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: 01.02.01 — Теоретическая механика, 01.02.04 — Механика деформируемого твердого тела, 01.02.06 — Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры, 05.02.02 — Машиноведение системы приводов и детали машин, 05.02.04 — Трение и износ в машинах, 05.02.05 — Роботы, мехатроника и робототехнические системы, 05.02.07 — Технология и оборудование механической и физико-технической обработки, 05.02.10 — Сварка, родственные процессы и технологии, 05.02.11 — Методы контроля и диагностика в машиностроении, 05.02.13 — Машины, агрегаты и процессы, 05.02.18 — Теория механизмов и машин, 05.04.11 — Атомное реакторостроение, машины, агрегаты и технология материалов атомной промышленности

2019 Том 20 **12 (233)**

СОДЕРЖАНИЕ

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Спирягин В.В., Меделяев И.А., Чмыхало А.И. Экспериментальная оценка влияния несовершенства геометрической формы теплообменных труб на величину критического давления 531

Житников Ю.З., Житников Б.Ю., Матросов А.Е. Стенды для испытания изделий после сборки на вибропрочность и виброустойчивость 536

Дунаев В.В., Пучков В.Н. Исследование возможности повышения долговечности и надежности потайных болтовых соединений 541

Трение и смазка в машинах и механизмах

Измайлов В.В., Новоселова М.В. Адгезионное взаимодействие трущихся тел и зависимость коэффициента трения от нормальной нагрузки 549

Эрлих Б.М. Методика совместного использования силового и параметрического воздействий при решении задач гашения и возбуждения колебаний с учетом нелинейностей сложного типа 557

В помощь конструктору, технологу

Водолазская Н.В. Совершенствование технологии процесса контролируемой сборки резьбовых соединений 564

Таугер В.М., Волков Е.Б., Мухачева Л.В. Влияние материала лопатки осевого вентилятора на частоту собственных колебаний 569

Дубовик Е.А. Технологичность конструкции сварочного пистолета К-264 для сборки автомобилей 573

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

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.
И.В. КОЛЕСНИКОВ, 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", 2019

THE MONTHLY JOURNAL FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

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

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

2019 Vol. 20 **12 (233)**

CONTENTS

Quality assurance. Testing. Monitoring

Spiryagin V.V., Medeljaev I.A., Chmykhalo A.I. Experimental evaluation of the influence of the improvement of the geometric form of heat exchange pipes on the quantity of critical pressure 531
Zhitnikov Yu.Z., Zhitnikov B.Yu., Matrosov A.E. Stands for testing products after assembly for vibration strength 536
Dunaev V.V., Puchov V.N. The study of possibility for more promotion the life and steady of secretly methods for bolted technical junction 541

Friction & lubrication in machines and mechanisms

Izmailov V.V., Novoselova M.V. The adhesive interaction of friction bodies and the dependence of a friction coefficient on a normal load 549
Erlich B.M. The methodology joint use power and parametric impacts when solving problems of damping and excitation of oscillations taking into account the nonlinearities of a complex type 557

Industrial and design engineer's aid

Vodolazskaya N.V. Improvement of technology process of controlled assembly of threaded connections 564
Tauger V.M., Volkov E.B., Mukhacheva L.V. Prevention of resonance oscillations of working shoes of axial fans 569
Dubovik E.A. The adaptability design of the welding gun K-264 to build the car 573

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

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
I.V. KOLESNIKOV

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", 2019

УДК 620.19+620.179.1

В.В. Спирягин *(Военный учебный центр при Московском авиационном институте (Национальном исследовательском университете)),*
И.А. Меделяев, *д-р техн. наук,* **А.И. Чмыхало**, *канд. техн. наук*
(Военная академия РВСН имени Петра Великого)
E-mail: V.V.Spiryagin@yandex.ru, medd_ia@mail.ru

Экспериментальная оценка влияния несовершенства геометрической формы теплообменных труб на величину критического давления

Приведены результаты экспериментального подтверждения зависимости изменения критического давления, требуемого для деформации труб испарителя, от геометрических размеров начальных участков локальной деформации. Доказано, что для оценки технического состояния трубных пучков кожухотрубных теплообменных аппаратов возможно применение акустико-эмиссионного метода контроля. Установлено, что в качестве диагностических параметров, сигнализирующих о пластическом течении материала труб, следует использовать скорость счета и среднюю амплитуду акустической эмиссии.

