженной образующей сложной пространственной формы.

Представленные изделия ответственные и дорогостоящие. Их качественные характеристики во многом определяют показатели эффективности и надежности машины в целом. Условия эксплуатации таких изделий характеризуются как тяжелые, работа изделий на всем цикле эксплуатации связана с влиянием агрессивных рабочих сред, повышенными знакопеременными нагрузками, интенсивным износом. В современных условиях изделия переменного сечения изготавливают в рамках специализированных производств предприятий соответствующей отрасли с мелкосерийным и серийным типами производства. Геометрические размеры изделий 100...10 000 мм, масса 0,2...100 кг.

Несмотря на возрастающий интерес к применению полимерных материалов при изготовлении изделий переменного сечения в современном производстве ощущается острая нехватка обмена передовым опытом между ведущими научными и производственными центрами. Изготовление из полимерных материалов продукций определенного назначения и конкурентная борьба за лидерство в данных областях диктуют закрытость научных исследований и результатов по внедрению в производство.

Так, в современном производстве существуют значительные различия применяемых технологических методов и особенностей изготовления указанных изделий. Анализ научно-технической литературы, аккумулирующей достижения в различных отраслях промышленности, не выявил общепринятой методики по эффективному и обоснованному выбору технологического метода изготовления изделий переменного сечения. Отсутствие такой методики приводит к длительному и трудоемкому поиску технологом рационального метода, а ошибочный выбор — к значительным затратам на этапе производства. Кроме того, в условиях современного многономенклатурного мелкосерийного производства приходится решать эту задачу каждый раз при подготовке производства нового типоразмера продукции. Внедрению в производство автоматизированных систем по выбору оптимального технологического метода предшествует выявление и глубокий анализ конструктивно-технологических особенностей полимерных изделий переменного сечения, обобщение передового опыта по их изготовлению различными методами.

Учитывая значительные конструктивные различия указанных изделий, можно выявить ряд общих требований, предъявляемых к ним при изготовлении.

1. *Требования, предъявляемые к точности получаемой геометрической формы изделий.*

Усложнение геометрической формы изделий переменного сечения обусловлено решением задач повышения эффективности использования машин. Получение при производстве сложной конфигурации изделий, с высокой степенью точности соответствующих расчетной математической модели, приоритетная задача. Усложнение, а также повышение точности геометрической формы изделий переменного сечения достигаются ценой значительного увеличения себестоимости и трудоемкости изготовления.

В современных условиях при изготовлении изделий переменного сечения допустимое отклонение от заданной конфигурации составляет 0,2...0,3 мм по всему сложному профилю изделий.

2. *Требования, предъявляемые к качеству наружной рабочей поверхности изделия.*

На наружной рабочей поверхности изделий не допускается наличие трещин, задиров, раковин, отслоений. Данные дефекты приводят к появлению концентраторов напряжений, снижают расчетные прочностные и динамические характеристики.

3. *Требования, предъявляемые к составу, ориентации и конфигурации каждого из слоев многослойной конструкции и к его монолитной структуре.*

Состав, ориентация и конфигурация каждого из слоев многослойной конструкции определяют деформационное поведение и напряженное состояние изделия. Несбалансированность структуры приводит к изменению напряженного состояния конструкции и появлению деформаций, несвойственных данному виду нагружения и недопустимых при эксплуатации. Несбалансированность часто возникает вследствие технологических факторов на этапе сборки изделия, вследствие отклонений отдельных слоев от заданного расположения, что приводит к изменению напряженного и деформированного состояний. Величина изменений зависит от значений и направлений отклонений углов укладки, числа слоев, характера нагружения и граничных условий.

Анализ технических требований, предъявляемых к изделиям переменного сечения, позволяет выявить ряд важнейших технологических задач, которые необходимо решать при их изготовлении.

1. Получение заданной пространственно сложной конфигурации изделия и точности геометрических размеров. Вследствие неэффективности механической обработки многослойных полимерных изделий по сложному профилю, приводящей к нарушению целостности упрочняющего наполнителя, рационально выбранный метод должен обеспечить заданные требования как по точности геометрических параметров, так и качеству получаемой наружной поверхности изделия.

2. Исследование и выбор рациональной схемы технологического членения сложной конфигурации на отдельные простейшие элементы, выработка вариантов решений по сборке многослойной многоэлементной заготовки, обеспечение при сборке заданного состава, ориентации каждого из слоев, их взаимного расположения, а также равной напряженности.

При решении второй основной технологической задачи следует шире смотреть на традиционные постулаты сборки. Это необходимо, так как при сборке полимерных изделий переменного сечения применяются не классические детали, а раскроенные разнородные материалы, свойства которых, как и геометрические размеры, и форма значительно изменяются в процессе изготовления.

Выявленные технологические задачи подтверждают факт первостепенности тщательного анализа сложной конфигурации изделий переменного сечения. В результате такого анализа должны быть обнаружены связи между особенностями комплексной конфигурации изделий и возможностями применяемых методов. Форма изделия в конструкции начинает диктовать требования к технологическому процессу изготовления изделия.

В связи с большим разнообразием изделий переменного сечения, в целях анализа их конструктивно-технологических особенностей, выявлены основные параметры, характеризующие их сложную пространственную конфигурацию и влияющие на выбор технологического метода изготовления.

К таким параметрам можно отнести:

— вид характерного сечения. Данный параметр обычно определяет эксплуатационное предназначение изделия. Именно вид характерного сечения позволяет отличить аэродинамический профиль крыла или лопасти, лопатки турбины или гребного винта.

Различают элементы с выпукло-выпуклым профилем, выпукло-вогнутым, вогнуто-вогнутым, узким характерным профилем;

— характер оси образующей. Анализ технологических решений, которые эффективны для изделий с прямой образующей, показал, что они могут быть неприменимы для изделий с криволинейной осью;

— крутка характерных сечений, т. е. изменение по радиусу углов установки характерных сечений относительно некоторого базового. Наиболее технологичными явля-

ются изделия без крутки. Наличие сложной переменной крутки характерных сечений часто приводит к необходимости значительно усложнять применяемую оснастку, делать ее многосоставной, разборной либо одноразовой разрушаемой;

— изменение характерного сечения. Этот параметр чаще всего характеризует форму изделия в плане. Наиболее простая форма изделий соответствует неизменяющемуся характерному сечению.

На основании представленных параметров разработали классификацию элементов переменного сечения (рис. 1), предназначенную для описания их конструктивно-технологических особенностей.

Совокупность элементов представленной классификации образует конечное четырехмерное пространство и описывает большинство машиностроительных изделий переменного сечения.

В соответствии с современными тенденциями в целях выгодного использования выявленных закономерностей в основе автоматизированной системы принятия решения по выбору технологического метода изготовления полимерных изделий переменного сечения разработана четырехразрядная система кодирования элементов переменного сечения (рис. 2).

Внедрение такой системы в производство позволит:

— уменьшить затраты на технологическую подготовку производства, ускоряя принятие технологом обоснованного решения по выбору оптимального технологического метода изготовления полимерных изделий переменного сечения;

— повысить качество принятых решений за счет выбора оптимального метода среди большого количества вариантов. Вариативность обеспечивается за счет аккумулирования в выявленных зависимостях передового опыта различных отраслей промышленности.

Сложная конфигурация изделия переменного сечения может быть представлена конеч-

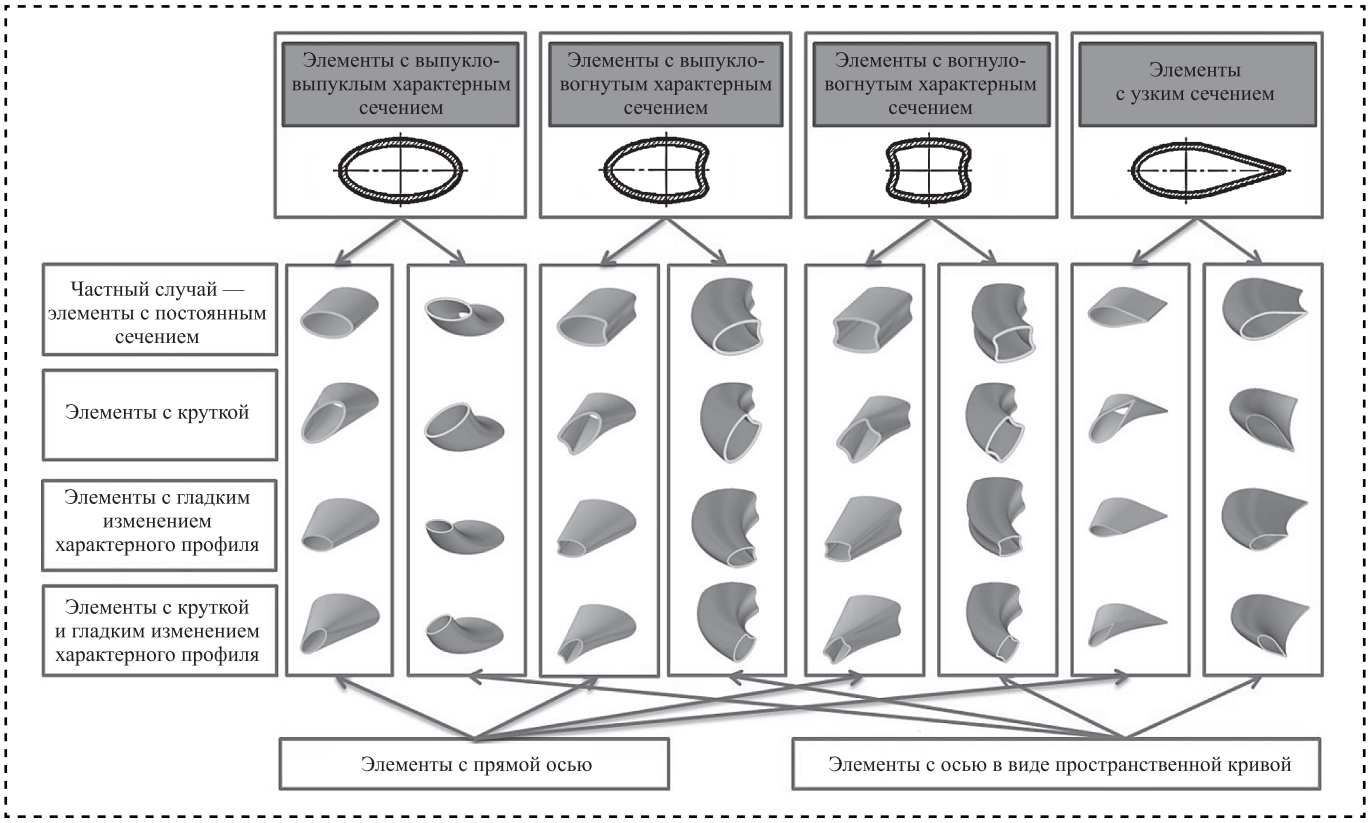


Рис. 1. Классификация элементов переменного сечения

Вид характерного сечения X.*.*.*	Характер оси *.X.*.*			
	Прямая ось *.1.*.*		Ось в виде пространственной кривой *.2.*.*	
	С круткой *.1.1.0	С гладким изменением характерного сечения *.1.0.1	С круткой *.2.1.0	С гладким изменением характерного сечения *.2.0.1
	В совокупности *.1.1.1		В совокупности *.2.1.1	
Выпукло-выпуклый профиль 1.*.*.*	1.1.0.0		1.2.0.0	
	1.1.1.0	1.1.0.1	1.2.1.0	1.2.0.1
	1.1.1.1		1.2.1.1	
Выпукло-вогнутый профиль 2.*.*.*	2.1.0.0		2.2.0.0	
	2.1.1.0	2.1.0.1	2.2.1.0	2.2.0.1
	2.1.1.1		2.2.1.1	
Вогнуто-вогнутый профиль 3.*.*.*	3.1.0.0		3.2.0.0	
	3.1.1.0	3.1.0.1	3.2.1.0	3.2.0.1
	3.1.1.1		3.2.1.1	
Узкий профиль 4.*.*.*	4.1.0.0		4.2.0.0	
	4.1.1.0	4.1.0.1	4.2.1.0	4.2.0.1
	4.1.1.1		4.2.1.1	

Примеры использования системы кодирования элементов переменного сечения:

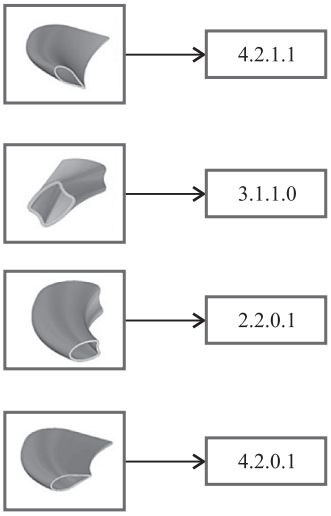


Рис. 2. Четырехразрядная система кодирования элементов переменного сечения с примерами ее использования

ным множеством типовых конструктивных элементов (см. рис. 1). Принцип технологического членения, заложенный в классификации, соответствует одной из выявленных выше основных технологических задач.

Кроме того, нетрудно заметить, что описанные принципы не противоречат исторически сложившимся конструктивным особенностям. Так, у изделий переменного сечения, таких как лопасти, винты, лопатки, конструктивное членение шло неразрывно с технологическим. Очевидно, что такие элементы изделий, как, например, комель, перо и законцовка, значительно отличающиеся конструктивно, требуют выработки разных технологических решений. Задачи получения высокого качества изделий на каждом из этих элементов требуют отработки специальных условий для них в отдельности.

Предлагаемая методика позволяет развить исторически сложившиеся особенности, производя технологическое членение, где в основе бы лежала форма элемента, которая диктуется эксплуатационными свойствами (рис. 3). В отличие от принципа дифференциации, характерного для классических природных материалов, когда рассматриваются отдельно технологические процессы изготовления составных частей, развитие современных технологий и применение полимерных материалов при из-

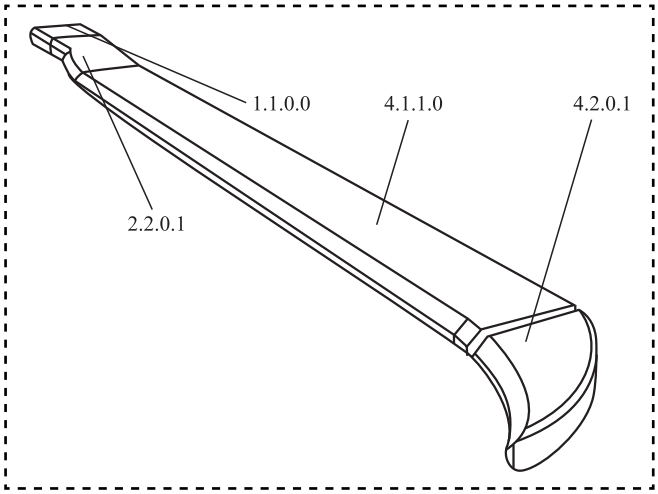


Рис. 3. Выявление элементов переменного сечения в лопасти несущего винта вертолета с указанием кода элемента

готовлении изделий переменного сечения позволяют рассматривать интегральные процессы изготовления.

Разработанная классификация, по мнению авторов статьи, позволяет на стадии отработки конструкции изделия переменного сечения на технологичность проводить анализ сложных конструктивных решений, выявлять типовые конструктивные элементы, для которых разработаны и оптимизированы типовые технологические решения. При этом выработка элементарных типовых решений не требует значительных материальных и трудовых затрат, а ее результаты применимы при изготовлении изделий широкой номенклатуры.

Внедрение системного подхода к решению задач по изготовлению изделий переменного сечения позволит значительно снизить себестоимость и трудоемкость, сократить время, необходимое на технологическую подготовку производства, создать условия для достижения общего высокого технического уровня производств различных отраслей отечественной промышленности.

Библиографический список

1. **Басин В.Е.** Адгезионная прочность. М.: Химия, 1981. 192 с.
2. **Басов Н.И., Казанков Ю.В., Любартович В.А.** Расчет и конструирование оборудования для производства и переработки полимерных материалов. М.: Химия, 1986.
3. **Головкин Г.С.** Проектирование технологических процессов изготовления изделий из полимерных материалов: учебное пособие для студентов вузов. М.: Химия, КолосС, 2007. 399 с.
4. **Герасимов С.Б.** Разработка полимерных композиционных материалов для изготовления крупногабаритных сложнопрофильных изделий методом автоматизированной выкладки: дис.... канд. техн. наук. М.: МГУИЭ, 2000. 101 с.
5. **Демин Ф.И., Проничев Н.Д., Шитарев И.Л.** Технология изготовления основных деталей газотурбинных двигателей: учебник / под. общ. ред. Ф.И. Демина. Самара: Изд-во СГАУ, 2012.
6. **Дятченко С.В., Иванов А.П., Полищук Л.И.** Технология изготовления корпусов судов из полимерных композиционных материалов: учебное пособие для вузов. Калининград: Изд-во КГТУ, 2003.
7. **Крысин В.Н., Крысин М.В.** Технологические процессы формования, намотки и склеивания конструкций. М.: Машиностроение, 1989. 240 с.
8. **Резниченко В.И.** Изготовление лопастей вертолетов из неметаллических материалов: учебное пособие / под ред. А.Л. Абибова. М.: Изд-во МАИ, 1977. 33 с.
9. **Соловьев П.В.** Прочность стержневых элементов конструкций из слоистых композитов с учетом их структуры: дис. ... канд. техн. наук. Уфа: УГАТУ, 2016. 157 с.

Читайте в следующем номере:

Исмагилов Ф.Р., Вавилов В.Е., Уразбахтин Р.Р., Веселов А.М., Минияров А.Х. Сферический генератор

Хунузиди Е.И., Благовещенский Д.И. Управление качеством изделий, используемых в сборочном производстве

Крыхтин Ю.И., Карлов В.И. Разработка дисковых остановочных тормозов с металлокерамическими дисками в трансмиссиях гусеничных машин и математическая модель нагружения фрикционного материала

Шишкарев М.П. Синтез и анализ адаптивной фрикционной муфты с раздельными узлами трения

Ноженков М.В. Постоянная тонкой структуры и вихревой рост кристаллов

УДК 629.12

А.Я. Розинов, *д-р техн. наук,* **А.Ю. Бескровный**
(ОАО "Корпорация оборонные технологии", Санкт-Петербург)
Тел. 8(812) 532-7742

Повышение эффективности механизации стапельной сборки путем конструктивно-технологического изменения схемы силового действия средств ее выполнения

Проанализированы недостатки механизации стапельной сборки, выполняемой с применением домкратов пневмогидравлического и пневмомеханического действия. Проведено сравнение трудозатрат применения традиционных средств сборки и средств механизации для выполнения соединений наружной обшивки. Дана оценка соответствия массогабаритных характеристик существующих средств механизации стапельной сборки требованиям физиологии ручного труда. Рассмотрены особенности конструкции средств механизации пневмогидравлического и пневмомеханического действия и возможность конструктивно-технологического изменения их схемы силового действия. Представлены принципиальная схема и составные части специализированного средства механизации стапельной сборки и технология его применения для выполнения соединений наружной обшивки.

The demerits of mechanization of the stack assembly performed with the use of jacks of pneumohydraulic and pneumomechanical action are analyzed. Comparison of labor costs of application of traditional means of assembly and means of mechanization for performance of connections of the outer skins carried out. The estimation of conformity of mass-dimensional characteristics of the existing means of mechanization of stack assembly to the requirements of the physiology of manual labor is given. Features of a design of means of mechanization of pneumohydraulic and pneumomechanical action and a possibility of constructive and technological change of their scheme of power influence are considered. The basic scheme and components of the specialized means of mechanization of the stack assembly and the technology of its application for making joints of the outer skins are presented.

Ключевые слова: силовые приводы, универсальность применения, Г-образные временно приваренные скобы, сборочные клинья, винтовые прижимы, трудозатраты, сборка, установка, удаление, зачистка остатков сварных швов, подварка, физиология труда, принципиальная схема, составные части, специализированное средство механизации.

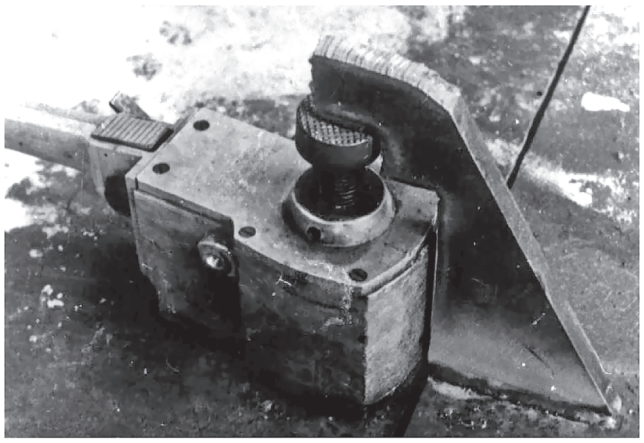
Keywords: power drives, universality of application, L-shaped temporarily welded staples, assembly wedges, screw clips, labor cost, assembly, insertion, removal, cleaning of welds residues, welding, physiology of work, schematic diagram, components, specialized means of mechanization.

В отечественном судостроении при постройке корпусов судов на стапеле для исключения тяжелого ручного труда используют серию средств механизации пневмогидравлического и пневмомеханического действия. Стоимость этих средств механизации существенно превышает стоимость традиционно применяемого сборочного инструмента типа сборочных клиньев, скоб для сборки и правки с одним или несколькими нажимными винтами. Подобные средства механизации — это силовые приводы, работающие в паре с комплексом специально разработанных приспособлений, чем обеспечивается универсальность их применения.