The results of experimental confirmation of the dependence of the critical pressure change required for the deformation of the evaporator tubes on the geometric dimensions of the initial sections of local deformation are presented. It is proved that in order to assess the technical condition of tube bundles of shell-and-tube heat exchangers, the acoustic emission monitoring method is possible. It is established that the counting rate and the average amplitude of acoustic emission should be used as diagnostic parameters signaling the plastic flow of the pipe material.

Ключевые слова: кожухотрубные теплообменные аппараты, испарители, пластическая деформация, техническое диагностирование, акустическая эмиссия.

Keywords: shell-and-tube heat exchangers, evaporators, plastic deformation, technical diagnostics, acoustic emission.

Кожухотрубные теплообменные аппараты (КТА) получили большое распространение во многих отраслях промышленности, в том числе химической, нефтехимической, энергетической, а также оборонной. КТА — опасные производственные объекты и требуют повышенного контроля за их техническим состоянием.

В практике эксплуатации объектов ракетной техники имеются случаи потери работоспособности металлоконструкций КТА в период между проведенным (с положительным заключением) и назначенным техническим диагностированием, выполняемым в целях продления сроков службы. Такие случаи связаны с особенностями эксплуатации, не учтенными в должной мере в документации на объект и действующими методиками технического диагностирования [1]. В качестве примера можно привести выход из строя испарителей систем холодоснабжения командных пунктов ракетных комплексов, выполненных в виде КТА [2].

По результатам проведенных исследований установлено, что при длительной эксплуатации происходит отклонение от нормальных режимов холодильного цикла, связанное с уменьшением поверхности теплообмена. Выявлено, что данное отклонение приводит к понижению температуры кипения фреона и образованию наледи на крышках испарителя и трубопроводе на линии подачи фреона. Длительный контакт неподвижной воды с трубами испарителя, температура которых отрицательна, приводит к ее замерзанию в ра-

диальных зазорах вальцовочных соединений и локальной деформации теплообменных труб. Большое число циклов заморозки и оттаивания воды, даже существенно отдаленных по времени, в конечном итоге приводит к увеличению локальной деформации труб до критических размеров, приводящих к разгерметизации. Последовательность экспериментов и исследований, подтверждающих описанный механизм потери работоспособности испарителя, представлен в работе [3].

Наличие дефектов теплообменных труб в виде локальной деформации в зоне вальцовочного соединения негативным образом сказывается на работоспособности испарителей холодильных машин. Дефекты формы в виде эллиптических прогибов являются концентраторами напряжений, в результате чего пластическое течение в точках перехода от недеформированного участка к деформированному происходит при существенно меньших нагрузках.

В работе [4] с использованием метода конечных элементов установлена зависимость изменения критического давления $p_{кр}$, требуемого для деформации труб испарителя, от геометрических размеров начальных участков локальной деформации. При регистрации пластической деформации труб в ходе проведения технического диагностирования (например, получении сигналов акустической эмиссии при нагружении корпуса избыточным давлением) и сопоставлении испытательного давления с параметрами дефектов труб по установленной зависимости можно судить о размерах выявленного дефекта теплообменных труб.

Цель исследования — экспериментальная проверка выявленной в работе [4] зависимости изменения $p_{кр}$, при котором происходит начало пластической деформации трубы, от величины локально деформированного участка и оценка возможности применения метода акустической эмиссии (АЭ) для контроля начала пластической деформации материала трубы.