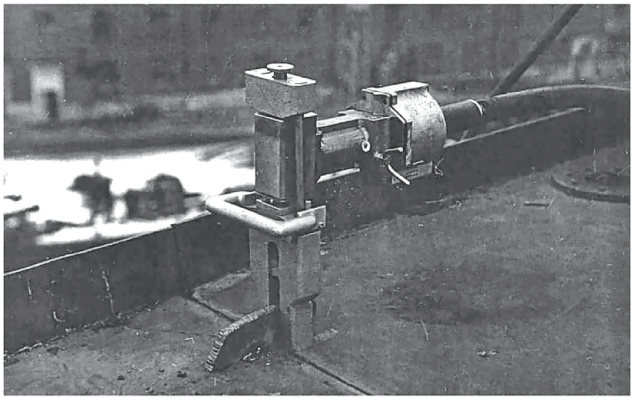
При выполнении стапельной сборки соединений наружной обшивки в целях создания необходимой силовой схемы механизации совмещения или выравнивания стыкуемых кромок наружной обшивки строящихся корпусов судов средства механизации пневмомеханического действия закрепляют во временно при-

вариваемых Г-образных скобах (рис. 1, *а*). Эти скобы по сравнению с традиционно применяемыми имеют существенно большие габаритные размеры и массу.

Средства механизации пневмогидравлического действия вначале устанавливают в специализированную сборочную оснастку, затем производят наладку совместного действия используемой оснастки и применяемого средства механизации, которое играет роль силового привода. Тем самым формируют сборочное устройство значительной массы и габаритных размеров, закрепляемое на месте выполнения стапельной сборки соединений наружной обшивки с использованием традиционной Г-образной скобы, применяемой для крепления сборочных клиньев (рис. 1, *б*).



а



б

Рис. 1. Механизированная стапельная сборка соединений наружной обшивки с применением:

а — средства механизации пневмомеханического действия и временно приваренной Г-образной скобы увеличенной массы и размеров; *б* — пневмогидравлического средства механизации и специализированного сборочного устройства

Технологическая необходимость применения увеличенных по массе и размерам временно привариваемых Г-образных скоб, а также комплекса дополнительных сборочных устройств приводит к увеличению трудоемкости сборочных работ. Для возможности численной оценки указанного изменения трудозатрат стапельной сборки проведен хронометраж выполнения соединений наружной обшивки с использованием традиционных средств сборки (сборочных клиньев, винтовых устройств), а также с применением существующих средств механизации пневмомеханического и пневмогидравлического действия (таблица).

При использовании сборочных клиньев, закрепляемых на месте сборки планками с угловым вырезом, трудозатраты выполнения стапельной сборки соединений наружной обшивки составляют 0,93 нормо-ч. При использовании сборочных винтовых устройств, закрепляемых на месте сборки Г- и П-образными скобами, трудозатраты составляют 0,43 нормо-ч.

При этом на установку и временную приварку используемых креплений сборочных клиньев типа планок с угловым вырезом, удаление и зачистку остатков сварных швов, а также подварку мест удаления остатков сварных швов и их зачистку затрачивают 0,83 нормо-ч. На выполнение аналогичных работ, связанных с применением Г- и П-образных скоб для крепления сборочных винтовых устройств, затрачивается 0,35 нормо-ч.

В случаях применения для стапельной сборки существующих домкратов пневмомеханического действия, закрепляемых на месте выполнения стапельной сборки соединений наружной обшивки Г-образными скобами увеличенной массы и габаритных размеров, трудозатраты составляют 1,02 нормо-ч, а при использовании домкратов с пневмогидравлическим приводом совместно со специализированным сборочным устройством для выполнения соединений наружной обшивки трудозатраты стапельной сборки составляют 1,21 нормо-ч. При этом на установку и временную приварку увеличенных по массе и размерам Г-образных скоб, их удаление и зачистку остатков сварных швов, а также подварку мест удаления остатков сварных швов и их зачистку затрачивают 0,99 нормо-ч.

С применением специализированного сборочного устройства с установкой и временной

Показатели трудозатрат сборки соединений наружной обшивки

Средство сборки	Операции, выполняемые при сборке соединений наружной обшивки	Трудозатраты, нормо-ч
Традиционные средства сборки		
Сборочные клинья с временно приваренными планками	Установка планки	0,18
	Приварка планки	0,20
	Совмещение кромок обшивки	0,10
	Удаление планки	0,05
	Зачистка остатков сварки	0,24
	Подварка участков обшивки	0,08
	Зачистка мест подварки	0,08
Сборочные винтовые устройства с временно приваренными Г- и П-образными скобами	Установка скоб	0,03
	Приварка скоб	0,10
	Совмещение кромок обшивки	0,08
	Удаление скоб	0,02
	Зачистка остатков сварки	0,12
	Подварка участков обшивки	0,04
	Зачистка мест подварки	0,04
Средства механизации пневмомеханического и пневмогидравлического действия		
Домкраты пневмо-механического действия с Г-образными скобами	Установка скоб	0,03
	Приварка скоб	0,30
	Совмещение кромок обшивки	0,03
	Удаление скоб	0,06
	Зачистка остатков сварки	0,36
	Подварка участков обшивки	0,12
	Зачистка мест подварки	0,12
Домкраты пневмо-гидравлического действия со специализированным сборочным устройством и временно приваренными планками	Установка планки	0,18
	Приварка планки	0,20
	Монтаж пневмогидравлического домкрата и специализированного сборочного устройства, а также наладка их совместной работы	0,35
	Установка пневмогидравлического домкрата и специализированного сборочного устройства на месте выполнения сборочных работ	0,05
	Совмещение кромок обшивки	0,03
	Удаление пневмогидравлического домкрата и специализированного сборочного устройства	0,03
	Удаление планки	0,05
	Зачистка остатков сварки	0,24
	Подварка участков обшивки	0,04
	Зачистка мест подварки	0,04

приварки традиционной планки с угловым вырезом, а также удалением этих планок и зачисткой остатков сварных швов, подваркой мест удаления остатков сварных швов и их зачисткой трудозатраты возрастают до 1,18 нормо-ч.

Необходимость технологического использования средств механизации пневмомеханического и пневмогидравлического действия совместно с увеличенными по массе и размерам Г-образных временно привариваемых скоб, а также специализированных сборочных устройств увеличивает трудозатраты выполнения стапельной сборки соединений наружной обшивки, практически в 1,3—1,45 раза.

Высота используемых Г-образных временно привариваемых скоб составляет 400 мм, это в 1,3 раза превышает высоту используемых средств механизации и в 4 раза больше высоты временно привариваемых планок с угловым вырезом, применяемых для крепления сборочных клиньев.

Наряду с этим масса используемого совместно со средствами механизации пневмогидравлического действия специализированного устройства 11...16 кг. В результате этого и с учетом массы используемых средств механизации пневмогидравлического действия, изменяющейся в зависимости от создаваемого ими (согласно технической характеристике) силового действия, от 8 до 13 кг, приводит к тому, что в целом суммарная масса указанных составляющих может меняться от 19 до 29 кг. Это является причиной существенного усложнения стапельной сборки соединений наружной обшивки, расположенных в различном пространственном положении.

Согласно данным физиологических исследований для обеспечения нормальных условий производства, исключающих тяжелый ручной труд, масса используемых средств сборки не должна превышать 8 кг. Только в отдельных (технологически необходимых случаях) могут применяться средства сборки массой более 15 кг. Сравнение указанных предельно допустимых показателей массы с указанными выше показателями массы сборочных устройств, в состав которых входят средства механизации пневмогидравлического действия, показывает, что масса последних практически в 1,3—1,9 раза превышает массу средств сборки, соответствующую нормальным условиям труда. По сравнению с массой описанных сборочных устройств масса традиционно применяемых сборочных клиньев составляет не более 5 кг. В результате этого, из-за значительной массы сборочных устройств, применяемых совместно со средствами механизации пневмогидравлического действия, а также большой массы и габаритных размеров временно привариваемых скоб для крепления средств механизации пневмомеханического действия, сборку соединений наружной обшивки корпусов судов по-прежнему осуществляют с применением сборочных клиньев и винтовых скоб, что приводит к значительным затратам тяжелого ручного труда.

Исключить тяжелый ручной труд и существенно уменьшить трудоемкость выполнения стапельной сборки соединений наружной обшивки возможно путем применения специализированных средств механизации, обеспечивающих возможность создания схемы силового действия без необходимости использования временно привариваемых Г-образных скоб увеличенной массы и размеров или комплекса дополнительных специализированных сборочных устройств.

В связи с устоявшейся практикой использования в отечественном судостроении для стапельной сборки существующих средств механизации с пневмогидравлическим и пневмомеханическим приводом целесообразно, чтобы необходимые специализированные средства стапельной сборки соединений наружной обшивки имели аналогичный привод.

Отличительная черта средств механизации пневмогидравлического действия — наличие поршневого пневматического двигателя с гидравлическим насосом и гидравлического домкрата. Соответственно этому средства механизации пневмогидравлического действия (рис. 2, *а*) состоят из пневматического двигателя с поршнем *10* и плунжером масляного насоса *9*, клапанного блока с всасывающим клапаном *8*, нагнетательным клапаном *7* и переливным краном *6*, масляного бачка с компенсационным поршнем *5*, силового домкрата *2* с поршнем *3*, силовым плунжером *1* и предохранительным клапаном *4*.

Средства механизации пневмомеханического действия, включающие ротационный пневматический двигатель и вращательно-импульсный преобразователь (рис. 2, *б*), состоят

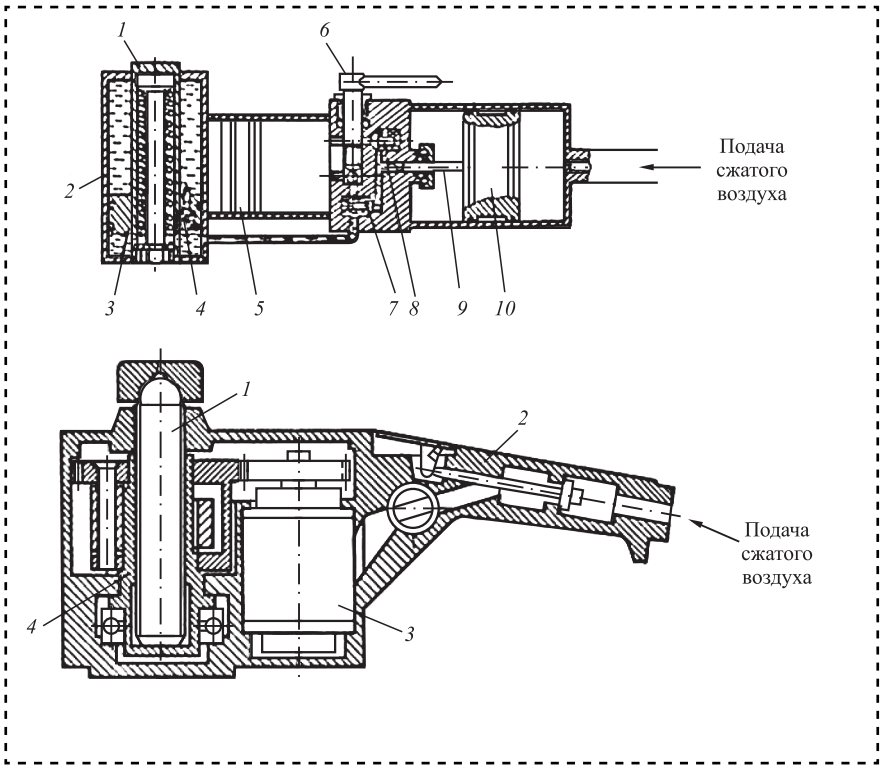


Рис. 2. Схема средств механизации:
а — пневмогидравлического действия; *б* — пневмомеханического действия

из пневматического двигателя *3*, вращательно-импульсного преобразователя *4* с молотком, охватывающим наковальню, а также пусковой рукоятки *2* и грузового винта *1*.

Работа пневмомеханического привода основана на том, что сжатый воздух попадает в ротационный двигатель ударно-вращательного устройства. При этом вращение ротора ударно-вращательного устройства передается через редуктор вращательно-импульсному преобразователю, который создает необходимые сборочные усилия.

Пневмогидравлический привод обеспечивает передачу давления сжатого воздуха на поршень гидравлического насоса, плунжер которого, перемещаясь, создает необходимое гидравлическое (масляное) давление, перемещающее поршень гидравлического домкрата, чем создается необходимое сборочное усилие.

Конструктивная схема средства механизации пневмомеханического действия свидетельствует о жесткой конструктивной связи ротационного двигателя и силового элемента (вращательно-импульсного преобразователя через редуктор). Это определяет неизменность конструктивно-технологической компоновки составляющих средств механизации с пневмомеханическим приводом. Пневмогидравлический привод такой жесткой конструктивно-технологической компоновки не требует, поскольку гидравлический насос и гидравлический домкрат могут отстоять друг от друга на различном расстоянии, их оси могут быть перпендикулярны или параллельны, так как домкрат и гидравлический насос связаны элементами гидравлической системы различной протяженности. Это позволяет варьировать пространственную компоновку используемой гидросистемы. Возможность изменения площадей поршней воздушного и гидравлического насосов позволяет при неизменном давлении сжатого воздуха менять масляное давление, чтобы добиться увеличения силовых показателей переносных средств механизации без изменения массово-габаритных характеристик в целях обеспечения наилучших условий применения этих средств для выполнения стапельной сборки соединений наружной обшивки, расположенных в различном пространственном положении и характеризующихся различной степенью доступности.

С учетом указанных достоинств средств механизации с пневмогидравлическим приводом, на их основе путем конструктивно-технологического изменения схемы силового действия разработано специализированное средство механизации выполнения стапельной сборки соединений наружной обшивки корпусов судов. Это средство предназначено для осуществления сборки без необходимости применения временно привариваемых Г-образных скоб крепления увеличенной массы и размеров, а также без необходимости использования комплекса специализированной дополнительной оснастки (рис. 3).

Специализированное средство механизации стапельной сборки имеет П-образный корпус, в котором размещен пневматический двигатель *12*, масляный бачок *2* и гидравлический домкрат *4*. Надпоршневая полость

гидравлического домкрата соединена с воздухопроводом сжатого воздуха. Пневматический двигатель *12* и полости под компенсирующим поршнем *1* соединяются с воздухопроводом сжатого воздуха через пусковой золотник *9*.

Специализированное средство механизации приводится в действие при нажатии кнопки золотника *9*, вмонтированного в ручку П-образного корпуса. При открытом золотнике сжатый воздух попадает в пневмодвигатель и приводит в действие поршень *11*. При движении поршня шток *10* всасывает масло из бачка *2*, которое затем поступает через всасывающий клапан *8*, вталкивающий масло через нагнетательный клапан *7* в подпоршневую камеру *5* плунжера домкрата. При этом надпоршневая камера домкрата все время остается соединенной с воздухопроводом сжатого воздуха помимо золотника *9*. При подаче масла под поршень плунжера последний выдвигается и поднимает захват *6*, представляющий четырехугольную замкнутую конструкцию, охватывающую П-образный корпус специализированного средства механизации в поперечном направлении. В нижней части четырехугольной замкнутой конструкции расположено окно *13*, образованное овальной трубой. Наличие этой технологической проушины, укрепленной овальной трубой, расположенной на уровне нижней части корпуса специализированного средства механизации, обеспечивает возможность его закрепления на месте сборки соединений обшивки путем зацепления проушины за временно приваренную планку с угловым вырезом, традиционно применяемую для крепления сборочных клиньев. После этого вертикальным перемещением захвата *6* обеспечивается соединение стыкуемых кромок соединяемой наружной обшивки.

Для возврата плунжера гидравлического домкрата специализированного средства механизации в исходное положение золотником *9* должна быть прекращена подача сжатого воздуха, затем открыт переливной клапан *3*. В результате сжатый воздух, находящийся в камере домкрата, опускает поршень *11* в исходное положение. При этом масло, расположенное под поршнем, перельется обратно в масляный бачок, отодвигая при этом компенсационный поршень *1* в исходное положение. При закрытом пусковом золотнике *9* сжатый воздух под компенсационный поршень *1* поступать не будет и специализированное средство механизации может быть вновь использовано для выполнения стапельной сборки соединений обшивки.

Поскольку применение специализированного средства (см. рис. 3) не требует использования дополнительной оснастки и временно привариваемых Г-образных скоб, трудоемкость выполнения стапельной сборки соединений наружной обшивки сокращается и повышается эффективность ее механизации.

Разработанная принципиальная схема специализированного средства выполнения стапельной сборки соединений наружной обшивки основана на использовании в составе конструкции этого средства пневматического двигателя, масляного бачка и гидравлического домкрата, а также всасывающего и нагнетающего клапанов, переливного клапана и пускового золотника, применяемых в существующих пневмогидравлических домкратах марки ДПГ.

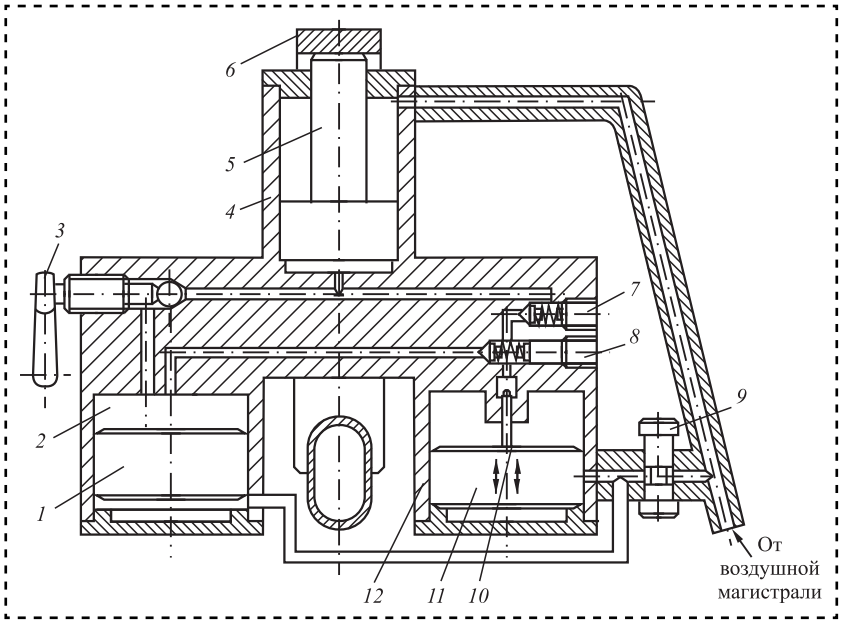


Рис. 3. Принципиальная схема и составные части специализированного средства механизированного выполнения стапельной сборки соединений наружной обшивки

УДК 621.792

А.В. Игнатов, *канд. техн. наук,* **Н.В. Герасимов**
(Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана)
E-mail: avlig@yandex.ru

Методический подход к расчету прочностных характеристик металлополимерного соединения

Предложен новый способ сборки нагруженных клеевых соединений. В клеевой шов внедряются металлические шарики. Для успешного внедрения нового способа в промышленность предложена методика расчета прочностных характеристик соединения.

A new method of assembly of loaded adhesive joints is proposed. Metal balls are introduced into the glue seam. For the successful implementation of the new method in the industry, a method for calculating the strength characteristics of the compound is proposed.

Ключевые слова: технологический процесс сборки, адгезив, клеевое соединение, прочностные характеристики, методика расчета.

Keywords: technological process of assembly, adhesive, adhesive compound, strength characteristics, calculation method.

Современное машиностроение ставит новые задачи в технологических подходах к реализации конструктивных решений. Все большое распространение в настоящее время получают клеевые соединения. Основные преимущества клеевого соединения по сравнению с традиционными: обеспечивается равномерное распределение напряжений по площади соединения; появляется возможность соединять детали из разнородных материалов и материалов, которые нельзя соединить другими способами, например, металл и стекло; клеевой слой способствует гашению вибраций и шума; герметичны; отсутствуют температурные деформации; как правило, обладают коррозионной стойкостью; обеспечивают соединение деталей различной конфигурации и толщины. Кроме того, традиционное клеевое соединение энергоэффективно, так как не требуется нагрев до высоких температур, а также использование прессового оборудования.

При анализе клеевого соединения при сборке металлических деталей самое слабое звено конструкции — полимерный слой, т.е. клеевой шов. Приложение нагрузки к соединению приводит к тому, что прочностные характеристики всего изделия зависят от характеристик отвержденной клеевой композиции.

В МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре Технологии машиностроения была поставлена задача обеспечить равнозначность прочностных характеристик собранной конструкции с клеевым соединением. В результате исследования предположили, что внедрение в клеевой шов тел, по прочности не уступающих основному материалу изделия, позволит обеспечить равномерность распределения напряжений между элементами соединения. При этом необходимо обеспечить контакт внедренного тела с обоими деталями соединения, так как только в этом случае возможно обеспечить передачу нагрузки с одной детали на другую, разгрузив клеевой шов.

Такое решение потребовало внимательного подхода к поиску формы внедряемых тел. Очевидно, что от количества внедряемых тел зависит адгезионная прочность клеевого соединения. Если рассматриваемые тела не обеспечат контакта в своей массе по всей площади соединения, то передачи нагрузки с детали на деталь не произойдет, а потеря адгезионной прочности приведет к заметному снижению эксплуатационных характеристик соединения. Было предложено выбрать в качестве внедряемого тела каленый шарик, массово выпускаемый для подшипников качения. Такой выбор обусловлен тем, что, во-первых, данные шарики выпускаются с высокой размерной точностью, т.е. будет обеспечен контакт каждого из шариков с обеими деталями соединения. Во-вторых, массовое производство данных шариков обеспечивает их низкую себестоимость, т. е. себестоимость сборки клеевого соединения не должна значительно повыситься. В-третьих, можно подобрать шарик практически любого диаметра, что важно с точки зрения обеспечения толщины клеевого шва. В-четвертых, прочность закаленного шарика выше прочности деталей соединения, что отвечает условиям задачи.

В общем виде соединение можно представить как слоеную конструкцию произвольного радиуса (рис. 1), где шарики для равномерности расположения вставлены в сепаратор. Частный случай такой системы — соединение внахлест (радиус равен нулю) или цилиндрическое соединение.

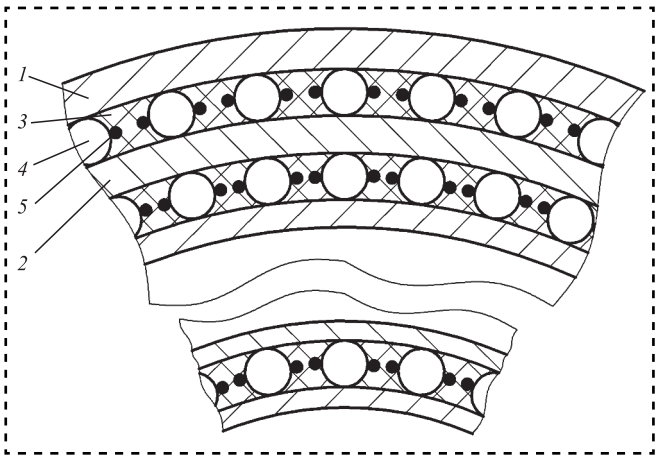


Рис. 1. Высокопрочное металлополимерное соединение: *1* — металлическая деталь; *2* — ответная металлическая деталь; *3* — клей; *4* — внедренное твердое тело; *5* — сепаратор

В рамках исследования и проектирования энергоэффективных адгезивных технологий сборки [1] было разработано оригинальное высокопрочное металлополимерное соединение [2]. Цель разработки — повышение качества и прочностных характеристик клеевого соединения за счет отработки его конструкции на технологичность.

Клеевое соединение представляется в общем виде как комбинированная конструкция, состоящая из пластин, между которыми с определенной периодичностью расположены металлические шарики. Шарики полностью погружены в клеевую композицию, которая заполняет все свободное пространство между пластинами. Положение шариков фиксируется с помощью сепаратора в виде перфорированной проволоки или сетки, диаметр шариков D равен толщине клеевого слоя. Расположение шариков по поверхности пластин симметрично и может быть представлено как "замощение" элементарными ячейками различной формы. Предпочтительная форма ячеек квадратная или треугольная. Минимальный радиус кривизны пластин $R_{\min}$ во всех направлениях ограничен толщиной клеевого слоя ($R_{\min} \gg D$).

Рассмотрим распределение шариков внутри клеевого слоя с квадратной формой ячеек с длиной стороны l. Вся поверхность клеевого слоя разделена на элементарные квадратные ячейки. Для каждой ячейки можно выбрать местную систему координат (рис. 2), где точка O находится в центре ячейки, оси OX и OY направлены по сторонам ячейки, а ось OZ ортогональна ей. Ячейку можно считать квадратным плоским элементом, если выполняются условия

$$\begin{cases} l \ll R_x; \\ l \ll R_y, \end{cases} \qquad (1)$$

где R_x и R_y — радиусы кривизны по координатным осям OX и OY элементарной ячейки.

Ограничение (1) справедливо для элементарной ячейки любой формы, если под l подразумевать максимальный размер ячейки.

В общем случае по поверхности пластин металлополимерного соединения распределен тензор напряжений σ_{ij}. Распределение на-

пряжений по клеевому слою считаем равномерным при удовлетворении условий для всех компонент тензора напряжений

$$\begin{cases} \left|\dfrac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x}\right| l \ll \left|\sigma_{ij}\right|; \\ \left|\dfrac{\partial \sigma_{ij}}{\partial y}\right| l \ll \left|\sigma_{ij}\right|. \end{cases} \qquad (2)$$

Ограничение (2) также справедливо для элементарной ячейки любой формы, если под l подразумевать максимальный размер ячейки.

Постоянная сила, приложенная к единице поверхности элементарной ячейки равна $\vec{f} = \{f_x, f_y, f_z\} = \{\sigma_{xz}, \sigma_{yz}, \sigma_{zz}\}$, нормальная сила $\vec{f}_N = \{0, 0, \sigma_{zz}\}$, тангенциальная сила $\vec{f}_T = \{\sigma_{xz}, \sigma_{yz}, 0\}$. Модуль тангенциальной силы равен $f_\text{т} = \sqrt{\sigma_{xz}^2 + \sigma_{yz}^2}$. Эти соотношения представлены в местной системе координат (см. рис. 2).

Предложенный подход позволяет представить общую задачу о расчете прочностных характеристик металлополимерного соединения сложной формы при произвольной нагрузке как композицию задач о расчете прочности плоских ячеек клеевого слоя при постоянной нагрузке. Компоненты произвольной нагрузки аппроксимированы кусочно-постоянными функциями. Поверхность пластин соединения представлена многогранной. Выполнение условий (1) и (2) обеспечивает не только точность аппроксимации, но и повышение прочности соединения, так как невыполнение этих условий приведет к значительным прогибам металлических пластин и незначительности влияния на них шариков. Тогда введение шариков в клеевой слой неоправдано.

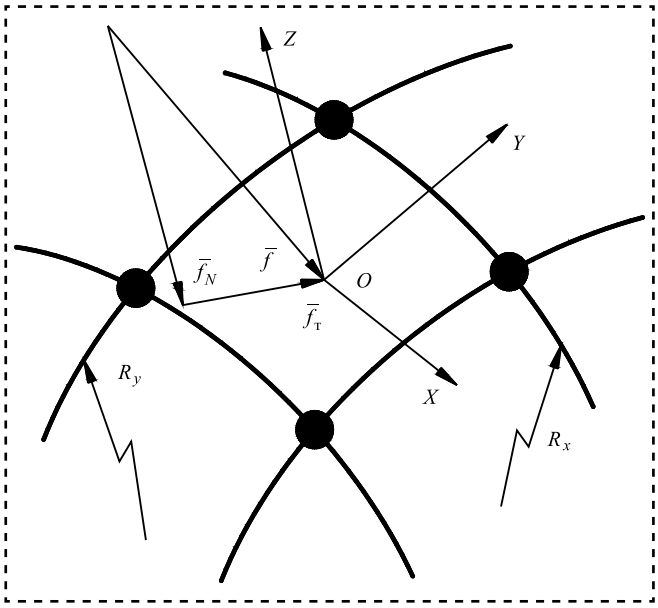


Рис. 2. Схема элементарной ячейки с местной системой координат и местной нагрузкой

Таким образом, местный размер ячеек определяется местной жесткостью пластин и местными условиями нагрузки. Этот подход позволяет рассчитывать прочностные характеристики металлополимерного соединения, состоящего из ячеек разного размера и формы.

Применим этот подход для оценки диапазона рационального расстояния между шариками. Можно сформулировать предварительное верхнее ограничение на расстояние между шариками в клеевом слое:

$$l \ll \min\left\{ \left|\vec{f}\right| \left|\frac{\partial \vec{f}}{\partial x}\right|^{-1};\ \left|\vec{f}\right| \left|\frac{\partial \vec{f}}{\partial y}\right|^{-1};\ R_x,\ R_y \right\}. \qquad (3)$$

Для уточнения верхнего ограничения оценим прогибы пластин в ячейке.

Рассмотрим квадратную ячейку с четырьмя шариками в вершинах без клея и нагруженную постоянной нормальной силой. Удаление клея увеличивает максимальный прогиб металлической пластины $w_{\max}$, но позволяет оценить вклад только шариков и провести верхнюю оценку искомой величины. Решение сформулированной задачи представлено в книге [3] (стр. 279, табл. 57) и максимальный прогиб в принятых в данной работе обозначениях равен

$$w_{\max} \approx 0{,}0058 \frac{\sigma_{zz} l^4}{D_*},$$

где $D_* = \dfrac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$ — цилиндрическая жесткость пластины;

E — модуль упругости материала пластины;

ν — коэффициент Пуассона;

h — толщина пластины.

Максимальный прогиб должен удовлетворять условию $w_{\max} \ll D$. Тогда верхнее ограничение на размер квадратной ячейки

$$l \ll \sqrt[4]{\frac{DEh^3}{0,0697\sigma_{zz}\left(1-\nu^2\right)}}. \qquad (4)$$

Соотношение (4) показывает, что наиболее значительное влияние оказывает толщина металлической пластины h. Остальные параметры влияют слабо и их изменение даже в 10 раз приводит к соответствующему изменению в 1,8 раза. Максимально возможное значение напряжения $\sigma_{zz}^{\max}$ равно пределу текучести материала пластины $\sigma_т$. Отделим в неравенстве (4) конструктивные параметры пластины от свойств материала пластины

$$\frac{l}{h^{\frac{3}{4}}} \ll \sqrt[4]{\frac{DE}{0,0697\sigma_т\left(1-\nu^2\right)}} = \chi. \qquad (5)$$

Верхняя оценка отношения χ зависит только от свойств выбранного материала пластин и размера шариков. Рассмотрим это соотношение для стальных пластин. Пусть материал — сталь Ст4, $E = 2{,}01\cdot10^{11}$ Па, $\sigma_т = 2{,}4\cdot10^{8}$ Па, $\nu = 0{,}28$, диаметр шариков $D = 2\cdot10^{-3}$ м. После расчетов получим

$$\frac{l}{h^{\frac{3}{4}}} \ll 2,26\ м^{\frac{1}{4}}. \qquad (6)$$

Пусть h = 6 мм, $\sigma_{zz} = 2{,}380\cdot10^{8}$ Па (в соответствии с максимальными параметрами экспериментального исследования [1]), диаметр шарика $D = 2$ мм, модуль упругости $E = 2{,}02\cdot10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\nu = 0{,}28$. Из соотношений (4) и (5) следует $l \ll 5$ см. Это означает, что рациональное максимальное расстояние между шариками $l_{\max} \approx 5$ мм, что соответствует результатам эксперимента.

Отношение длины пластины к ее толщине l/h оказывает существенное влияние на ее свойства при изгибе, ограничено сверху и удовлетворяет соотношению

$$\frac{l}{h} \ll \sqrt[4]{\frac{DE}{0,0697h\sigma_т\left(1-\nu^2\right)}}. \qquad (7)$$

Для условий, описанных в предыдущем абзаце, $l/h \ll 8$. Такое отношение соответствует толстым пластинам [4], расчет прогибов которых ведется с учетом изменения напряжения σ_{zz} по толщине пластины, т.е. трехмерным задачам теории упругости. Существенное уменьшение нагрузки в 10 и более раз не изменит этого факта, поскольку пластину можно считать тонкой [4], если произведение $h\sigma_т$ уменьшится на 8 порядков (тогда $l/h \ll 800$), что не имеет практического интереса.

Таким образом, металлополимерное соединение разбивается на множество ячеек, состоящих из толстых пластин и тонкого клеевого слоя. Напряженно-деформированное состояние клеевого слоя можно считать плоским, а напряженно-деформированное состояние пластин — общего вида. Для отработки конструктивных и технологических параметров металлополимерного соединения в рамках этого подхода необходимо решить несколько задач о напряженно-деформированном состоянии ячейки в разных вариантах. Наиболее простая группа задач реализуется при условии вдавливания шариков в поверхность обеих пластин, ограничивающих клеевой слой, и отсутствии прогибов пластин. Вторая группа задач помимо вдавливания шариков должна учитывать прогиб толстых пластин. Во всех случаях необходимо предусмотреть вариант предварительного вдавливания шариков некоторым усилием и отсутствие такового, также необходимо рассмотреть задачи чистого компрессионного сжатия ячейки и задачи совместного воздействия сжатия и сдвига.

Проведенный анализ позволяет определить рекомендуемые диапазоны значений основных конструктивных параметров соединения. Расстояние между шариками l снизу ограничено размерами шариков, а сверху — условием малости прогибов пластин $D \leqslant l \ll h_{\min}^{3/4}\chi$, где $h_{\min}$ — минимальная толщина двух пластин, а величина χ определяется в неравенстве (5) свойствами материала.

Размеры шариков и толщина пластин также имеют ограничения $D \ll h_{\min}^{3/4}\chi$. Кроме этого, расстояние между шариками ограничивается кривизной клеевого слоя $l \ll R_{\min}$ (где $R_{\min}$ — минимальный радиус кривизны клеевого слоя) и неравномерностью внешней нагрузки. Если нагрузка имеет точечный характер, то раз-

мер ячейки должен быть меньше минимального диаметра $d_{\min}$ области приложения такой нагрузки ($l < d_{\min}$). Рациональные значения конструктивных параметров соединения необходимо вычислять для заданной истории нагружения, так как состояние клеевого слоя и пластин в области контакта с шариками зависит от предыстории нагружения. Совокупно эти ограничения можно представить в виде:

для расстояния между шариками

$$\begin{cases} D \leqslant l \leqslant h_{\min}^{3/4}\chi; \\ l \ll \min\left\{R_{\min},\, d_{\min},\ \left|\vec{f}\right|\left|\dfrac{\partial \vec{f}}{\partial x}\right|^{-1},\ \left|\vec{f}\right|\left|\dfrac{\partial \vec{f}}{\partial y}\right|^{-1}\right\}; \end{cases} \quad (8)$$

для диаметра шарика

$$D \ll \min\left\{h_{\min}^{\frac{3}{4}}\chi,\, R_{\min},\, d_{\min},\, \left|\vec{f}\right|\left|\frac{\partial \vec{f}}{\partial x}\right|^{-1},\, \left|\vec{f}\right|\left|\frac{\partial \vec{f}}{\partial y}\right|^{-1}\right\}. \quad (9)$$

Проведенные теоретические исследования показали жизнеспособность высказанной гипотезы о возможности переноса эксплуатационных нагрузок с одной детали клеевого соединения на другую, разгрузив клеевой шов. Представленная расчетная последовательность является основой методического подхода к расчету прочностных характеристик энергоэффективного металлополимерного соединения.

Библиографический список

1. **Исследование** и проектирование энергоэффективных адгезивных технологий сборки высокопрочных металлополимерных соединений на основе анализа физико-механических закономерностей // Отчет РФФИ по проекту № 15-08-06447, рук. Игнатов А.В. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015.
2. **Патент** на полезную модель 141968 РФ. МПК F16B11/00. Клеевое соединение / А.В. Игнатов; заявл. 15.11.13; опубл. 20.06.2014, Бюл. № 17.
3. **Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С.** Пластины и оболочки. М.: Наука, 1966. 636 с.
4. **Горшков А.Г., Старовойтов Э.И., Тарлаковский Д.В.** Теория упругости и пластичности. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002. 416 с.

УДК 681.5.08

М.Д. Хорошевский, Н.В. Полежаев, Д.С. Матвеенко, М.Г. Кристаль, *д-р техн. наук*
(Волгоградский государственный технический университет)
E-mail: crysmar@mail.ru

Новые средства прецизионного измерения отверстий в корпусных деталях для селективной сборки

Описан процесс измерения диаметра отверстия с использованием временного преобразования. Предложена функциональная схема средства измерения диаметра отверстий для сортировки при селективной сборке, использующее изменяемый выходной сигнал. Такой подход позволяет существенно снизить погрешность измерительных средств, что актуально при малом допуске селективной группы.

A description of the process of measuring the diameter of a hole using a time conversion is given. A functional diagram of a device for measuring the diameter of holes for sorting during selective assembly using a variable output signal is proposed. Such an approach makes it possible to significantly reduce the error of the measuring means, which is actual with a small tolerance of the selective group.

Ключевые слова: измерение отверстий, временное преобразование, буровые коронки, тензодатчик, мостовая схема.

Keywords: measurement of holes, temporary transformation, drill bits, strain gauge, bridge circuit.

Введение

В ряде изделий перед их сборкой по методу групповой взаимозаменяемости (с зазором или натягом) выполняют контроль и сортировку деталей на размерные группы. Например, для буровых коронок типа КНШ, оснащенных твердосплавными зубками диаметром 6...14 мм, запрессованными в отверстия корпуса, зубки и отверстия сортируют по величине диаметра с допуском 220 мкм в 44 размерные группы. Для обеспечения качества буровых коронок погрешность измерения сопрягаемых поверхностей по ГОСТ 8.051—81 не должна превышать $\delta = 0{,}7$ мкм.

Измерение диаметра отверстия сводится к определению расстояния между оппозитно расположенными точками сечения измеряемой поверхности в плоскости измерения, перпендикулярной оси этого отверстия. Это расстояние можно измерять, используя датчики перемещения, а для повышения точности использовать усилители получаемых сигналов и вторичные преобразователи для измерения их амплитудных значений.

В силу ограниченной точности таких преобразователей наметилась тенденция использования вторичных преобразователей в виде таймеров или частотомеров, что привело к разработке измерительных схем временного [2, 7, 8, 10] и частотного [1, 3—6, 9, 11] преобразования.

Принцип измерения линейного размера с использованием временного преобразования

Средство измерения диаметра отверстия с использованием временного преобразования работает следующим образом. В центр измеряемого отверстия (рис. 1) вводят измерительный щуп и перемещают в плоскости измерения с постоянной скоростью v до контакта с первой точкой *1* измеряемой поверхности. Затем движение измерительного щупа реверсируют до контакта со второй точкой *2*, оппозитной первой, на измеряемой поверхности. Диаметр D отверстия находят как сумму измеренного перемещения и длины части измерительного щупа $L_{щ}$, контактирующего с измеряемой

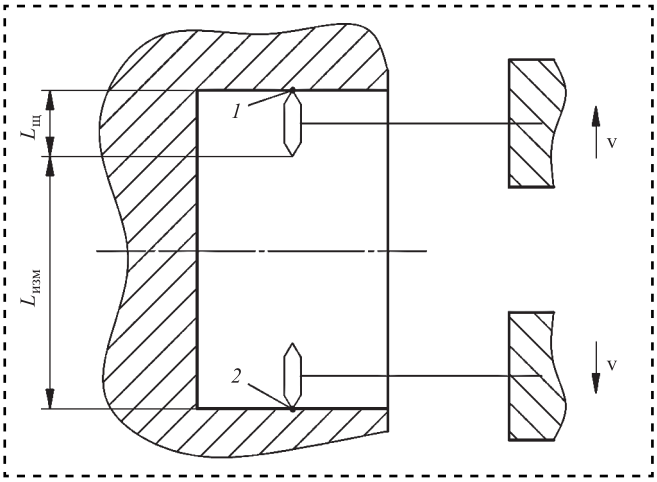


Рис. 1. Схема измерения отверстия

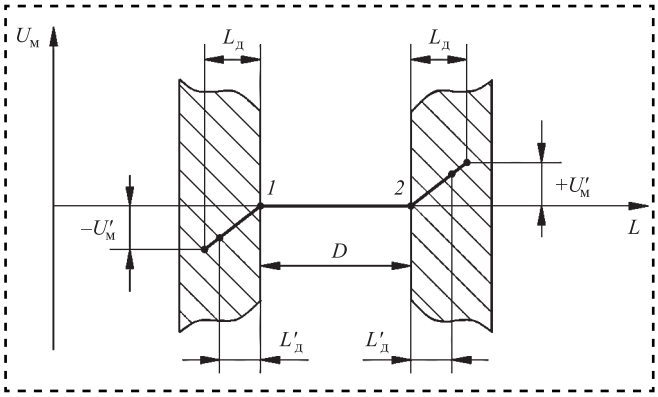


Рис. 2. Диаграмма регистрации деформации измерительного щупа

поверхностью. Перемещение определяют по измеренному времени между отрывом измерительного щупа от первой точки контакта и касанием второй точки контакта:

$$D = L_{изм} + L_щ = Vt_{изм} + L_щ. \quad (1)$$

Для устранения влияния переходных процессов реверсивного привода и обеспечения постоянной скорости перемещения измерительного щупа между точками измерения предложено после касания измерительного щупа поверхности, проводить его дальнейшую деформацию $L_д$ (рис. 2), которая влечет за собой появление относительной продольной деформации ε измерительного щупа. Деформация $L_д$ измерительного щупа должна превышать значение деформации $L'_д$ измерительного щупа в момент времени τ конца переходного процесса реверсивного привода. Регистрацию деформации $L_д$ выполняют установленные на нем полупроводниковые тензодатчики, включенные в мостовую схему, с выходным сигналом $U_м$. Требуемая деформация $L_д$ измерительного щупа соответствует величине сигнала $\pm U_м$, принятого за логическую единицу. При отсутствии сигнала $U_м = 0$ измерительный щуп не деформирован. Момент отрыва измерительного щупа от поверхности можно определить, когда сигнал $U_м$ изменяет свое значение с единицы на нулевое, а момент касания, когда сигнал $U_м$ изменяет значение с нулевого на величину, принятую за логическую единицу.

Предложена типовая функциональная схема средства, реализующего данный процесс измерения (рис. 3).

Значение деформации $L_д$ измерительного щупа определяют из соотношения:

$$L_д = k_з τv, \quad (2)$$

где $k_з$ — коэффициент запаса перерегулирования, $k_з > 1$.

Во время деформации $L_д$ измерительного щупа происходят его относительная продольная деформация ε и относительная продольная деформация $ε_т$ каждого тензодатчика, закрепленного на измерительном щупе (рис. 4). Величина $ε_т$ пропорциональна относительной продольной деформации ε измерительного щупа. При этом происходит изменение номинального сопротивления каждого тензодатчика на $ΔR_i$ пропорционально величине относительной продольной деформации $ε_т$, по следующей формуле:

$$ΔR_i = R_i k_i ε_{тi}, \quad (3)$$

где R_i — номинальное сопротивление i-го тензодатчика;

k_i — коэффициент тензочувствительности i-го тензодатчика.