Для достижения поставленной цели требуется последовательное решение следующих частных задач:

1) разработка и изготовление физической модели КТА для испытания внешним гидростатическим давлением бездефектных теплообменных труб и труб с начальными прогибами;

2) оценка влияния локальной деформации труб на $p_{кр}$;

3) оценка возможности применения метода АЭ для контроля начала пластической деформации теплообменных труб КТА и разработка диагностических признаков оценки технического состояния КТА.

Физическая модель КТА (рис. 1) состоит из: корпуса *1* в форме цилиндра диаметром 170 мм и толщиной стенки 9 мм, выполненного из стали марки Ст3сп; плоских крышек *2* и *3*, приваренных к корпусу *1* по его торцам, выполненных из того же материала; исследуемого объекта в виде испытательного трубопровода *4*, изготовленного из меди марки М3р, диаметром 20 мм и толщиной стенки 2 мм,

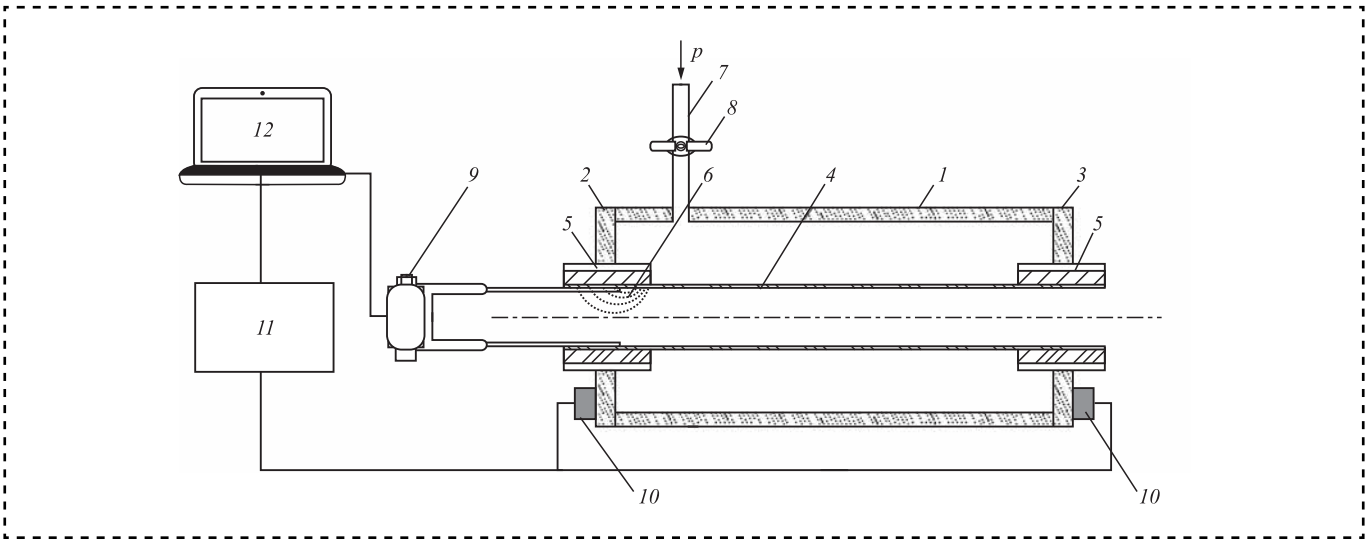

Рис. 1. Схема физической модели КТА

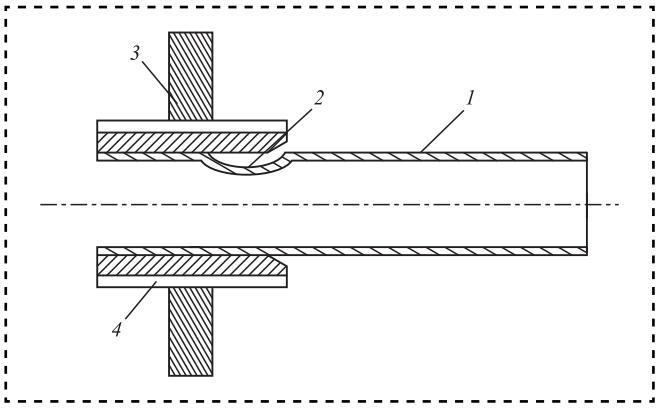

Рис. 2. Испытательный трубопровод с дефектом в виде прогиба:
1 — испытательный трубопровод; *2* — дефект в виде прогиба; *3* — крышка корпуса; *4* — втулка с внешней резьбой

развальцованного с двух концов во втулки *5* с внешней резьбой и устанавливаемого во внутреннюю полость корпуса *1*.