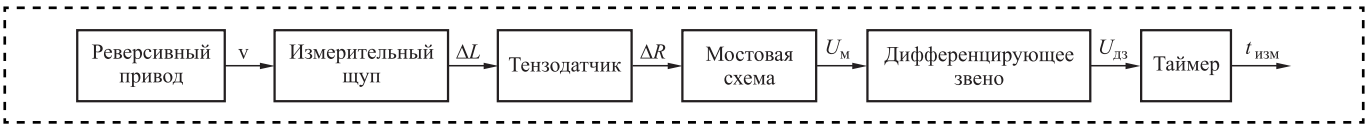


Рис. 3. Функциональная схема устройства

Так как тензодатчик жестко закреплен на измерительном щупе, то величина деформации $\varepsilon_т$ тензодатчика пропорциональна величине деформации ε измерительного щупа. Соответственно $\varepsilon_т$ в центре тензодатчика будет равна:

$$\varepsilon_т = \beta \frac{3L_д h}{Lx\left(3 - \frac{x}{L}\right)}, \quad (4)$$

где β — коэффициент пропорциональности деформации;

L — длина измерительного щупа;

h — толщина измерительного щупа;

x — расстояние от места крепления измерительного щупа до центра тензодатчика (см. рис. 4).

При изменении номинального сопротивления тензодатчика происходит разбалансировка мостовой схемы и как следствие образование на ее выходе сигнала $U_м$ (рис. 5). Значение сигнала $U_м$ определяют из следующей формулы:

$$U_м = U_п \frac{R_3\left(R_2 \pm \Delta R_2\right) - R_4\left(R_1 \pm \Delta R_1\right)}{\left(\left(R_1 \pm \Delta R_1\right) + \left(R_2 \pm \Delta R_2\right)\right)\left(R_3 + R_4\right)}. \quad (5)$$

Регистрируют момент отрыва измерительного щупа от поверхности и касания противоположной с помощью дифференцирующего звена, на выходе которого образуется импульсный сигнал $U_{дз}$ (рис. 6), пропорциональный скорости изменения сигнала $U_м$ мостовой схемы в моменты, когда сигнал $U_м$ изменяет свое значение с единицы на нулевое и с нулевого на величину, принятую за логическую единицу. Последовательные импульсные сигналы $U_{дз}$ включают и выключают отсчет времени $t_{изм}$ таймером. Затем в соответствии с формулой (1) рассчитывают диаметр D отверстия.

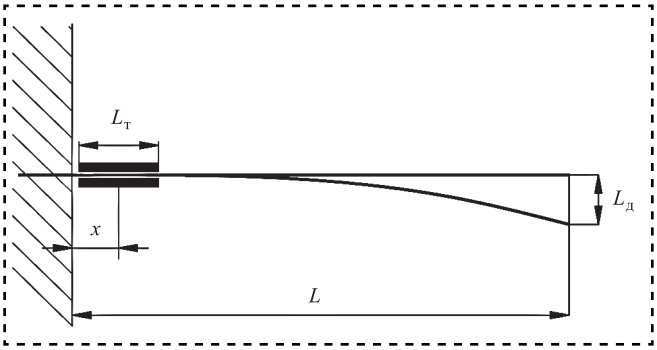


Рис. 4. Схема деформации измерительного щупа

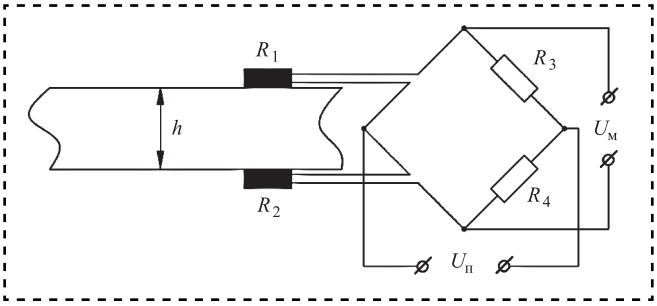


Рис. 5. Мостовая измерительная схема

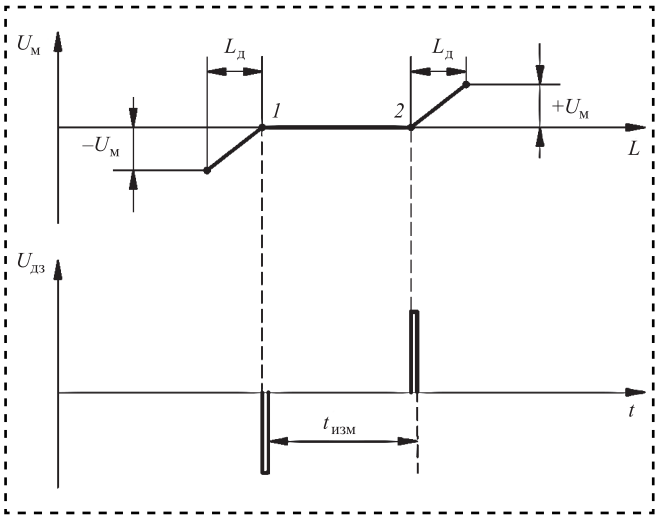


Рис. 6. Диаграмма регистрации момента отрыва и касания измерительного щупа

Вывод

Погрешность предложенного средства измерения диаметра отверстия зависит от погрешностей каждого элемента функциональной схемы. В нее входят следующие составляющие: отклонение значения скорости от постоянного; погрешность формы измерительного щупа; погрешность тензодатчика, определяемая как время реакции тензодатчика на деформацию; погрешность нелинейности мостовой схемы; погрешность дифференцирующего звена, состоящая из продолжительности времени импульса и скорости отклика звена; погрешности таймера. Для численной оценки всех составляющих погрешности средства измерения необходимо проведение дополнительных экспериментальных исследований.

Библиографический список

1. **Виброконтактное** измерительное устройство: пат. на полезную модель RUS 18179: МПК G01B 7/12 / Хорошевский М.Д., Полежаев Н.В., Кристаль М.Г., Кулагин Р.Н., Матвеенко Д.С.; ВолгГТУ. 2018.

2. **Виброконтактное** измерительное устройство: пат. на полезную модель по заявке RUS 2018116727: МПК G01B 7/12 / Хорошевский М.Д., Полежаев Н.В., Кристаль М.Г., Кулагин Р.Н., Матвеенко Д.С. ВолгГТУ. 2018.

3. **Виброконтактное** устройство для контроля диаметров токопроводящих деталей / М.Г. Кристаль и др. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2016. № 2. С. 31—34.

4. **Пневмоэлектронное** устройство для контроля и сортировки деталей по линейным размерам: пат. на полезную модель RUS 154374: МПК G01B13/00 / Плешаков А.А., Горелова А.Ю., Кристаль М.Г. ВолгГТУ. 2014.

5. **Виброконтактное** измерительное устройство: пат. на полезную модель. RUS 159108, МПК G01B7/12 / Кулагин Р.Н., Кристаль М.Г., Иванков П.С. ВолгГТУ. 2016.

6. **Виброконтактное** измерительное устройство: пат. на полезную модель RUS 159109: МПК G01B7/12 / Кулагин Р.Н., Кристаль М.Г., Иванков П.С., Хорошевский М.Д. ВолгГТУ. 2015.

7. **Пневмоэлектронное** устройство для контроля и сортировки деталей по линейным размерам: пат. на полезную модель RUS 161311: МПК G01B13/00 / Плешаков А.А., Кристаль М.Г. ВолгГТУ. 2015.

8. **Пневмоэлектронное** устройство для контроля и сортировки деталей по линейным размерам: пат. на полезную модель RUS 161313: МПК G01B13/02 / Плешаков А.А., Кристаль М.Г. ВолгГТУ. 2015.

9. **Виброконтактное** измерительное устройство: пат. на полезную модель RUS 162311: МПК G01B7/12 / Кулагин Р.Н., Кристаль М.Г., Иванков П.С., Хорошевский М.Д., Ярошик Д.В. ВолгГТУ. 2015.

10. **Устройство** для измерения размеров цилиндрических поверхностей протяженных изделий: пат. на полезную модель по заявке RUS 2018116723: МПК G01B 7/12 / Хорошевский М.Д., Полежаев Н.В., Кристаль М.Г., Кулагин Р.Н., Измайлов А.Д., Матвеенко Д.С. ВолгГТУ. 2018.

11. **Эткин Л.Г.** Виброчастотные датчики. Теория и практика. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 408 с.

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
продолжает подписку на журнал

"СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ"

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

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

107076, г. Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Тел.: 8 (495) 785-60-69
e-mail: realiz@mashin.ru, www.mashin.ru

УДК 539.3:621.891; 678.5

В.В. Бардушкин, *д-р физ.-мат. наук*
(Национальный исследовательский университет "МИЭТ", Москва),
А.П. Сычев, *канд. физ.-мат. наук ("Федеральный исследовательский центр Южный научный центр Российской академии наук", г. Ростов-на-Дону),*
А.А. Кочетыгов, Д.А. Карташов, *канд. техн. наук*
(Национальный исследовательский университет "МИЭТ", Москва)
E-mail: alekc_sap@mail.ru

Моделирование эксплуатационных упругих свойств капсулированных трибокомпозитов с учетом разброса значений относительных размеров микрокапсул*

Предложен метод моделирования эксплуатационных упругих свойств многокомпонентных матричных композитов со сферическими микрокапсулами, заполненными жидким веществом. Метод опирается на обобщенное сингулярное приближение теории случайных полей и позволяет учитывать разброс значений относительных геометрических размеров микрокапсул (отношение толщины оболочки к радиусу жидкого наполнителя). Проведены численные расчеты эффективных упругих характеристик (модуля Юнга и коэффициента Пуассона) композитов на основе фенилона с дисперсными включениями бесщелочного стекла и микрокапсулами, представляющими собой наполненные минеральным маслом сферические оболочки каптона. При этом полагалось, что значения относительных геометрических размеров микрокапсул равномерно распределены на возможном диапазоне их изменения. Исследовано влияние на эксплуатационные упругие свойства трибокомпозитов вариаций объемных содержаний компонентов.

A method of simulation of the effective elastic properties of multicomponent matrix composites with spherical microcapsules filled with a liquid substance is proposed. The method is based on the generalized singular approximation of random field's theory and allows considering the scatter of values of relative geometric sizes of microcapsules (the thickness of the shell to liquid filler radius ratio). Numerical simulation of effective elastic characteristics (Young's modulus and Poisson's ratio) of composites based on phenylone with dispersed inclusions of E-glass and microcapsules, which are filled with mineral oil spherical shells of a kapton, are carried out. It was assumed in this case that the values of the relative geometric dimensions of the microcapsules were evenly distributed over a possible range of their variation. The influence on the effective elastic properties of tribocomposites of the variations in the volumetric content of components was investigated.

Ключевые слова: эффективные модули упругости, матричный композит, включение, микрокапсула, капсулирование, смазка, моделирование.

Keywords: effective elastic modules, matrix composite, inclusion, microcapsule, capsulation, lubricant, simulation.

Введение

Во многих отраслях промышленности успешно применяются технологии капсулирования. Композитные покрытия (лаки), в состав которых входят наполненные жидким смазочным материалом шарикоподобные микрокапсулы, в последние годы также находят все более широкое применение в триботехнике. Микрокапсулы таких покрытий могут выделять смазку при механическом разрушении (например, в результате нагрузок, возникающих на поверхностях трения), что приводит к повышению износостойкости деталей машин и механизмов. Поэтому, несмотря на сложности изготовления многокомпонентных

* Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ 16-08-00262-а.

композитных покрытий с микрокапсулами, разработка и внедрение технологий микрокапсулирования является важной проблемой, решение которой может дать существенный экономический эффект [1, 2].

Экспериментальные исследования физико-механических свойств модифицированных с помощью микрокапсул композитных покрытий требуют бóльших финансовых и временных затрат. Поэтому проведение комплексных теоретических исследований по прогнозированию эксплуатационных (эффективных) упругих характеристик подобных микрокапсулированных материалов — актуальная задача [1—3].

Данная статья является продолжением исследований [3—6]. В указанных работах предложены методы, основанные на использовании обобщенного сингулярного приближения теории случайных полей (ОСП) [7], и проведены вычисления эксплуатационных упругих свойств капсулированных композитных материалов. Применение разработанных в работах [3—6] методов позволяет преодолеть основную проблему, возникающую при вычислении упругих свойств неоднородных материалов с жидкофазными включениями и состоящую в том, что значения сдвигового модуля упругости этих включений близки к нулю (а значит, матрица тензора модулей упругости вырожденная). Однако использованные подходы имеют некоторые недостатки. Так, основным недостатком в работе [4] являлось предположение о том, что сферическая оболочка микрокапсул не оказывает влияния на свойства неоднородных материалов. Предложенный в работах [3, 5, 6] подход позволил учесть влияние относительного геометрического размера микрокапсул (отношение толщины оболочки к радиусу жидкого наполнителя), состава и концентрации компонентов на эксплуатационные свойства композитов. Однако при моделировании не учитывали то, что этот размер имеет разброс значений, поскольку современные технологии не позволяют создавать микрокапсулы с одинаковыми геометрическими характеристиками.

Настоящая работа посвящена:

— совершенствованию метода прогнозирования эксплуатационных упругих свойств многокомпонентных матричных композитов с микрокапсулами, заполненными жидким веществом, позволяющим учитывать разброс значений их относительных геометрических размеров;

— моделированию эффективных упругих характеристик — модуля Юнга и коэффициента Пуассона — трибокомпозитов на основе фенилона с дисперсными включениями бесщелочного стекла и микрокапсулами, представляющими собой наполненные минеральным маслом сферические оболочки каптона (с учетом разброса значений относительных геометрических размеров микрокапсул);

— исследованию влияния на эксплуатационные упругие свойства рассматриваемых трибокомпозитов вариаций объемных содержаний компонентов.

Постановка задачи и построение модели

Эффективные упругие свойства неоднородных материалов определяют тензором модулей упругости c^* (символ "*" здесь и далее означает, что рассматривают эффективные характеристики). Тензор четвертого ранга c^* связывает средние значения напряжений $\langle \sigma_{ij}(\mathbf{r}) \rangle$ и деформаций $\langle \varepsilon_{kl}(\mathbf{r}) \rangle$ в материале:

$$\langle \sigma_{ij}(\mathbf{r}) \rangle = c^*_{ijkl} \langle \varepsilon_{kl}(\mathbf{r}) \rangle, \quad i, j, k, l = 1, 2, 3, \quad (1)$$

где $\mathbf{r}$ — радиус-вектор случайной точки среды;

<...> — процедура усреднения по объему [7].

Для многокомпонентных композитов операция усреднения по объему для некоторой случайной величины $a(\mathbf{r})$ сводится к суммированию:

$$\langle a(\mathbf{r}) \rangle = \sum_s V_s \langle a_s(\mathbf{r}) \rangle,$$

где V_s и $a_s(\mathbf{r})$ — объемная концентрация компонента s-го типа и соответствующая этому компоненту случайная величина, $\sum_s V_s = 1$.

Для проведения моделирования эксплуатационных упругих свойств композитов, позволяющего учитывать взаимодействие элементов неоднородности, состав, форму, ориентацию и концентрацию компонентов, в настоящей работе применяют ОСП [7]. Тогда выражение для тензора c^* имеет следующий вид (индексы опущены):

$$c^* = \left\langle c(\mathbf{r}) \left(I - g(\mathbf{r}) c''(\mathbf{r}) \right)^{-1} \right\rangle \left\langle \left(I - g(\mathbf{r}) c''(\mathbf{r}) \right)^{-1} \right\rangle^{-1}, \quad (2)$$

где I — единичный тензор четвертого ранга;

$c(\mathbf{r})$ — тензор модулей упругости; двумя штрихами обозначена разность между соответствующими параметрами неоднородной среды и однородного тела сравнения, характеристики которого обозначены далее верхним индексом "c": $c''(\mathbf{r}) = c(\mathbf{r}) - c^{c}$;

$g(\mathbf{r})$ — интеграл от сингулярной составляющей второй производной тензора Грина уравнений равновесия, являющийся тензором четвертого ранга.

Для вычисления компонент g_{ijkl} тензора $g(\mathbf{r})$ необходимо вначале осуществить расчеты компонент a_{iklj} тензора четвертого ранга A, а затем в a_{iklj} по двум парам индексов (i, j и k, l) провести операцию симметризации [7]. Компоненты a_{iklj} тензора A вычисляют с помощью следующего соотношения:

$$a_{iklj} = -\frac{1}{4\pi}\int n_k n_j t_{il}^{-1} d\Omega, \qquad (3)$$

где $d\Omega = \sin\theta d\theta d\varphi$ — элемент телесного угла в сферической системе координат;

t_{il}^{-1} — элементы матрицы, обратной матрице T с элементами $t_{il} = c^{c}_{iklj} n_k n_j$; n_k и n_j (k, j = = 1, 2, 3) — компоненты вектора внешней нормали к поверхности включения.

Для эллипсоидальных включений с главными полуосями l_1, l_2 и l_3 компоненты вектора нормали определяют соотношениями

$$n_1 = \frac{1}{l_1}\sin\theta\cos\varphi;\ n_2 = \frac{1}{l_2}\sin\theta\sin\varphi;\ n_3 = \frac{1}{l_3}\cos\theta.$$

Основная задача, решаемая в настоящей работе, состоит в усовершенствовании разработанного в работе [3] двухэтапного метода прогнозирования эксплуатационных упругих свойств многокомпонентных матричных композитов с микрокапсулами, заполненными жидким веществом. Предлагаемый новый подход позволяет учесть разброс значений относительных геометрических размеров микрокапсул.

Суть разработанного усовершенствованного метода прогнозирования эксплуатационных упругих характеристик многокомпонентных композитов со сферическими микрокапсулами состоит в следующем. На первом этапе, опираясь на ОСП, вычисляют эффективные упругие свойства [см. формулы (1), (2)] двухкомпонентных композитов, имитирующих сферические микрокапсулы, заполненные жидким смазывающим веществом. Выполнение данного этапа делает возможным учет относительного геометрического размера микрокапсул, причем расчеты проводят для широкого спектра значений этого размера на возможном диапазоне его изменения.

На втором этапе модифицированного метода по формуле (2) проводят численное моделирование эксплуатационных упругих характеристик многокомпонентного матричного композита, включениями которого служат сферические микрокапсулы с эффективными модулями упругости, вычисленными на первом этапе, а также функционализирующие добавки других материалов. При этом полагают, что относительные геометрические размеры микрокапсул имеют равномерное распределение на всем диапазоне их изменения.

Опишем модель первого этапа метода прогнозирования эксплуатационных упругих характеристик композитов, с помощью которой определяют конкретное значение относительного геометрического размера микрокапсул. Для этого рассмотрим статистически однородный матричный композит, в котором материалом матрицы служат материал оболочки микрокапсул, а включения жидкого смазывающего вещества расположены в матрице случайным образом и имеют сферическую форму среднего радиуса R. Тогда характерную толщину h оболочек микрокапсул вводим следующим образом. Рассматриваем некоторый усредненный элементарный объем, в котором находятся три одинаковых включения (рис. 1). Полагаем, что отдельное включение представляет

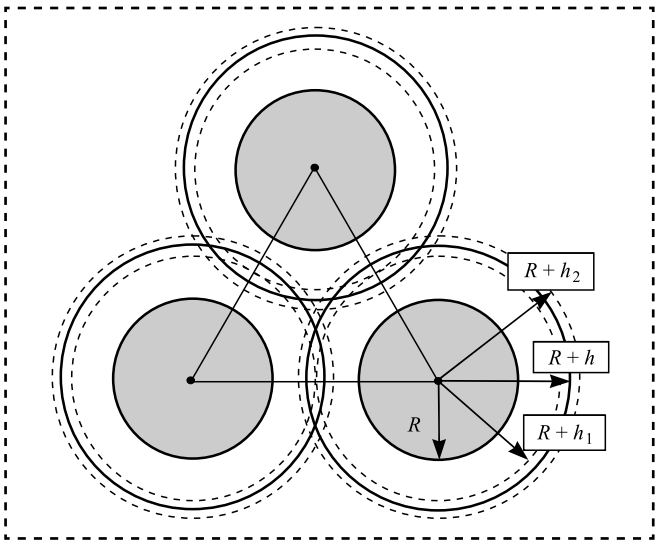


Рис. 1. Модель первого этапа прогнозирования эксплуатационных упругих характеристик композитов

собой шар радиусом $R + h_1$, где расстояние h_1 такова, что все три шара касаются друг друга. Тогда расстояние между центрами шаров равно $2(R + h_1)$. Поскольку в пространстве между касающимися друг друга шарами образуются пустоты, за характерную толщину h оболочек микрокапсул выбираем величину, несколько бóльшую, чем h_1, а именно $h = (h_1 + h_2)/2$, где значение h_2 соответствует случаю, когда все три шара радиусом $R + h_2$ проходят через центр равностороннего треугольника со стороной $2(R + h_1)$.

После определения характерной толщины h оболочек микрокапсул вводим безразмерный параметр микроструктуры h/R, связанный с объемной концентрацией "внутреннего" жидкого тела $V_т$ и объемной концентрацией оболочки $V_об$. Из системы уравнений, связывающей $V_т$, $V_об$ и геометрические размеры h и R компонентов

$$V_т + V_об = 1; \quad \frac{V_об}{V_т} = \left(1 + \frac{h}{R}\right)^3 - 1.$$

Объемные концентрации $V_т$ и $V_об$ можно выразить через относительный геометрический размер h/R следующим образом:

$$V_т = \left(1 + \frac{h}{R}\right)^{-3}; \quad V_об = 1 - \left(1 + \frac{h}{R}\right)^{-3}.$$

Проведение модельных расчетов

Рассмотрим трехкомпонентный композит, изотропной матрицей которого служит фенилон марки С2 (модуль Юнга при сжатии 2822,4 МПа, коэффициент Пуассона 0,21) [3].

Пусть фенилоновый образец наполнен сферическими микрокапсулами, средний размер которых может варьироваться от 120 до 250 мкм. Капсулируемое вещество — минеральное масло, объемный модуль которого равен 1,75 ГПа [8]. Оболочки капсул — изотропный ароматический полиимид каптон марки DuPont Kapton®HN (модуль Юнга 2,5 ГПа, коэффициент Пуассона 0,34) [9]. Средняя толщина оболочки может варьироваться от 25 до 50 мкм. В целях упрочнения композита в фенилоновую матрицу вводят также изотропные дисперсные включения БЩС (модуль Юнга 76,2 ГПа, коэффициент Пуассона 0,22) [8, 10].

Учитывая геометрические размеры микрокапсул, возможные значения безразмерного параметра микроструктуры h/R могут изменяться в пределах 0,2...0,85.

Для проведения модельных расчетов при операциях над тензорами используем матричную форму записи [7]. При этом ненулевые элементы c_{ij} ($i, j = 1,..., 6$) симметрической матрицы тензора c модулей упругости для изотропного материала можно выразить через модуль Юнга E и коэффициент Пуассона ν следующим образом:

$$c_{11} = c_{22} = c_{33} = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)};$$

$$c_{44} = c_{55} = c_{66} = \frac{E}{2(1+\nu)};$$

$$c_{12} = c_{13} = c_{23} = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}.$$

Прогнозирование эффективных модулей упругости микрокапсул (первый этап метода) осуществляли с помощью ОСП [7]. Важнейший момент данного приближения — использование однородного тела сравнения, материальные константы которого входят в выражение (2) для вычисления эффективных упругих характеристик неоднородного материала. Одним из широко применяемых подходов для вычисления параметров тела сравнения служит метод самосогласования [7, 11]. Этот метод использовали на первом этапе прогнозирования при проведении расчетов эффективных упругих свойств микрокапсул при фиксированном значении h/R ($0{,}2 \leqslant h/R \leqslant 0{,}85$). Для получения упругих характеристик тела сравнения была организована итерационная процедура, в которой для его параметров брали значения тензора модулей упругости (в матричной форме записи), полученные на предыдущем шаге итерации. В качестве нулевого приближения для параметров тела сравнения выбирали характеристики, полученные в приближении Фойгта $c_{Voight} = V_т c_т + V_об c_об$ [7]. Такой подход позволил проводить вычисления, несмотря на то, что "внутреннее" тело микрокапсул является жидкостью, объемный модуль которого отличен от нуля, а модуль сдвига равен нулю. Во время проведения итерационной процедуры полагали, что включения жидкого смазывающего вещества имеют средний радиус $R = 1$. Кроме того, при вычислении по соотношению (3) компонент тензора $g(\mathbf{r})$ полагали, что $l_1 = l_2 = l_3 = R = 1$ (для минерального масла)

и $l_1 = l_2 = l_3 = h/2$ (для каптона). Выход из итерационной процедуры осуществляли, когда максимальная разница между соответствующими эффективными модулями c^*_{ij} тензора c^* составляла менее 0,01.

Отметим, что вычисления тензора c^* на первом этапе проводили для 66 значений h/R с шагом 0,01 ($0{,}2 \leqslant h/R \leqslant 0{,}85$). Это позволило в дальнейших расчетах учесть влияние разброса относительных геометрических размеров микрокапсул на эксплуатационные свойства капсулированных многокомпонентных матричных композитов.

На втором этапе метода по соотношению (2) осуществляли численное моделирование эксплуатационных упругих свойств трехкомпонентных композитов на основе фенилоновой матрицы со сферическими микрокапсулами (эффективные модули упругости микрокапсул были вычислены на первом этапе) и дисперсными включениями БЩС. Для вычисления параметров тела сравнения, как и на первом этапе, применяли метод самосогласования [7, 11]. С этой целью фиксировали объемные концентрации включений БЩС ($V_{\text{БЩС}}$), фенилоновой матрицы ($V_{\text{м}}$) и микрокапсул ($V_{\text{капс}}$). При этом считали, что объемные концентрации микрокапсул одинаковы для каждого из 66 значений h/R с шагом 0,01 на отрезке $0{,}2 \leqslant h/R \leqslant 0{,}85$ и равны $V_{\text{капс}}/66$ (так достигалось равномерное распределение значений относительных геометрических размеров микрокапсул на отрезке $0{,}2 \leqslant h/R \leqslant 0{,}85$). Затем организовывали итерационную процедуру, в которой для параметров тела сравнения выбирали значения тензора модулей упругости (в матричной форме записи), полученные на предыдущем шаге итерации. В качестве начальных значений параметров тела сравнения принимали упругие характеристики в приближении Хилла, т.е. среднего арифметического значений, полученных в приближениях Ройсса и Фойгта [7]. При вычислении по соотношению (3) компонент тензора $g(\mathbf{r})$ полагали, что $l_1 = l_2 = l_3 = 1$ для всех элементов неоднородности модельного композита. Выход из итерационной процедуры осуществляли, когда максимальная разница между соответствующими эффективными модулями c^*_{ij} тензора c^* составляла менее 0,01. Затем изменяли объемные концентрации элементов неоднородности композита, и итерационную процедуру повторяли (так рассчитывали зависимости эксплуатационных упругих свойств рассматриваемых композитов от вариаций объемных содержаний их компонентов).

На рис. 2 и 3 приведены результаты численных расчетов значений эксплуатационных упругих характеристик — модуля Юнга E^* и коэффициента Пуассона ν^* — модельных трехкомпонентных трибокомпозитов от изменения процентных объемных содержаний микрокапсул и дисперсных включений БЩС. При этом значения E^* и ν^* вычисляли через элементы c^*_{ij} ($i, j = 1, ..., 6$) матрицы тензора c^* по следующим формулам [7]:

$$E^* = \frac{c^*_{44}\left(3c^*_{12} + 2c^*_{44}\right)}{c^*_{12} + c^*_{44}}; \quad \nu^* = \frac{c^*_{12}}{2\left(c^*_{12} + c^*_{44}\right)}.$$

Основные результаты численного моделирования

1. Увеличение концентрации микрокапсул, приводит к уменьшению значений модуля Юнга E^* и к увеличению значений коэффициента Пуассона ν^* рассматриваемых композитов (см. рис. 2). При этом значения E^* сильно зависят от процентного содержания включений БЩС, а значения ν^* изменяются незначительно при увеличении $V_{\text{БЩС.}}$ Кроме того, вариация значений E^* и ν^* при увеличении объемной доли микрокапсул происходит по закону, близкому к линейному.

2. Увеличение процентного содержания дисперсных включений БЩС приводит к увеличению значений модуля Юнга E^* и уменьшению значений коэффициента Пуассона ν^* (при $V_{\text{БЩС}} < 40$ %) модельных трибокомпозитов (см. рис. 3). При этом значения E^* несущественно зависят от изменения процентного содержания микрокапсул, а значения ν^* значительно изменяются при увеличении $V_{\text{капс}}$. Отметим также, что зависимости значений E^* и ν^* от концентрации БЩС нелинейны.

Таким образом, проведенное моделирование показывает, что необходимы дополнительные экспериментальные исследования по оптимизации процентного содержания элементов неоднородности в целях максимального улучшения трибохарактеристик рассматриваемых композитов без существенного ухудшения их упругопрочностных показателей.

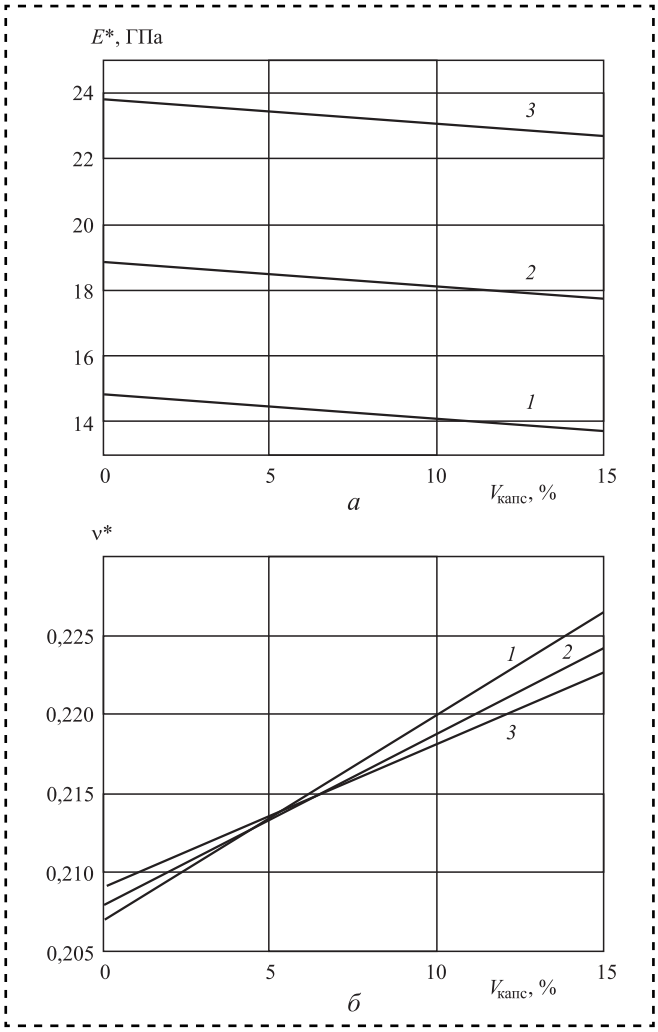


Рис. 2. Эксплуатационные упругие характеристики (модуль Юнга (*а*) и коэффициент Пуассона (*б*)) трибокомпозитов при фиксированной объемной доле дисперсных включений БЩС и изменении объемного содержания микрокапсул:
1 — $V_{БЩС}$ = 50 %; *2* — $V_{БЩС}$ = 55 %; *3* — $V_{БЩС}$ = 60 %

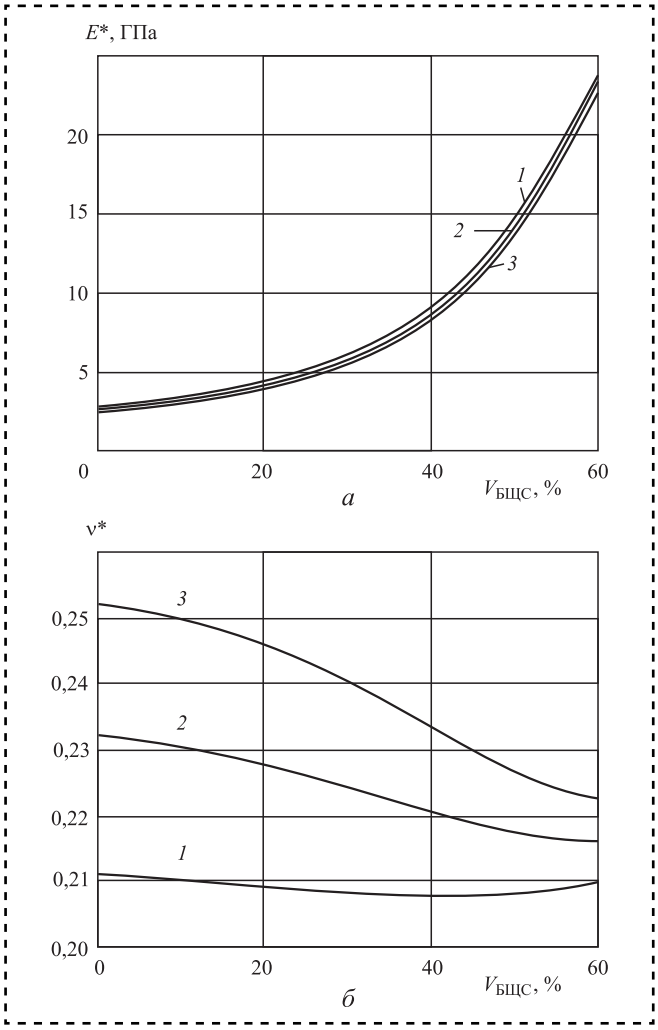


Рис. 3. Эксплуатационные упругие характеристики (модуль Юнга (*а*) и коэффициент Пуассона (*б*)) трибокомпозитов при фиксированной объемной доле микрокапсул и изменении объемного содержания дисперсных включений БЩС:
1 — $V_{капс}$ = 1 %; *2* — $V_{капс}$ = 8 %; *3* — $V_{капс}$ = 15 %

Библиографический список

1. **Солодовник В.Д.** Микрокапсулирование. М.: Химия, 1980. 216 с.
2. **Лопанов А.Н., Тихомирова К.В.** Физико-химические аспекты инженерии капсулирования. Белгород: Изд-во БГТУ, 2015. 294 с.
3. **Прогнозирование** эксплуатационных упругих свойств трибокомпозитов с микрокапсулами, заполненными жидкой смазкой / В.И. Колесников и др. // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. Т. 18. № 9. С. 398—403.
4. **Бардушкин В.В., Сорокин А.И., Сычев А.П.** Моделирование эксплуатационных упругих свойств полимерных композитов с наполненными смазкой сферическими микрокапсулами и дисперсными включениями бесщелочного стекла // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 10. С. 43—47.
5. **Kolesnikov I.V., Bardushkin V.V., Myasnikov Ph.V.** Calculation of stress-deformed condition in polymer nanocomposites filled with microcapsules with lubricant // Journal of Theoretical and Applied Mechanics, Sofia. 2017. Vol. 47. № 4. P. 37—47.
6. **Бардушкин В.В., Сычев А.П., Кочетыгов А.А., Сычев А.А.** Моделирование эксплуатационных упругих характеристик полимерных композитов с микрокапсулами, заполненными жидкой смазкой // Вестник РГУПС. 2018. № 1. С. 146—152.
7. **Шермергор Т.Д.** Теория упругости микронеоднородных сред. М.: Наука, 1977. 399 с.
8. **Физические** величины: справочник / под ред. И.С. Григорьева, Е.З. Мейлихова. М.: Энергоатомиздат, 1991. 1232 с.
9. **Интернет-ресурс.** Режим доступа: http://www.dupont.com/content/dam/dupont/ products-and-services/membranes-and-films/polyimde-films/documents/DEC-Kapton-summary-of-properties.pdf.
10. **Гутников С.И., Лазоряк Б.И., Селезнев А.Н.** Стеклянные волокна. М.: Изд-во МГУ, 2010. 53 с.
11. **Паньков А.А.** Методы самосогласования механики композитов. Пермь: Изд-во ПГТУ, 2008. 253 с.

УДК 621.838.222

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

Совершенствование адаптивной фрикционной муфты первого поколения

Предложена принципиальная схема модернизированной адаптивной фрикционной муфты, созданная на основе повышения точности срабатывания за счет уменьшения максимального вращающего момента и сохранения прежнего минимального вращающего момента путем увеличения силы замыкания фрикционной группы при минимальном значении коэффициента трения.

A schematic diagram of the upgraded adaptive friction clutches, created on the basis of improving the accuracy of triggering, the idea of which is to reduce the maximum value of the torque and maintaining the minimum torque at the expense of increasing the efforts of the circuit of the friction band with the minimum value of coefficient of friction.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, коэффициент трения, коэффициент усиления, точность срабатывания, блокирование.

Keywords: adaptive friction clutch, friction coefficient, gain coefficient, accuracy of operation, blocking.

Введение

Основной недостаток адаптивной фрикционной муфты (АФМ) первого поколения (типа муфты Н.Д. Вернера) — относительно невысокая точность срабатывания [1, 2]. В ряде случаев данный недостаток не позволяет обеспечить надежную защиту узлов и деталей приводов машин от перегрузок и, как следствие, от преждевременного их выхода из строя.

Причина указанного недостатка — ограниченный коэффициент усиления (КУ) отрицательной обратной связи (для АФМ, фрикционная группа которых имеет компоновку по схеме дифференцированных пар трения) [3]. Для АФМ со всеми ведущими парами трения ограничение максимальной величины КУ отсутствует, однако ее увеличение приводит к резкому снижению нагрузочной способности муфт.

Одним из способов повышения точности срабатывания АФМ первого поколения является блокирование действия обратной связи при небольших значениях коэффициента трения, меньших, чем его среднее (расчетное) значение. При этом увеличивается минимальный (настроечный) вращающий момент АФМ, однако повышение точности срабатывания в данном случае невелико.

Под новым будем понимать способ повышения точности срабатывания АФМ первого поколения, заключающийся в уменьшении вращающего момента, соответствующего максимальному значению коэффициента трения, при неизменной величине вращающего момента и минимальном коэффициенте трения.

Коэффициент точности предохранительных муфт любого типа, передающих нагрузку за счет трения, в том числе АФМ, характеризует ширину поля рассеивания вращающего момента [4]:

$$K_{\text{т}} = \frac{T_{\text{п max}}}{T_{\text{п min}}}, \qquad (1)$$

где $T_{\text{п max}}$ — предельный вращающий момент АФМ, соответствующий максимальному значению коэффициента трения;

$T_{\text{п min}}$ — предельный вращающий момент АФМ, соответствующий минимальному значению коэффициента трения.

Исследуем количественное изменение коэффициента точности АФМ при одинаковом

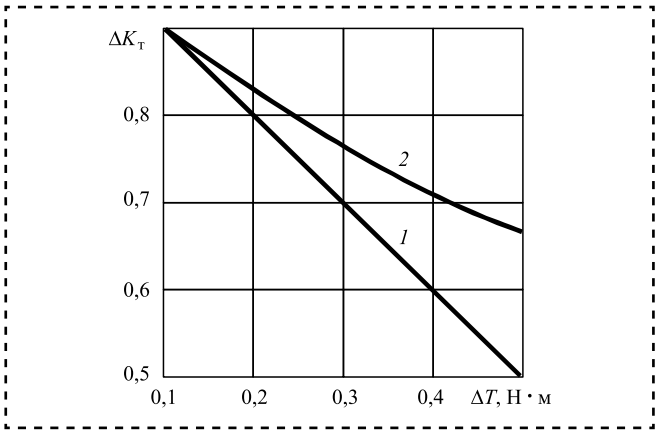


Рис. 1. Графики изменения коэффициента точности АФМ:
1 — уменьшение $T_{п\ max}$; *2* — увеличение $T_{п\ min}$

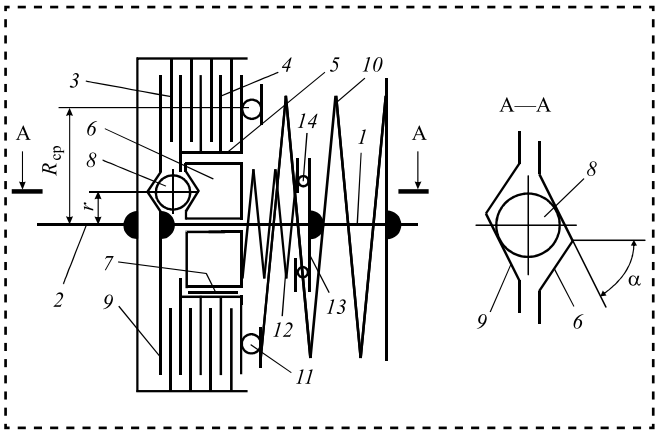


Рис. 2. Принципиальная схема модернизированной АФМ первого поколения

по величине изменении вращающего момента $T_{п\ max}$, если момент $T_{п\ min}$ постоянен, и при изменении $T_{п\ min}$, если вращающий момент $T_{п\ max}$ неизменен (рис. 1).

С увеличением вращающего момента $T_{п\ min}$ и с уменьшением вращающего момента $T_{п\ max}$ коэффициент точности уменьшается. При изменении вращающих моментов $T_{п\ min}$ и $T_{п\ max}$ на одинаковую величину значение коэффициента точности АФМ уменьшается в большей степени в том случае, когда уменьшается вращающий момент $T_{п\ max}$.

Результат исследования показал, что повышение точности срабатывания предохранительных муфт, в том числе АФМ, за счет уменьшения величины вращающего момента $T_{п\ max}$ эффективнее.

Цель работы — разработка и исследование АФМ первого поколения с уменьшенной величиной максимального вращающего момента.

Идея предлагаемой конструкции АФМ первого поколения заключается в том, чтобы при минимальном коэффициенте трения силовое замыкание пар трения осуществлялось за счет усилия, большего, чем усилие при максимальном коэффициенте трения. Указанное изменение усилия силового замыкания должно происходить за счет управляющего устройства (УУ) обратной отрицательной связи, которое прекращает действовать на пары трения при некотором значении коэффициента трения, устраняя часть силового замыкания фрикционной группы (рис. 2).

Полумуфты *1* и *2* связаны между собой пакетом фрикционных дисков *3* и *4*. Диски *3* соединены со ступицей нажимного диска *5* при помощи способа, позволяющего дискам перемещаться в осевом направлении относительно нажимного диска, например, при помощи специального шлицевого соединения, широко применяемого в конструкциях предохранительных фрикционных муфт [4]. Диски *4* связаны аналогичным способом с барабаном полумуфты *2*.

Нажимной диск *5* смонтирован на втулке *6* и связан с нею при помощи направляющей шпонки *7*. Втулка *6* лишена кинематической связи со ступицей полумуфты в окружном и осевом направлениях, за исключением незначительного трения между ними, которое далее не учитывается.