Через нагнетательный патрубок *7* с регулятором *8*, приваренным к корпусу *1*, подключается система для подачи избыточного давления жидкости или газа в межтрубное пространство.

В центре крышек *2*, *3* имеются круглые отверстия с резьбой для монтажа развальцованных испытательных трубопроводов, выполненных с заранее нанесенными дефектами *6*. Пример формы и расположения прогиба изображен на рис. 2.

Контроль деформации трубы осуществляется при помощи тензометрического датчика перемещения *9* зажимного типа. Два приемника акустической эмиссии (ПАЭ) *10* установлены на крышки *2* и *3* и подключены к аппаратуре приема и обработки данных (АПОД) *11*, выполненной в виде блока аналого-цифрового прибора "Малахит-14" (ООО "НПФ "Диатон", Москва) или A-Line32D (ООО "Интерюнис", Москва) и соединенной с персональным компьютером *12*. Датчик *9* регистрирует перемещение трубы, вызванное пластической деформацией, а датчики *10* — генерируемые при этом сигналы АЭ.

Аналитический расчет критического давления и описание схемы экспериментальной установки

Для определения критического давления, приводящего к деформации медных труб, в первом приближении с позиции безмоментной теории использовали решение Лапласа при постоянной нагрузке по периметру цилиндрической оболочки при $\sigma = \sigma_{0,2}$:

$$p_{\text{кр}}^{\text{Л}} = \frac{\sigma_{0,2} 2s}{D} = 11 \text{ МПа}, \qquad (1)$$

где D — наружный диаметр трубы, $D = 20$ мм;

$\sigma_{0,2}$ — условный предел текучести материала труб, МПа (наименьшее значение предела текучести меди марки М3р в отожженном состоянии — 45 МПа, наибольшее — 65 МПа, среднее — 55 МПа);

s — толщина стенки трубы, $s = 2$ мм.

По ГОСТ 14249—89 [2] предельное допускаемое наружное давление следует определять по формуле:

$$p_{\text{кр}}^{\text{ГОСТ}} = \frac{p_H}{\sqrt{1 + \frac{p_H}{p_E}}} = 10,3 \text{ МПа}, \qquad (2)$$

в которой допускаемое давление из условия прочности:

$$p_H = \frac{2\sigma_{0,2} s}{D + s}, \qquad (3)$$

а допускаемое давление из условия устойчивости в пределах упругости:

$$p_E = \frac{20,8 \cdot 10^{-6} ED}{n_{\text{у}} B_1 l} \left(\frac{100s}{D} \right)^{2,5} \qquad (4)$$

при

$$B_1 = \min \left\{ 1,0;\ 9,45 \frac{D}{l} \sqrt{\frac{D}{100s}} \right\}, \qquad (5)$$

где E — модуль упругости материала трубы, $E = 1 \cdot 10^5$ МПа;

l — длина участка трубы, $l = 150$ мм;

$n_{\text{у}}$ — коэффициент запаса устойчивости.

Проведенный расчет показал, что максимальное внутреннее избыточное давление, необходимое для деформации бездефектной трубы, при проведении испытания составит 11 МПа.

Исходя из формулы (1) определим необходимую толщину стенок корпуса физической модели КТА:

$$s = \frac{pD}{2\sigma_{0,2}} = \frac{11 \cdot 170}{2 \cdot 200} = 4,6 \text{ мм}. \qquad (6)$$

С учетом коэффициента запаса $n = 1,95$ необходимая толщина стенок корпуса составит 9 мм.