Управляющее устройство муфты выполнено в виде тел качения *8*, которые размещены в гнездах переменной глубины, выполненных на обращенных друг к другу торцовых поверхностях втулки *6* и упорного диска *9*, жестко закрепленного на ступице полумуфты *1* (см. рис. 2, сечение А—А).

Силовое замыкание пар трения осуществляется при помощи двух пружин, поставленных в муфту с предварительным натяжением:

— пружины *10*, которая непосредственно воздействует на нажимной диск *5* через упорный подшипник *11*;

— пружины *12*, воздействующей на нажимной диск *5* через втулку *6* посредством имеющегося на нем осевого упора кольцевой формы.

Для уменьшения сил трения, возникающих между правым торцом пружины *12* и жестко закрепленным на ступице полумуфты *1* упором *13*, закрепленным на ступице полумуфты *1*, установлен упорный подшипник *14*.

Для определения основных параметров исследуемой АФМ запишем в общем виде зависимость по вычислению вращающего момента:

$$T_{пi} = zR_{ср}f_i(F_п + F_{п1} - F_{рi}), \quad (2)$$

где z — число пар трения фрикционной группы;

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

f_i — текущий коэффициент трения;

$F_п$ — сила натяжения пружины *10*;

$F_{п1}$ — сила натяжения пружины *12*;

$F_{рi}$ — текущая распорная (отжимная) сила между телами качения *8* и втулкой *6*.

Распорная сила возникает в результате передачи телами качения *8* вращающего момента:

$$T_{1i} = \frac{z-1}{z}T_{пi}. \quad (3)$$

Формула (3) записана для варианта конструктивно-компоновочной схемы фрикционной группы исследуемой муфты, изображенной на рис. 2. Эта схема построена по типу "ведущая пара трения *3—9* — ведомые пары трения *3—4*", т.е. с дифференцированными парами трения [5].

Число ведущих пар трения *3—9* АФМ принято равным единице [6].

С учетом формулы (3), выражение для вычисления текущей распорной силы запишем в виде:

$$F_{рi} = \frac{(z-1)T_{пi}}{zr}\operatorname{tg}\alpha, \quad (4)$$

где α — угол скоса боковой стенки гнезда под тело качения *8* (см. рис. 2, сечение А—А);

r — радиус окружности, на которой расположены тела качения *8*.

Подставляя выражение (4) в соотношение (2) и решая полученное уравнение относительно $T_{пi}$, находим:

$$T_{пi} = zF_пR_{ср}(1+n)\frac{f_i}{1+(z-1)Cf_i}, \quad (5)$$

где n — коэффициент:

$$n = \frac{F_{п1}}{F_п}; \quad (6)$$

C — коэффициент усиления (КУ) отрицательной обратной связи:

$$C = \frac{R_{ср}}{r}\operatorname{tg}\alpha.$$

Соотношение параметров АФМ должно быть таким, чтобы при некотором значении коэффициента трения распорная сила становилась равной силе натяжения пружины *12* и силе трения между нажимным диском *5* и направляющей шпонкой *7*. В данном случае на нажимной диск и на пары трения *3—4—5—9* будут действовать только сила натяжения пружины *10* и часть распорной силы, равная силе трения между нажимным диском и направляющей шпонкой.

Следовательно, зависимость (5) отражает математическую модель работы АФМ в режиме полной отрицательной обратной связи, воздействующей на пары трения.

Математическая модель исследуемой АФМ в режиме работы с частичной отрицательной обратной связью описывается зависимостью:

$$T_{п1} = zR_{ср}f_i'\left(F_п - F_{тр}\right), \quad (7)$$

где f_i' — коэффициент трения, при котором прекращается действие силы натяжения пружины *12* на нажимной диск *5*;

$F_{тр}$ — сила трения между нажимным диском *5* и направляющей шпонкой *7*.

Значение силы $F_{тр}$ зависит от величины вращающего момента $T_{п1}$, которая на данном этапе исследования не известна. Запишем выражение для вычисления силы $F_{тр}$:

$$F_{тр} = \frac{2(z-1)T_{п1}}{zd}f_1, \quad (8)$$

где f_1 — коэффициент трения между нажимным диском *5* и направляющей шпонкой *7*;

d — наружный диаметр втулки *6*.

После подстановки правой части соотношения (8) в выражение (7) и решения составленного уравнения относительно $T_{п1}$ получим:

$$T_{п1} = zF_пR_{ср}\frac{f_i'}{1+2(z-1)R_{ср}f_1f_i'/d}. \quad (9)$$

Формула (9) сходна с формулой (5) и отражает работу АФМ с выключенной из работы пружиной *12*. Поскольку в данном режиме продолжает действовать распорная сила УУ, а осевой механический контакт между нажимным диском *5* и втулкой *6* отсутствует, часть распорной силы передается на нажимной диск за счет трения между ним и направляющей шпонкой *7*.

Трением между нажимным диском *5* и втулкой *6* пренебрегаем, полагая, что вес нажим-

ного диска и фрикционных дисков *3*, связанных с ним, пренебрежимо мал по сравнению с окружной силой, действующей на направляющую шпонку *7*.

Сравнивая соотношения (5) и (9), видим, что $T_п > T_{п1}$, если принять $f_i \approx f_i'$. Последнее означает, что в отношении соотношения (5) рассматривается период времени работы АФМ, непосредственно предшествующий прекращению действия силы натяжения пружины *12* на нажимной диск *5*.

Для того чтобы вычислить значение коэффициента трения, при котором из работы выключается пружина *12*, составим уравнение равновесия сил, действующих на втулку *6*:

$$F_{р.к} = F_{п1} + F_{тр}. \qquad (10)$$

Распорную силу $F_{р.к}$ определим на основе соотношения:

$$F_{р.к} = \frac{(z-1)T_{п1}}{zr}\operatorname{tg}\alpha. \qquad (11)$$

Силу трения в уравнении (10) вычислим по соотношению (8).

Подставим в равенство (10) правые части соотношений (8) и (11). С учетом выражения (9), заменяя в нем параметр f_i' на $f_к$ (критический коэффициент трения), получаем:

$$f_к = \frac{dn}{(z-1)\left[Cd - 2(n+1)R_{ср}f_1\right]}. \qquad (12)$$

При выводе формулы (12) использована замена параметра $F_{п1}$ в соответствии с соотношением (6).

Для получения более высокой, чем у базового варианта АФМ первого поколения [1], точности срабатывания исследуемой муфты должно выполняться условие:

$$T_{п\,max} > T'_{п\,max}, \qquad (13)$$

где $T_{п\,max}$ и $T'_{п\,max}$ — максимальные вращающие моменты соответственно базового варианта АФМ первого поколения и исследуемой муфты, которые вычисляются при максимальном коэффициенте трения.

Несмотря на некоторую противоречивость утверждения о соотношении точности срабатывания сравниваемых муфт и условия (13), данное противоречие, тем не менее, не имеет достаточных оснований. Это связано с тем, что при соответствующем значении КУ и выполнении равенства $F_п + F_{п1} = F_п'$ (где $F_п'$ — сила натяжения замыкающей пружины в муфте-прототипе) настроечные (минимальные) величины вращающего момента обеих АФМ будут одинаковыми.

Для АФМ первого поколения (базовый вариант) максимальный вращающий момент вычисляется по формуле

$$T_{п\,max} = zF_п'R_{ср}\frac{f_{max}}{1+(z-1)Cf_{max}}. \qquad (14)$$

Подставляя правые части соотношений (9) и (14) в неравенство (13) и учитывая приведенное выше соотношение между силами $F_п'$, $F_п$ и $F_{п1}$, находим ограничение минимальной величины коэффициента *n*:

$$n > (z-1)\frac{1-2R_{ср}f_1f_{max}/d}{1+2(z-1)R_{ср}f_1f_{max}/d}. \qquad (15)$$

Неравенство (15) отражает условие, при котором максимальный вращающий момент исследуемой АФМ больше, чем у АФМ первого поколения (базовый вариант). Из неравенства (15) также следует, что коэффициент *n* зависит от числа пар трения фрикционной группы.

Число пар трения фрикционной группы на практике наиболее легко поддается варьированию, поэтому проведем оценку величины коэффициента *n* и изменения ее в зависимости от параметра *z*. На рис. 3 показан график этой зависимости, построенный с использованием исходных (не варьируемых) данных: $R_{ср} = 0{,}1$ м; $d = 0{,}15$ м; $f_1 = 0{,}15$ [4]; $f_{max} = 0{,}8$.

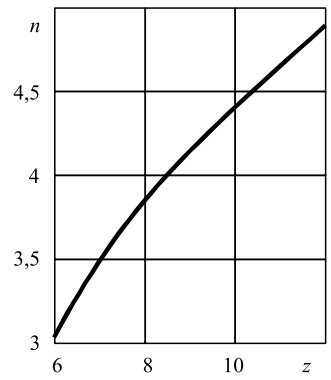


Рис. 3. Зависимость коэффициента *n* от числа пар трения

График показывает, что для выполнения поставленного условия сила натяжения пружины *12* должна быть больше, чем сила натяжения пружины *10* при числе пар трения, определяемом в соответствии с данными графика.

Определение параметров УУ АФМ

Для того чтобы происходило отключение действия УУ на нажимной диск *5* (за исключением влияния части распорной силы посредством трения в шпоночном соединении) в определенный период работы, значение распорной силы должно соответствовать силе натяжения пружины *12*, устанавливаемой при настройке муфты. Изменение (увеличение) распорной силы, связанное с увеличением коэффициента трения между фрикционными парами, должно соответствовать увеличению силы натяжения пружины *12* в результате ее осевой деформации.

Поставленное выше условие, относящееся к соотношению величин действующих в муфте сил, в математической форме записано в виде выражения (10). При заданной силе $F_{п1}$ искомой величиной является распорная сила $F_{р.к}$. Силу трения $F_{тр}$ определяют на основе соотношений (8) и (9). Распорную силу $F_{р.к}$ вычисляют по формуле:

$$F_{р.к} = \frac{(z-1)R_{ср}f_{max}\left(F_{п} - F_{тр}\right)}{r}\operatorname{tg}\alpha = \\ = (z-1)Cf_{max}\left(F_{п} - F_{тр}\right). \quad (16)$$

Подставляя в формулу (16) выражение

$$F_{тр} = \frac{2(z-1)F_{п}R_{ср}}{d}\frac{f_{max}f_1}{1+2(z-1)R_{ср}f_{max}f_1/d},$$

и полученные соотношения — в выражение (10), в результате решения составленного уравнения относительно неизвестного члена C находим:

$$C = \frac{dn + 2(z-1)R_{ср}f_{max}f_1}{(z-1)df_{max}}. \quad (17)$$

Соотношение (17) устанавливает КУ, при котором происходит выключение из работы пружины *12*, если коэффициент трения между элементами пар фрикционной группы становится максимальным. В этом случае максимальный вращающий момент АФМ определяется, аналогично соотношению (9), по формуле:

$$T_{п1max} = zF_{п}R_{ср}\frac{f_{max}}{1+2(z-1)R_{ср}f_{max}f_1/d}. \quad (18)$$

Исследование точности срабатывания АФМ

Выше найдено ограничение минимальной величины КУ, при которой происходит выключение из работы дополнительной пружины *12*. Ограничение найдено для случая, когда АФМ передает нагрузку при максимальном значении коэффициента трения.

Конструкция муфты разработана таким образом, что выключение из работы пружины *12* может происходить при коэффициенте трения меньшем, чем f_{max}. Это произойдет в том случае, когда КУ будет соответствовать назначенному значению коэффициента трения.

Для того чтобы оценить характер изменения КУ в результате изменения коэффициента трения, необходимо заменить в соотношении (17) параметр f_{max} на параметр $f_к$ ($f_к < f_{max}$). Для рассматриваемого случая запишем с учетом соотношения (17) следующее выражение:

$$C_1 = \frac{n}{(z-1)f_к} + \frac{2R_{ср}f_1}{d}. \quad (19)$$

Выражение (19) показывает, что с уменьшением коэффициента трения происходит увеличение C_1 по обратно пропорциональной зависимости.

Если выключение из работы пружины *12* происходит при меньшем, чем f_{max}, значении коэффициента трения, то в интервале $f_к ... f_{max}$ вращающий момент АФМ будет определяться, в том числе, силой натяжения пружины *10*.

В данном случае закономерность изменения вращающего момента муфты определяется по соотношению (9), и при коэффициенте трения, равном f_{max}, вращающий момент $T_{п1\ max}$ будет равен вращающему моменту при значении C, которое вычисляется по соотношению (17).

Однако при значении C, вычисляемом по соотношению (19), минимальная величина вращающего момента АФМ, согласно формуле (5), будет уменьшена, что приведет к снижению точности срабатывания муфты.

Следовательно, наилучшим с точки зрения точности срабатывания исследуемой АФМ является вариант, в котором C вычисляется по соотношению (17).

В связи с этим формула для вычисления коэффициента точности АФМ имеет вид:

$$K_{\text{т}} = \frac{f_{\max}\left[1+(z-1)Cf_{\min}\right]}{(1+n)f_{\min}\left[1+2(z-1)R_{\text{ср}}f_{\max}f_1/d\right]}. \quad (20)$$

Формула (20) получена с учетом соотношений (5) и (18), с заменой в соотношении (5) параметра f_i на $f_{\min}$.

Представление о величине и характере изменения коэффициента точности АФМ можно составить на основе графика функции (20). Определить это на основе аналитического способа не представляется возможным, поскольку параметр C, который входит в указанную формулу, функционально зависит от коэффициента n (см. соотношение (17)).

В соответствии с этим на рис. 4 показан график функции $K_{\text{т}}(n)$, построенный по формуле (20) (рис. 4, кривая *1*). График построен по следующим исходным данным: $f_{\max} = 0{,}8$; $f_{\min} = 0{,}1$; $z = 6$; $R_{\text{ср}} = 0{,}1$ м; $d = 0{,}15$ м; $f_1 = 0{,}15$.

Согласно соотношению (17) КУ функционально зависит от коэффициента n.

Минимальный коэффициент n, использованный при построении графика, вычисляли по соотношению (15). При данном условии максимальный вращающий момент исследуемой АФМ меньше, чем АФМ второго поколения (базовый вариант).

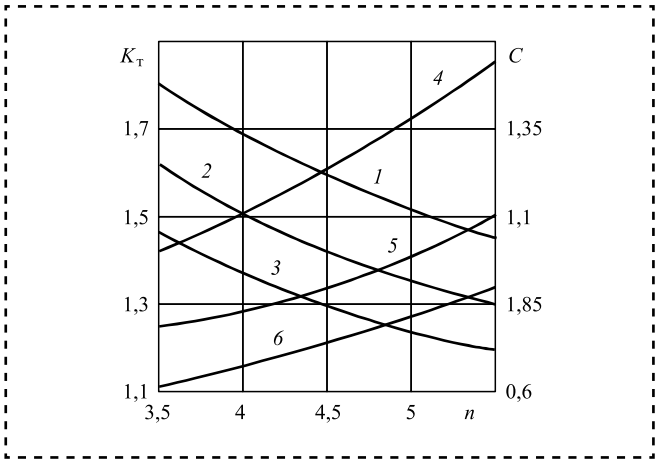


Рис. 4. Зависимость коэффициента точности и КУ от коэффициента *n*

Кривые *2* и *3* на рис. 4 отражают графики функции $K_{\text{т}}(n)$ соответственно при $z = 8$ и при $z = 10$.

С увеличением коэффициента n и числа пар трения фрикционной группы точность срабатывания АФМ повышается (см. рис. 4, кривые *1—3*).

Количественный анализ полученных данных показывает, что модернизированная АФМ первого поколения позволяет достичь высокой точности срабатывания, особенно при больших величинах параметров z и n (см. рис. 4, кривая *3*).

При этом исследуемая АФМ обладает более высокой нагрузочной способностью по сравнению с базовым вариантом АФМ первого поколения при одинаковых конструктивных параметрах сравниваемых вариантов муфт.

Высокая точность срабатывания исследуемой АФМ достигается при КУ, меньших, чем у базового варианта АФМ первого поколения. На это указывают графики зависимости $C(n)$ (см. рис. 4, кривые *4—6*). КУ, принадлежащие кривым *4—6*, использованы при построении графиков *1—3*. Значение КУ увеличивается при возрастании коэффициента n и уменьшается при возрастании параметра z. Первая особенность характера изменения КУ объясняется тем, что увеличение коэффициента n при фиксированной силе $F_{\text{п}}$ означает возрастание силы $F_{\text{п}1}$, что требует большей распорной силы УУ обратной связи.

При увеличении числа пар трения фрикционной группы возрастает величина передаваемого ею вращающего момента, следовательно, для сохранения прежней распорной силы должно быть уменьшено значение КУ.

Реализация идеи уменьшения максимального вращающего момента при сохранении прежней величины минимального вращающего момента за счет превышения силы замыкания фрикционной группы АФМ при минимальном коэффициенте трения над величиной силы замыкания фрикционной группы муфты при максимальном коэффициенте трения позволила при уменьшенном значении КУ повысить нагрузочную способность и точность срабатывания муфты.

Результаты исследования могут быть использованы при синтезе АФМ первого поколения с двойным силовым замыканием пар трения, конструктивном решении авто-

номного силового замыкания пар трения, а также в дальнейших исследованиях АФМ, выполненных по аналогичным конструктивным схемам.

Выводы

Причина недостаточно высокой точности срабатывания АФМ первого поколения (базовый вариант) — ограниченная величина КУ обратной связи. Идея предложенного способа повышения точности срабатывания АФМ первого поколения заключается в уменьшении максимального значения вращающего момента и в сохранении прежнего минимального вращающего момента.

При однонаправленном изменении максимального и минимального вращающих моментов предохранительных муфт любого типа, в том числе АФМ, на одинаковую величину, при фиксированной величине одного из них, точность срабатывания повышается больше при уменьшении максимального вращающего момента. Идея конструкции АФМ первого поколения, реализующая указанный способ повышения точности ее срабатывания, заключается в том, что при минимальном значении коэффициента трения силовое замыкание фрикционной группы осуществляется с усилием, более высоким, чем усилие замыкания при максимальном значении коэффициента трения.

После блокирования усилия дополнительного силового замыкания АФМ продолжает работать в режиме отрицательной обратной связи с уменьшенным выходным сигналом устройства автоматического регулирования, если период блокирования соответствует значению коэффициента трения, меньшему, чем его максимальное значение. Коэффициент трения, при котором происходит блокирование усилия дополнительного замыкания АФМ, зависит от КУ обратной связи.

Условие, согласно которому максимальный вращающий момент модернизированной АФМ первого поколения больше, чем максимальный вращающий момент базового варианта АФМ первого поколения, выполняется при ограничении минимальной величины отношения силы натяжения дополнительной пружины к силе натяжения основной пружины. Для выполнения этого условия сила натяжения дополнительной пружины должна быть больше, чем сила натяжения основной пружины.

Найдено значение КУ обратной связи, при котором блокируется действие дополнительной пружины на пары трения фрикционной группы, если коэффициент трения меньше или равен его максимальному значению. Коэффициент трения, при котором происходит блокирование действия дополнительной пружины, зависит от назначенного КУ обратной связи. После блокирования усилия дополнительного силового замыкания АФМ продолжает работать с частичной отрицательной обратной связью.

Наибольшая точность срабатывания модернизированной АФМ достигается в том случае, когда КУ обратной связи назначается с учетом максимального значения коэффициента трения. Точность срабатывания модернизированной АФМ повышается с увеличением отношения силы натяжения дополнительной пружины к силе натяжения основной пружины. Повышенная точность срабатывания модернизированной АФМ достигается при меньших, по сравнению с базовым вариантом АФМ первого поколения, значениях КУ обратной связи.

Величина КУ обратной связи модернизированной АФМ возрастает с увеличением отношения силы натяжения дополнительной пружины к силе натяжения основной пружины.

Библиографический список

1. **Шишкарев М.П.** Повышение надежности адаптивных фрикционных муфт первого поколения // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2008. № 4. С. 6—9.

2. **Шишкарев М.П.** Точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Тракторы и сельхозмашины. 2009. № 8. С. 29—32.

3. **Шишкарев М.П.** Повышение надежности работы адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения // Известия ОрелГТУ. 2010. № 2—2/284. С. 73—77.

4. **Шишкарев М.П.** Условие высокой точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 7. С. 46—48.

5. **Шишкарев М.П.** Особенности процесса срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2004. № 4. С. 3—7.

6. **Шишкарев М.П.** Оптимизация величины коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2003. № 6. С. 30—31.

УДК 621.757

С.Я. Березин, *д-р техн. наук*
(Забайкальский государственный университет, г. Чита)
E-mail: Berlog_berezin2011@mail.ru

Групповые методы в анализе схем базирования крепежных резьбовых деталей при автоматической сборке

Представлена методика разработки схем базирования широкой номенклатуры крепежных деталей в процессе технологической и конструкторской подготовки сборочных операций. Методика основана на принципе групповой технологии с комплексной крепежной деталью, включающей основные элементы, поверхности и базы и направлена на разработку технологических операций сборки различных резьбовых деталей и конструкций оснастки для реализации операционных переходов.

The procedure of development of basing schemes basing for technological and design preparation of assembly operations of wide types fasteners is presented. The procedure is based on the principle of group technology with a composite parte, including the main elements, surfaces and bases. It is aimed at the development of technological operations of assembly of various threaded parts and tooling structures for the implementation of operational transitions.

Ключевые слова: сборка, оснастка, базирование, базы, резьбовые детали, шпильки, групповая технология, комплексная деталь, операция, переходы, ориентация, сборочная машина.

Keywords: assembly, tooling, basing, bases, threaded parts, studs, group technology, complex part, operation, transitions, orientation, assembly machine.

Правильный выбор баз соединяемых деталей обеспечивает надежное сопряжение их при сборке и дает информацию для разработки технических требований к проектированию соответствующей сборочной оснастки. Задача базирования заключается в построении размерных и других связей на основе установленных условий сборки, а также в установлении определенных соотношений между допусками соединяемых деталей и исполнительных элементов технологической системы сборочной машины [1].

Анализ схем базирования дает возможность совершенствовать конструкции исполнительных и других функциональных узлов сборочной техники, унифицировать определенные узлы, позволяет установить размерные связи между элементами технологической системы.

Обоснование определенной базирующей схемы встречается с рядом трудностей. Первая касается конструктивных особенностей самих соединяемых деталей. Огромное число конструктивных вариантов резьбовых деталей приводит к сложностям в разработке сборочной оснастки. Процесс разработки порой просто не успевает за темпами растущей номенклатуры, что затрудняет ход автоматизации сборки и оставляет предпочтение ручному завинчивающему инструменту. Типовые принципы базирования достаточно проработаны только для сборки деталей массовой номенклатуры — винтов, болтов, гаек, пробок. То же самое касается конструкций и схем базирования базовых сопрягаемых деталей.

Вторая проблема связана с тем, что вопросы базирования рассматриваются в основном на переходах относительного ориентирования осей сопрягаемых деталей, непосредственно перед самой сборкой. Другие же переходы, как правило, упускаются, а их в сборочной машине вполне достаточно, начиная от положения в магазине загрузочного устройства и до удаления готового собранного узла.

Третья проблема заключается в том, что основные принципы теории базирования ориентированы в основном на процессы механической обработки деталей, когда она лишается как можно большего числа степеней свободы. Таким образом, чем прочнее и надежнее она закреплена, тем точнее процесс обработки. Во многих сборочных операциях деталям, наоборот, придаются определенные координатные подвижности для обеспечения соосности, самоустановки, транспортирования и т.д. Применяются методы закрепления деталей в упругих или эластичных опорах, какие не предусмотрены ГОСТ 21495—76. Если по стандарту базирование — это придание заготовке или изделию требуемого положения относительно выбранной системы координат, то при сборке детали могут находиться в движении и вместо стандартного определения "база" следует рассматривать элементы или поверхности, выполняющие какие-либо целевые функции: захвата, центровки, привода, проталкивания, зажима и т.д.

В механической обработке стремятся к соблюдению принципа единства баз. Сборочные же операции в основном многопереходны, и каждый переход в большинстве случаев характеризуется индивидуальной схемой базирования, закрепления, перемещения деталей. Это затрудняет как анализ существующего технологического оснащения сборочных, и в частности, завинчивающих операций, так и процесс конструирования оснастки для сборки оригинальных деталей.

Один из путей выхода из данной ситуации — использование метода групповой унификации технологии, разработанного проф. С.П. Митрофановым для механической обработки [2]. Его принципы могут быть вполне применимы и для резьбосборочного производства.

Групповой метод нацелен на унификацию технологии производства, при котором для групп, однородной по тем или иным конструктивно-технологическим признакам продукции, устанавливаются однотипные методы сборки с использованием однородной и быстропереналаживаемой оснастки. Групповые переналаживаемые приспособления проектируются для групп деталей, сходных по способам установки и закрепления. Сборка деталей различной конфигурации с помощью одного группового приспособления обеспечивается благодаря использованию сменных или регулируемых элементов.

Основа группового метода — комплексная деталь — реальная или условная (искусственно созданная) деталь, содержащая в своей конструкции все основные элементы (поверхности), характерные для деталей данной группы, и являющаяся ее конструктивно-технологическим представителем. Комплексная деталь служит основой при разработке группового процесса и групповой оснастки, образуется методом наложения на наиболее характерную деталь группы новых поверхностей, отсутствующих у этой детали, но имеющихся у других деталей группы (рис. 1). Комплексная резьбовая деталь включает в свою конструкцию основные элементы любого вида резьбовой продукции и состоит из элементов головной и посадочной частей.

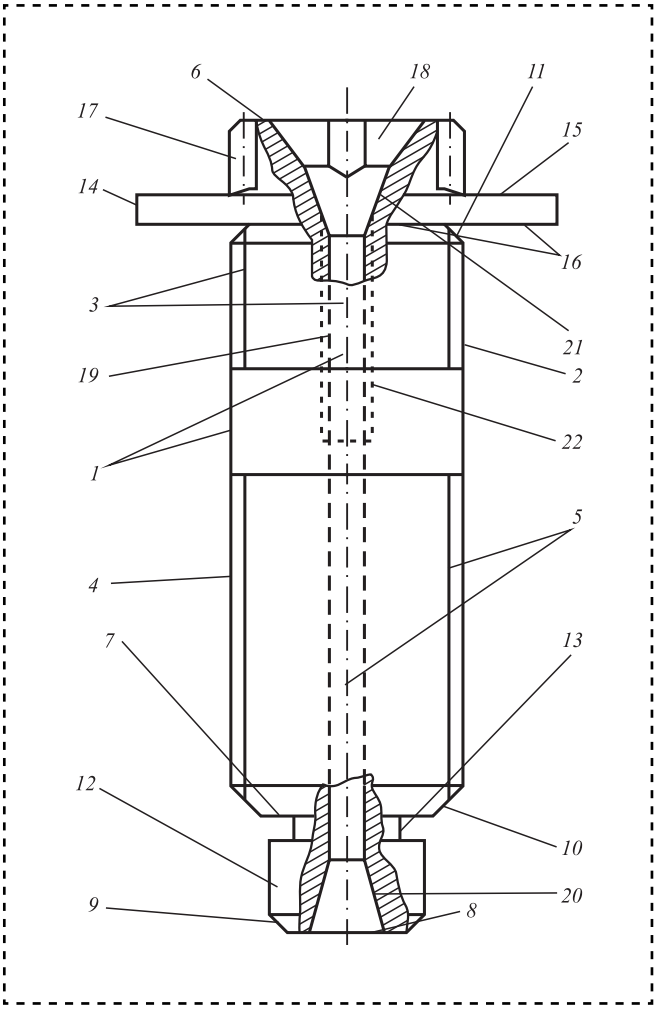


Рис. 1. Комплексная резьбовая деталь с указанием основных баз и конструктивно-функциональных элементов

В табл. 1 представлен весь перечень элементов комплексной детали, которые могут быть использованы для анализа сборочных процессов и схем базирования конкретных резьбовых изделий. Рассмотрим процесс завинчивания резьбовых шпилек на сборочном агрегате (рис. 2). Определенные устройства такого агрегата рассматривались в работе [3].

Уложенные в магазин *2* шпильки *1* подаются в трубчатый питатель *3* толкателем от пневмоцилиндра *4*, который одновременно перемещает шибер *5* в поперечном направлении от

Таблица 1

Составные части комплексной детали

Составные части детали	Позиция на рис. 1	Элементы, оси, базы
Головная часть	*3*	1. Ось детали (скрытая база) 2. Элемент привода для завинчивания
	6	1. Опорная база 2. Направляющая база 3. Элемент транспортирования
	11	Элемент ориентирования
	14	Направляющая база
	15	Опорная и направляющая база
	16	1. Направляющая база 2. Элемент транспортирования
	17	Элемент привода для завинчивания
Стержневая часть	*1*	1. Ось детали (скрытая база) 2. Направляющая база 3. Элемент удерживания от проворота
	2	Направляющая база. Двойные направляющие базы (*2-4*) и (*1-2*) (по линии наружного диаметра резьбы)
	3	1. Ось детали (скрытая база) 2. Элемент привода
	4	Направляющая база. Двойная направляющая база (4-2) (по наружному диаметру резьбы)
	5	1. Ось детали (скрытая база) 2. Сборочная база
	7	1. Опорная база 2. Элемент транспортирования
	10	Элемент ориентирования
Концевая часть	*8*	1. Опорная база 2. Направляющая база
	9	Элемент ориентирования
	12	Направляющая база
	13	Элемент транспортирования
Внутренние элементы	*18*	Элемент привода
	19	Элемент ориентирования
	20	Элемент ориентирования
	21	Элемент захвата и переноса
	22	Элемент привода

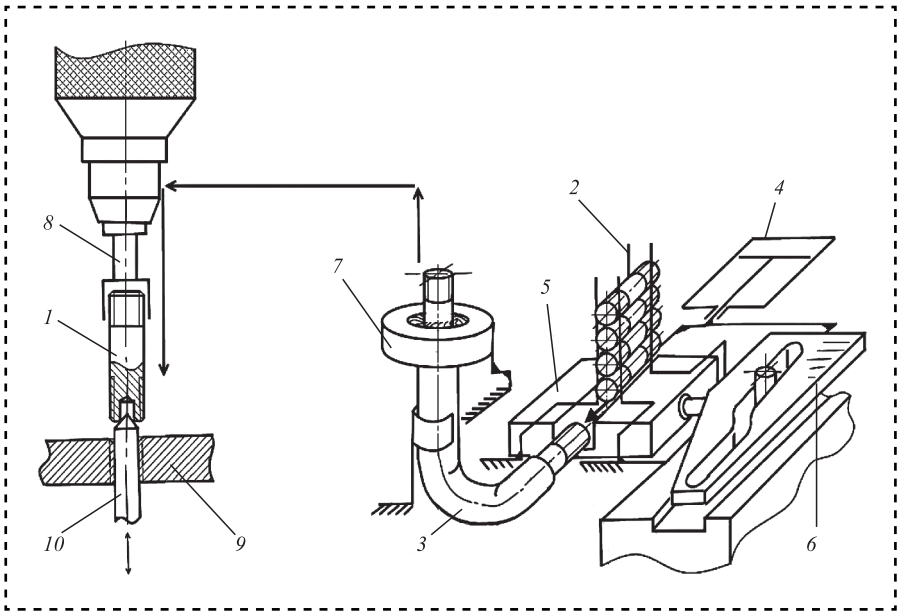


Рис. 2. Схема сборочной машины для завинчивания шпилек в отверстия базовой детали

кулачка *6*. По трубчатому питателю шпильки далее проталкиваются в щеточное удерживающее устройство *7*. Оно создает тормозящий момент для наворачивания на гаечный конец патрона *8*. Захваченная патроном шпилька переносится к базовой детали *9*, подается вниз и совмещается с ловителем *10* по ориентирующему отверстию шпильки. Ловитель совмещает ось шпильки с осью отверстия детали *9*. Он подпружинен и позволяет свободно заворачивать шпильку в отверстие базовой детали.

После затяжки шпильки патрон реверсируется и наконечник свинчивается с ее гаечного конца. В промежуток времени между захватом шпильки, ее позиционированием и завинчиванием срабатывает шиберно-подающее устройство и на позиции *7* появляется гаечный конец следующей шпильки. Далее цикл повторяется.

В соответствии с перечнем элементов комплексной детали по табл. 1 можно установить схему участия в переходах сборочного процесса соответствующих элементов шпильки. Номера элементов перенесены на чертеж шпильки в соответствии с рис. 3. Каждый из данных элементов выполняет определенную функцию в переходах сборочного процесса, которые представлены в табл. 2.

Проблемы анализа и выбора адекватного состава баз связаны еще и с вопросами обеспечения точности сборочного процесса. Вопрос о точности совмещения при соединении деталей может рассматриваться с двух сторон, в зависимости от наличия сопрягающихся при сборке поверхностей или от наличия присоединяемых поверхностей.

В первом случае — это соединение деталей, имеющих охватывающую и охватываемую поверхности (как правило, цилиндрические поверхности).

Ко второму случаю относятся соединения, образуемые присоединяемыми или прикрепляемыми поверхностями. Относительное положение таких деталей в заданных координатах устанавливается в базирующих приспособлениях, вплоть до окончательного закрепления. Примером может служить процесс расстановки приварных шпилек по координатным точкам лонжерона или фрагмента корпуса автомобиля.

В обоих случаях карта базирующих элементов, установленных для определенного перехода, может помочь в расчете координатного

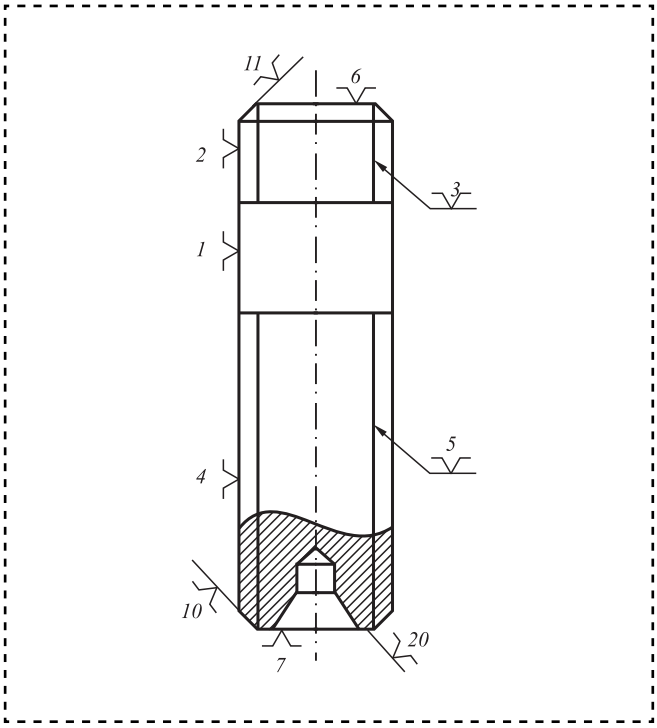


Рис. 3. Базы и элементы шпильки

Таблица 2

Карта базирующих и функциональных элементов шпильки из состава комплексной детали, участвующих в переходах сборочного процесса

Переходы	Поверхности и элементы					Базы		
	Ориентирующая	Для захвата и удержания	Для привода	Для зажима и фиксации	Упорная	Опорная	Направляющая (в скобках — двойная направляющая)	Сборочная
Укладка шпилек в магазин							*1*, (*2*, *4*), *6*, *7*	
Перемещение шпильки шибером в провальный паз							(*2*, *4*)	
Проталкивание шпильки в питатель *3*					*20*		(*2*, *4*)	
Фиксация в устройстве захвата *7*				*1*, *4*				
Захват шпильки патроном *8*		*2*						
Совмещение осей шпильки и ловителя *10*	*19*							
Совмещение конца шпильки с выходом отверстия базовой детали *9*	*10*							
Заворачивание шпильки в отверстие базовой детали			*2*			*6*		*5*

положения осей присоединяемых деталей относительно базовых точек основной детали.

Приведенная конструкция комплексной детали примерная и может быть видоизменена путем добавления или удаления элементов. Все зависит от доминирующих конструктивных особенностей рассматриваемой группы крепежных изделий.

Предложенная методика позволит установить ряд положительных моментов для определенных этапов технологической подготовки сборочного производства. На ее основе можно получить дополнительные возможности, повышающие эффективность технологической и конструкторской подготовки производства:

1. Более рационально анализировать структуру операционных переходов и разрабатывать соответствующие операционные эскизы.

2. Детально прорабатывать конструктивные элементы сборочной техники и технологической оснастки.

3. Адаптировать методику к сборочным процессам установки крепежных деталей различных типов и конфигураций.

4. Разрабатывать технические требования к сборочным процессам и технологической оснастке.

Библиографический список

1. **Гусев А.А.** Базирование соединяемых деталей при автоматизации их сборки // Автоматизация и современные технологии. 1994. № 9. С. 2—9.

2. **Митрофанов С.П.** Групповая технология машиностроительного производства. В 2 т. Т. 1. Организация группового производства. Л.: Машиностроение, 1983. 408 с.

3. **Березин С.Я., Чумаков Р.Е.** Механика ориентирующе-тормозных устройств для подачи шпилек в сборочных автоматах // Технология, экономика, педагогика: сб. науч. тр. Чита: ЗабГПУ, 2002. С. 94—97.

УДК 539.3.539.3/6

Э.А. Буланов, *д-р техн. наук (Московский государственный университет технологий и управления им. К.Г. Разумовского),*
Е.В. Садовская
(Московский авиационный институт (Национальный исследовательский университет))
E-mail: blu237@mail.ru

К расчетам на устойчивость

Представлено доказательство, что при идеальной схеме нагружения пластины, стержня сжимающей силой, потеря устойчивости (изгиб) не происходит. В реальной схеме нагружения деформациия изгиба возникает с начала нагружения вследствие отклонений от идеальной схемы. Получены точные решения для изогнутой оси пластины, стержня при действии силы при различных случаях отклонения от идеальной схемы.

It is being proved that under an ideal loading scheme of the rod's plate with compressive force, loss of stability (bending) does not occur. In the actual loading scheme, the deformation of the bending appears from the beginning of loading due to deviations from the ideal scheme. Precise solutions are obtained for the curved axis of the plate's the rod under the action of force with eccentricity, at an angle and when the axis of the rod is bent.

Ключевые слова: пластина, стержень, сжатие, критическая сила.

Keywords: plate, rod, compression, critical force.

Введение

При сборке точных приборов необходимо знать деформацию и напряжения в деталях (стержнях, пластинах), испытывающих действие сжимающей силы. Такие детали обязательно рассчитывают на устойчивость [1]. Потеря устойчивости (изгиб) наступает, когда сжимающая сила равна критической $F_{кр}$. Условие устойчивости стержня при сжатии силой F:

$$\sigma = \frac{F}{A} < \sigma_{кр} = \frac{F_{кр}}{A},$$

где σ — напряжение сжатия;

A — площадь сечения.

При упругих деформациях напряжение сжатия σ не должно превышать предел упругости $\sigma_у$, т.е. должно выполнятся условие $\sigma < \sigma_у$.

При идеальной схеме нагружения, когда ось стержня строго прямолинейна и направлена вертикально (с учетом собственного веса), сила приложена в центре сечения и направлена вдоль оси стержня, механические характеристики материала равномерно распределены в объеме, стержень не будет терять устойчивость (изгибаться) при любой силе. К тому же при изгибе нарушается принцип минимума потенциальной энергии деформации. В реальном случае нагружения деталь будет изгибаться с начала нагружения, что позволяет точно определить ее деформацию в зависимости от силы.

Вывод дифференциального уравнения изогнутой оси

Рассмотрим сжатие пластины толщиной a, шириной b ($b = \infty$), высотой l, силой F, приходящейся на единицу ширины, при каком-либо одном отклонении от идеальной схемы.

Когда сила приложена с эксцентриситетом e и создает постоянный момент $M_0 = eF$ (рис. 1), в сечении с координатой x действует изгибающий момент:

$$M = F\left(e + V(l) - V(x)\right),$$

где $V(x)$ — уравнение изогнутой оси.

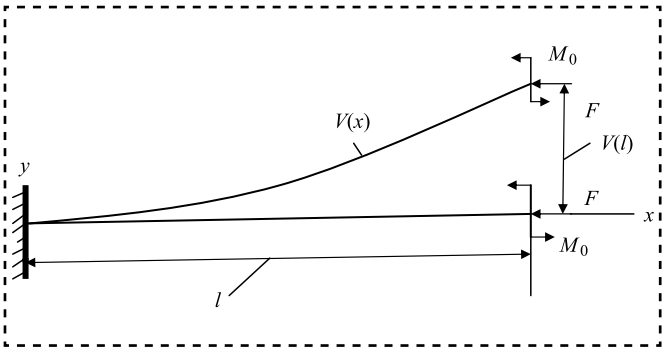


Рис. 1. Деформация оси — сила приложена с эксцентриситетом

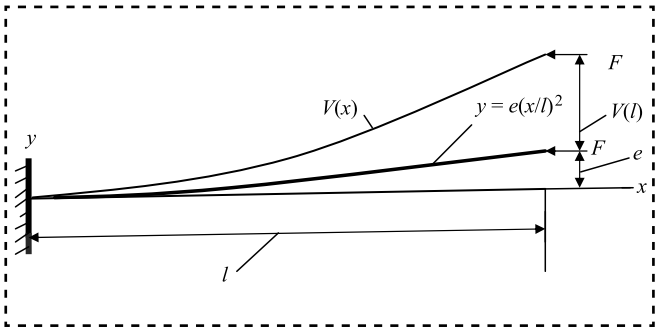


Рис. 2. Деформация оси — ось стержня изогнута в начале нагружения

Когда ось пластины не прямая, а изогнута (рис. 2) — формула оси $y = e\left(\frac{x}{l}\right)^2$. В сечении с координатой x изгибающий момент:

$$M = F\left(V(l) + e - V(x) - e\left(\frac{x}{l}\right)^2\right).$$

Если сила действует под малым углом $\beta < 5°$ (рис. 3), то поперечная (касательная) составляющая силы $F_t = F\sin\beta$, продольная (нормальная) составляющая $F_n = F\cos\beta$. Представим

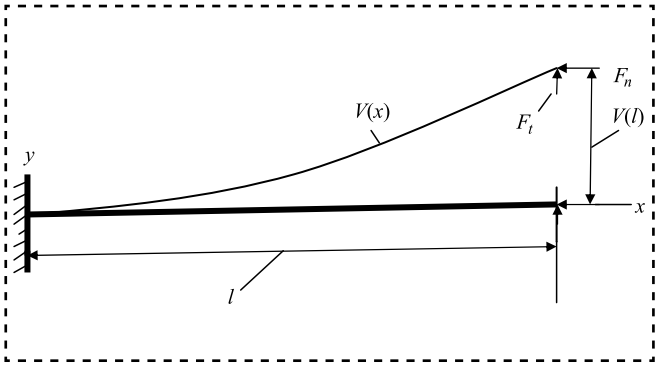


Рис. 3. Деформация оси — сила действует под углом

$\sin\beta = \frac{e}{l}$, тогда при $\beta < 5°$ $\cos\beta > 0{,}996$ и $F_n \approx F$.