Таблица 1

Размеры участков локальной деформации, нанесенных на испытательные трубы

Номер испытательной трубы	Глубина *u*, мм	Длина *a*, мм	Ширина *b*, мм
1	3	9,6	3,9
2	5	16	6,5
3	7	22,4	9,1
4	9	28,8	11,7
5	11	35,2	14,3

Опираясь на разработанную в работе [3] модель потери работоспособности и выявленное наиболее опасное соотношение глубины локальной деформации *u* к длине *a* и ширине *b* ($u/a/b$ = 1/3, 2/1,3), подготовлены испытательные трубы с дефектами в виде локальной деформации, размеры которых представлены в табл. 1.

После изготовления корпуса модели КТА и подготовки труб с дефектами физическую модель помещали в бронекамеру с возможностью подвода преобразователей АЭ и трубопровода от насосной станции (рис. 3). Далее последовательно определяли $p_{кр}$ для труб с прогибами (начиная с наибольшего) и для бездефектных труб. Повышали испытательное давление ступенчато с шагом 0,1 МПа, после чего проводили выдержку испытательного трубопровода и регистрацию сигналов АЭ.

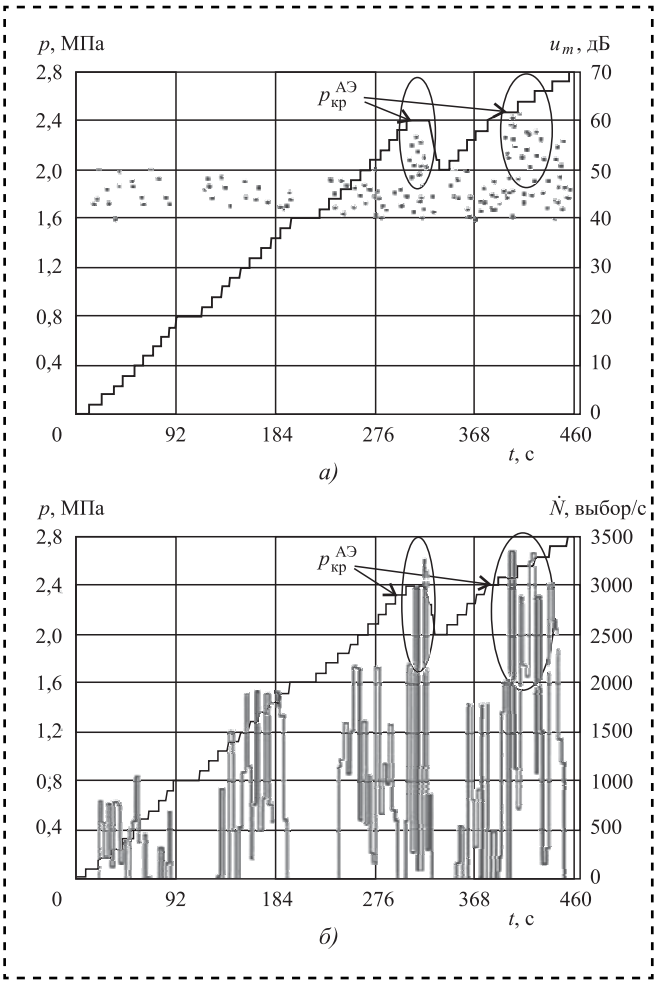

Рис. 4. Графическое отображение средней амплитуды (*а*) и скорости счета (*б*) в ходе гидравлических испытаний трубы с максимальным прогибом (11 мм)

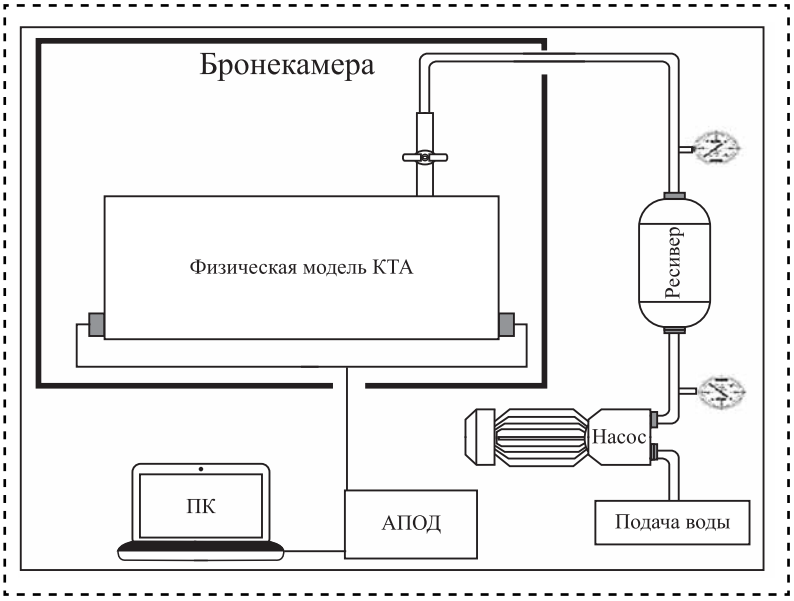

Рис. 3. Схема испытательной установки

Испытание останавливали после получения сигналов от тензодатчика о деформации трубы, регистрации на этапах выдержки сигналов средней амплитуды АЭ u_m выше порога дискриминации (39 дБ) и одновременном увеличении скорости счета АЭ, сопровождающих пластическую деформацию, при достижении напряжения предела текучести материала (рис. 4).

Результаты исследования

В ходе испытания на этапе нагружения наблюдали непрерывную АЭ амплитудой до 50 дБ, связанную с турбулентным движением жидкости. На этапах выдержки контролировали параметры АЭ, не связанные с движением жидкости, наличие которых свиде-

Таблица 2

Экспериментальные значения $p_{кр}$ для труб с различными прогибами, МПа

Глубина прогиба, мм	Номер серии испытаний										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	$x_{ср}$
0	9,7	9,5	9,4	9,5	9,7	9,4	9,7	9,4	9,5	9,3	9,5 ± 0,104
3	6,6	7,1	6,7	6,8	6,5	6,7	6,8	6,5	6,6	6,9	6,7 ± 0,134
5	5,1	5,6	5,2	5,6	5,3	5,5	5,9	5,4	5,5	5,5	5,5 ± 0,162
7	4,6	4,1	4,3	4,4	4,4	4,2	4,1	4,8	4,6	4,3	4,4 ± 0,165
9	3,6	4,0	3,8	3,7	3,5	4,0	3,8	3,6	3,7	3,5	3,7 ± 0,130
11	2,3	2,6	2,4	2,3	2,5	2,3	2,6	2,4	2,5	2,3	2,4 ± 0,088

тельствует о деградационных процессах в материале. На этапах выдержки под давлениями 0,8 МПа (90...120 с) и 1,6 МПа (190...220 с) сигналов АЭ не выявлено (см. рис. 4). При повышении испытательного давления до 2,3 МПа зарегистрированы сигналы от тензодатчика и одновременное увеличение скорости счета АЭ, что свидетельствует о начале деградационого процесса. На этапе выдержки под испытательным давлением 2,4 МПа (300...320 с) регистрировали сигналы АЭ средней амплитуды выше порога дискриминации (до 58 дБ) и увеличение скорости счета АЭ.

В целях достоверной интерпретации источника сигнала АЭ и исключения ложных сигналов, связанных с возможным возникновением течи, проведен сброс испытательного давления до 2 МПа и повторное нагружение. До достижения давления 2,4 МПа наблюдали АЭ, соответствующую уровню турбулентного движения жидкости. При превышении испытательного давления, вследствие эффекта Кайзера, наблюдали дальнейший рост средней амплитуды и скорости счета АЭ, сопровождавшийся сигналами от тензодатчика, что позволяет достоверно интерпретировать полученные сигналы АЭ с пластической деформацией теплообменной трубы.