В этом случае в сечении с координатой x изгибающий момент:

$$M = F\left(V(l) - V(x) + e - e\left(\frac{x}{l}\right)\right).$$

Когда ось стержня расположена горизонтально (рис. 4), в этом случае в сечении с координатой x изгибающий момент:

$$M = F\left(V(l) - V(x)\right) + q\frac{(l-x)^2}{2},$$

где q — вес единицы длины стержня.

Во всех случаях в сечении с координатой x действуют нормальная сила $N = -F\cos\alpha$; касательная сила $T = F\sin\alpha$, где $\alpha = \mathrm{arctg}V'(x)$.

При малых деформациях $V' \leqslant 0{,}05$, тогда $N = -F$, $T \approx 0$, а угол $\alpha \leqslant 2{,}86°$. Для первых трех случаев выражение для момента представим в виде

$$M = F(V(l) - V(x) + f(x)).$$

При учете собственного веса, когда ось стержня горизонтальна,

$$M = F(V(l) - V(x)) + f(x).$$

Функция $f(x)$ принимает соответствующие для каждого случая значения.

Определим уравнение изогнутой оси $V(x)$ с помощью моментной теории упругости [2]. Представим выражение для нормальных напряжений для первых трех случаев в виде

$$\sigma_x = -\frac{F\left(V(l) - V(x) + f(x)\right)y}{I} - \frac{F}{A},$$

где I — момент инерции, $I = \frac{1 \cdot a^3}{12}$;

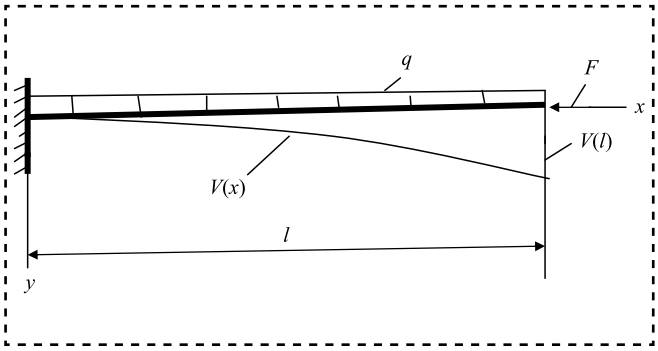


Рис. 4. Деформация оси с учетом собственного веса

A — площадь сечения, $A = 1 \cdot a$.

Из уравнения равновесия определим касательные напряжения в виде

$$\tau_{yx} = -\frac{F\left(V'(x) - f'(x)\right)s(y)}{I},$$

где $s(y) = \frac{1}{2}\left(y^2 - \left(\frac{a}{2}\right)^2\right)$.

Из уравнения моментов для элемента объема моментные напряжения

$$\mu_x = \int \tau_{yx} dx = -\frac{F(V(x) - f(x) - V(l))s(y)}{I}.$$

На торце ($x = 0$) момент от μ_x уравновешивает момент от σ_x:

$$\int_{-a/2}^{a/2} \left(\sigma_x y + \mu_x\right) dy = 0.$$

Угол сдвига

$$\gamma_{yx} = -\frac{F\left(V'(x) - f'(x)\right)s(y)}{2IG} - \\ -\frac{Fs(y)}{4IB_x}\int\left(V(l) - V(x) + f(x)\right)dx + \gamma(y),$$

где G — модуль сдвига;

B_x — искомая константа.

Перемещения:

по оси x

$$U(xy) = \\ = -\frac{Fy}{EI}\int\left(f(x) + V(l) - V(x)\right)dx - \frac{Fx}{EA} + U(y);$$

по оси y

$$V(xy) = \\ = \nu\frac{F\left(f(x) + V(l) - V(x)\right)s(y)}{2EI} + \nu\frac{Fy}{EA} + V(x),$$

где E — модуль упругости;

ν — коэффициент Пуассона.

Выражения для перемещений и угла сдвига подставим в уравнение совместности деформаций

$$\frac{\partial U(xy)}{\partial y} + \frac{\partial V(xy)}{\partial x} = \gamma(yx).$$

В результате получим уравнение

$$-\frac{F}{EI}\left(\int(f(x) + V(l) - V(x))dx + \nu(V'(x) - f'(x))s(y)\right) + \\ + \frac{\partial U(y)}{\partial y} + \frac{\partial V(x)}{\partial x} = -\frac{Fs(y)}{2GI}(V'(x) - f'(x)) - \\ -\frac{Fs(y)}{4B_x I}\int(V(x) - V(l) - f(x))dx + \gamma(y).$$

Отсюда следуют два уравнения

$$V''(x) + k^2V(x) = k^2(f(x) + V(l));$$

$$V''(x) + \frac{G(1+\nu)}{2B_x}V(x) = \frac{G(1+\nu)}{2B_x}\left(f(x) + V(l)\right),$$

где $k^2 = \frac{F}{EI}$.

Тогда из уравнений следует

$$B_x = \frac{E^2 I}{4F}.$$

Дифференциальное уравнение изогнутой оси в общем случае

$$V''(x) + k^2V(x) = k^2(f(x) + V(l)).$$

Аналогично, в случае учета собственного веса, когда ось стержня расположена горизонтально, дифференциальное уравнение изогнутой оси

$$V''(x) + k^2V(x) = k^2V(l) + \frac{q(l-x)^2}{2}.$$

Определение уравнения изогнутой оси при различных случаях действия силы

Когда сила приложена с эксцентриситетом $f(x) = e$ (см. рис. 1), решение для $V(x)$ получим в виде

$$V(x) = C_1\sin kx + C_2\cos kx + e + V(l).$$

При граничных условиях: $V(x = 0) = 0$; $V'(x = 0) = 0$; $V(x = l) = V(l)$ уравнение изогнутой оси запишем:

$$V(x) = e\frac{1 - \cos kx}{\cos kl};$$

$$V'(x) = ek\frac{\sin kx}{\cos kl}.$$

При $x = l$ и $F = nF_{кр} = n\dfrac{\pi^2 EI}{4l^2}$; $kl = \sqrt{n}\dfrac{\pi}{2}$ уравнения примут вид

$$V(x=l) = e\frac{1-\cos\sqrt{n}\dfrac{\pi}{2}}{\cos\sqrt{n}\dfrac{\pi}{2}}; \qquad (1)$$

$$V'(x=l) = \frac{e}{l}\sqrt{n}\frac{\pi}{2}\operatorname{tg}\sqrt{n}\frac{\pi}{2}.$$

Полученное решение совпадает с решением в сопротивлении материалов для стержня [1]. В теории упругости в решении для стержня (b = const) уравнение изогнутой оси остается таким же, как для пластины.

При $e = 0$, т.е. когда сила приложена в центре торцевого сечения, оно имеет отклонение $V(l)$ — задача Эйлера. Аналогичное решение приводит к следующему результату:

$$V(x) = V(l)(1 - \cos kx); \qquad (2)$$

$$V'(x) = V(l)k\sin kx. \qquad (3)$$

При $x = l$ и $F = nF_{кр}$; $kx = \sqrt{n}\dfrac{\pi x}{2l}$:

$$V(x=l) = V(l)\left(1-\cos\sqrt{n}\frac{\pi}{2}\right).$$

Отсюда следует, что при $F > F_{кр}$ отклонение торцевого сечения возрастает, при $F < F_{кр}$ уменьшается, а при $F = F_{кр}$ остается прежним.

Если $V(l) = 0$, тогда $V(x) = 0$ при любой силе, что соответствует идеальной схеме нагружения. В задаче Эйлера бездоказательно предполагается, что при сжатии прямого стержня некоторой силой стержень изгибается. Это возможно лишь при отклонении от идеальной схемы.

В работе [1] приведено решение задачи продольного изгиба стержня в переменных: s (дуга изогнутой оси) и угол α:

$$\frac{d^2\alpha}{ds^2} = -k^2\sin\alpha.$$

Однако данное уравнение имеет другое решение

$$\left(\frac{d\alpha}{ds}\right)^2 = 2k^2\left[\cos\alpha - \cos\alpha(l)\right],$$

откуда

$$ks = \int\frac{d\alpha}{\sqrt{2\left[\cos\alpha - \cos\alpha(l)\right]}}.$$

При малых деформациях $s \approx x$, $\alpha \approx V_1'(x)$ и $\cos\alpha \approx 1 - \dfrac{\alpha^2}{2}$ получим

$$kx = \arcsin\frac{\alpha}{\alpha(l)}. \qquad (4)$$

Если при $x = l$ $\alpha = \alpha(l)$, то $kl = \dfrac{\pi}{2}$, т.е. при $F = F_{кр}$ начальный угол $\alpha(l)$ остается прежним, при $F > F_{кр}$ возрастает, при $F < F_{кр}$ уменьшается.

Из уравнения (4) следует

$$V_1'(x) = V_1'(l)\sin kx;$$

$$V_1(x) = V_1'(l)(1-\cos kx)/k.$$

Данное решение совпадает с решением (2) и (3), если начальное отклонение $V(l)$ и начальный угол $\alpha(l) = V_1'(l)$ связаны равенством $V(l) = V_1'(l)k$. То есть решение в переменных s и α приводит к тому же результату, что и решение в переменных x и y.

Максимальные напряжения (сжатие) возникают при $x = 0$ и $y = \dfrac{a}{2}$:

$$\sigma = n\sigma_{кр}\left(1 + \frac{6e}{a\cos\sqrt{n}\dfrac{\pi}{2}}\right), \qquad (5)$$

где $\sigma_{кр} = \dfrac{F_{кр}}{A} = \dfrac{\pi^2 a^2 E}{48l^2}$.

Приравняв выражение для максимальных напряжений (5) к пределу упругости, получим уравнение:

$$\sigma_y/\sigma_{кр} \leqslant n\left(1 + \frac{6e}{a\cos\sqrt{n}\dfrac{\pi}{2}}\right). \qquad (6)$$

Отсюда определим силу $F = nF_{кр}$, при которой напряжения достигают предела упругости.

Когда ось стержня изогнута в начале нагружения $f(x) = e - e\left(\dfrac{x}{l}\right)^2$ (см. рис. 2), решение для $V(x)$ получим в виде

$$V(x) = C_1 \sin kx +$$
$$+ C_2 \cos kx + e + V(l) - e\left(\frac{x}{l}\right)^2 + C_3.$$

При граничных условиях: $V(x = 0) = 0$; $V'(x = 0) = 0$; $V(x = l) = V(l)$ получим уравнение изогнутой оси:

$$V(x) = \frac{2e(1 - \cos kx)}{(kl)^2 \cos kl} - e\frac{x^2}{l^2};$$
$$V'(x) = \frac{2ek \sin kx}{(kl)^2 \cos kl} - e\frac{2x}{l^2}.$$

При $x = l$ и $kl = \sqrt{n}\frac{\pi}{2}$ уравнения примут вид

$$V(l) = \frac{8e\left(1 - \cos\sqrt{n}\frac{\pi}{2}\right)}{n\pi^2 \cos\sqrt{n}\frac{\pi}{2}} - e;$$
$$V'(l) = \frac{8e \operatorname{tg}\sqrt{n}\frac{\pi}{2}}{\pi^2 l} - e\frac{2}{l}.$$

Максимальные напряжения (сжатие) возникают при $x = 0$ и $y = \frac{a}{2}$:

$$\sigma = n\sigma_{\text{кр}}\left(1 + \frac{48e\left(1 - \cos\sqrt{n}\frac{\pi}{2}\right)}{n\pi^2 a \cos\sqrt{n}\frac{\pi}{2}}\right). \quad (7)$$

Приравняв выражение для максимальных напряжений (7) к пределу упругости, получим уравнение

$$\sigma_y/\sigma_{\text{кр}} = n\left(1 + \frac{48e\left(1 - \cos\sqrt{n}\frac{\pi}{2}\right)}{n\pi^2 a \cos\sqrt{n}\frac{\pi}{2}}\right). \quad (8)$$

Затем определим силу $F = nF_{\text{кр}}$, при которой напряжения достигают предела упругости.

Когда сжимающая сила действует под малым углом $\beta < 5°$, поперечная (касательная) составляющая силы $F_t = F\sin\beta$, продольная (нормальная) составляющая $F_n = F\cos\beta$ (см. рис. 3), $\sin\beta = \frac{e}{l}$, тогда $\cos\beta > 0{,}996$, т.е. $F_n \approx F$. В этом случае функция $f(x) = e - e\left(\frac{x}{l}\right)$ и решение для $V(x)$ получим в виде

$$V(x) = C_1 \sin kx + C_2 \cos kx + V(l) + e - e\left(\frac{x}{l}\right).$$

При граничных условиях: $V(x = 0) = 0$; $V'(x = 0) = 0$; $V(x = l) = V(l)$ получим уравнение изогнутой оси

$$V(x) = e\frac{\operatorname{tg} kl(1 - \cos kx)}{kl} + e\frac{\sin kx}{kl} - e\frac{x}{l};$$
$$V'(x) = e\frac{\operatorname{tg} kl \sin kx}{l} + e\frac{\cos kx}{l} - e\frac{1}{l}.$$

При $x = l$ и $kl = \sqrt{n}\frac{\pi}{2}$ уравнения примут вид

$$V(l) = e\frac{\operatorname{tg}\sqrt{n}\frac{\pi}{2}}{\sqrt{n}\frac{\pi}{2}} - e;$$
$$V'(l) = \frac{e}{l\cos\sqrt{n}\frac{\pi}{2}} - \frac{e}{l}.$$

Максимальные напряжения (сжатие) возникают при $x = 0$ и $y = \frac{a}{2}$:

$$\sigma = n\sigma_{\text{кр}}\left(1 + \frac{6e \operatorname{tg}\sqrt{n}\frac{\pi}{2}}{a\sqrt{n}\frac{\pi}{2}}\right). \quad (9)$$

Приравняв выражение для максимальных напряжений (9) к пределу упругости, получим уравнение

$$\sigma_y/\sigma_{\text{кр}} = n\left(1 + \frac{6e \operatorname{tg}\sqrt{n}\frac{\pi}{2}}{a\sqrt{n}\frac{\pi}{2}}\right). \quad (10)$$

Определим силу $F = nF_{\text{кр}}$, при которой напряжения достигают предела упругости.

С учетом собственного веса, когда ось стержня расположена горизонтально, решение для $V(x)$ можно представить как сумму решений, зависящих от F и q:

$$V(x) = C_1 \sin kx + C_2 \cos kx + V(l) +$$
$$+ \frac{q(l - x)^4}{24EI} - \frac{ql^4}{24EI} + \frac{ql^3 x}{6EI}.$$

При граничных условиях: $V(x = 0) = 0$; $V'(x = 0) = 0$; $V(x = l) = V(l)$ получим уравнение изогнутой оси

$$V(x) = V(l)(1 - \cos kx) +$$
$$+ \frac{q(l - x)^4}{24EI} - \frac{ql^4}{24EI} + \frac{ql^3 x}{6EI};$$

$$V'(x) = V(l)k\sin kx - \frac{q(l-x)^3}{6EI} + \frac{ql^3}{6EI}.$$

В решении аналогичной задачи, представленном в работе [1], не выполняется одно из трех граничных условий.

При $x = l$ уравнения примут вид

$$V(l) = \frac{ql^4}{8EI\cos kl};$$

$$V'(l) = \frac{ql^3 kl\,\mathrm{tg}\,kl}{8EI} + \frac{ql^3}{6EI},$$

где $kl = \sqrt{n}\frac{\pi}{2}$.

Вес стержня $G = ql = \gamma abl$, где γ — вес единицы объема.

Максимальные напряжения (сжатие) возникают при $x = 0$ и $y = \frac{a}{2}$:

$$\sigma = n\sigma_{\text{кр}}\left(1 + \frac{\gamma a}{E}\left(\frac{l}{a}\right)^4\left[\frac{9}{\cos\sqrt{n}\frac{\pi}{2}} + \frac{12^2}{n\pi^2}\right]\right). \quad (11)$$

Приравняв выражение для максимальных напряжений (11) к пределу упругости, получим уравнение

$$\sigma_{\text{у}}/\sigma_{\text{кр}} = n\left(1 + \frac{\gamma a}{E}\left(\frac{l}{a}\right)^4\left[\frac{9}{\cos\sqrt{n}\frac{\pi}{2}} + \frac{12^2}{n\pi^2}\right]\right). \quad (12)$$

Затем определим силу $F = nF_{\text{кр}}$, при которой напряжение достигает предела упругости.

Во всех решениях деформации должны быть малыми, т. е. должно выполнятся условие $V'(x = l) \leqslant 0{,}05$. Большие деформации не представляют практического интереса, так как при них возникают напряжения, превышающие предел упругости.

Должно выполнятся условие жесткости: максимальный прогиб не должен превышать допускаемого для данного элемента конструкции — $[V(l)]$. Из уравнения $V(l) \leqslant [V(l)]$ определим силу $F = n_1F_{\text{кр}}$, при которой выполняется это условие.

Результаты расчетов

Деталь прибора в виде пластинки ($b = 5a$) испытывает сжатие. Материал — сталь марки Ст5, для которой предел упругости $\sigma_{\text{у}} = 272$ МПа, модуль упругости $E = 2\cdot10^5$ МПа [3].

Определим предельную нагрузку на деталь $F_{\text{пр}}$, удовлетворяющую условиям прочности, жесткости и устойчивости. Условие жесткости: $[V(l)] = 0{,}15a$.

По существующей в сопротивлении материалов схеме расчета на устойчивость деталь сохраняет прямолинейную форму, если $\sigma = \frac{F}{A} < \sigma_{\text{кр}}$.

Критическое напряжение $\sigma_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E}{48}\left(\frac{a}{l}\right)^2$. При $l = 15a$ $\sigma_{\text{кр}} = 183$ МПа, причем $\sigma_{\text{кр}} < \sigma_{\text{у}}$. Таким образом, при выполнении неравенства $\sigma < \sigma_{\text{кр}}$ одновременно выполняются все три условия, что справедливо и при $l = 15a$. Предельная нагрузка $F_{\text{пр}} = F_{\text{кр}}$.

Когда сила приложена с эксцентриситетом:

при $e = 0{,}1a$ из выражения (6) следует, что $n = 0{,}57$. При этом значении n: $V(x = l) = 0{,}17a$; $V'(x = l) = 0{,}02$. Из условия жесткости следует $n_1 = 0{,}54$;

при $e = 0{,}01a$ получим: $n = 0{,}89$; $V(x = l) = 0{,}1a$; $V'(x = l) = 0{,}011$. Условие жесткости выполняется.

Когда ось детали изогнута:

при $e = 0{,}1a$ из выражения (8) следует, что $n = 0{,}595$, тогда $V(x = l) = 0{,}15a$, $V'(x = l) = 0{,}0215$. Условие жесткости выполняется.

При $e = 0{,}01a$ получим: $n = 0{,}905$; $V(x = l) = 0{,}098a$; $V'(x = l) = 0{,}0116$. Условие жесткости выполняется.

Когда сжимающая сила действует под малым углом β:

при $\beta = 2{,}86°$ $\sin\beta = \frac{e}{l} = 0{,}05$ из выражения (10) следует, что $n = 0{,}225$, тогда $V(x = l) = 0{,}179a$; $V'(x = l) = 0{,}018$. Из условия жесткости $n_1 = 0{,}196$; $V(x = l) = 0{,}15a$; $V'(x = l) = 0{,}015$.

При $\beta = 5°$ $\sin\beta = \frac{e}{l} = 0{,}087$ получим $n = 0{,}15$, тогда $V(x = l) = 0{,}189a$, $V'(x = l) = 0{,}019$. Из условия жесткости $n_1 = 0{,}123$; $V(x = l) = 0{,}15a$; $V'(x = l) = 0{,}015$.

В случае учета собственного веса, когда ось стержня расположена горизонтально, при $a = 10$ мм и $\gamma = 76{,}4\cdot10^{-6}$ Н/мм^3 для стали из уравнения (12) получим

при $l = 15a$: $n = 0{,}995$, тогда $V(x = l) = 0{,}074a$; $V'(x = l) = 0{,}0155$;

при $l = 20a$: $n = 0{,}985$, тогда $V(x = l) = 0{,}0775a$; $V'(x = l) = 0{,}0122$;

при $l = 30a$: $n = 0{,}93$, тогда $V(x = l) = 0{,}083a$; $V'(x = l) = 0{,}0087$.

Условие жесткости выполняется.

Выводы

При сжатии пластины, стержня деформация изгиба возникает с начала нагружения вследствие отклонений схемы нагружения от идеальной, и расчет предельного значения силы следует вести из условий прочности ($\sigma = \sigma_y$) и жесткости.

Наиболее опасен случай, когда сжимающая сила действует под углом к оси стержня. Тогда даже при угле 2,86° сила, при которой выполняются условия прочности и жесткости, составляет 0,196 от критической.

Во всех случаях напряжения достигают предела упругости при очень малых деформациях, когда $V'(x = l) \leqslant 0{,}05$.

Существующая методика расчета на устойчивость при сжатии не соответствует реальной картине деформации.

Библиографический список

1. **Феодосьев В.И.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1970. 544 с.

2. **Буланов Э.А.** Моментные напряжения в механике твердого, сыпучего и жидкого тела. М.: Вузовская книга, 2012. 140 с.

3. **Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В.** Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1975. 704 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) 269-54-96.
Технический редактор *Патрушева Е.М.* Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 05.10.2018. Подписано в печать 05.12.2018. 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.