В результате проведенной серии испытаний получены экспериментальные значения $p_{кр}$ для труб с различными размерами локальной деформации и бездефектных труб (табл. 2).

При максимальном прогибе (11 мм) пластическая деформация трубы произошла при давлении 2,3...2,6 МПа. Меньший размер прогиба потребовал больших давлений для начала деформации.

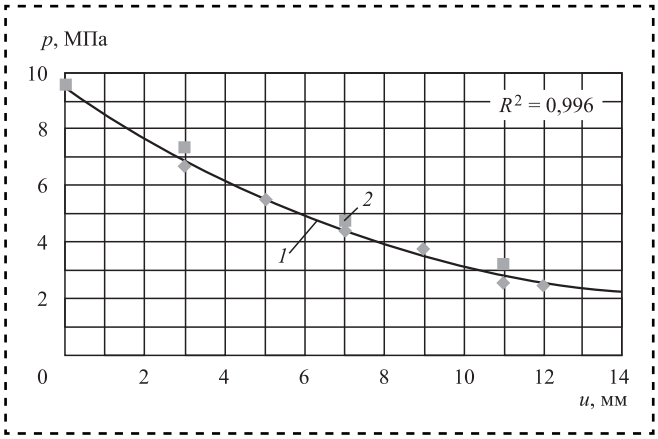

Рис. 5. Зависимость изменения критического давления от глубины начального прогиба трубы:
1 — эксперимент; *2* — численное моделирование [3]

Старт пластической деформации бездефектных труб произошел при испытательном давлении 9,3...9,7 МПа, что согласуется с проведенным ранее аналитическим расчетом и численным моделированием [4].

На основании полученных данных построена экспериментальная зависимость критического давления, требуемого для деформации трубки теплообменного аппарата от геометрического размера начального прогиба (рис. 5).

Таким образом, при регистрации сигналов акустической эмиссии, представленных на рис. 4, и сопоставлении испытательного давления с параметрами дефектов труб по графику на рис. 5 можно судить о глубине локальной деформации теплообменных труб КТА.

Вывод

На основании проведенных исследований проведена экспериментальная проверка зависимости изменения критического давления, требуемого для деформации труб испарителя от геометрических размеров начальных участков локальной деформации. Доказано, что в целях оценки технического состояния трубных пучков кожухотрубных теплообменных аппаратов возможно применение акустико-эмиссионного метода контроля. Выявленную экспериментальную зависимость предложено использовать для совершенствования технического диагностирования сверхгарантийных КТА.

Библиографический список

1. **Спирягин В.В.** Анализ технического состояния металлоконструкций систем охлаждения ракетной техники, способов оценки и продления сроков их службы // VII Международная конференция "Деформация и разрушение материалов и наноматериалов": сб. материалов. М.: ИМЕТ РАН, 2017. С. 742—744.

2. **Панкин Д.А., Спирягин В.В., Чмыхало А.И.** Модель разрушения металлоконструкции теплообменного аппарата с учетом сверхгарантийной эксплуатации в условиях коррозионного воздействия // Тр. Военно-космической академии им. А.Ф. Можайского. СПб.: ВКА им. А.Ф. Можайского, 2018. Вып. 663. С. 197—202.

3. **Спирягин В.В., Меделяев И.А., Чмыхало А.И.** Модель потери работоспособности металлоконструкций испарителя холодильной машины // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. Т. 20. № 11. С. 483—492.

4. **Меделяев И.А., Спирягин В.В., Кончаков Н.И., Кобзев И.В.** Численное моделирование процесса деформации теплообменных труб под действием внешней распределенной нагрузки // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. Т. 20. № 5. С. 231—235.

УДК 621.757

Ю.З. Житников, *д-р техн. наук (Ковровская государственная технологическая академия имени В.А. Дегтярева),*
Б.Ю. Житников, *д-р техн. наук (Владимирский юридический институт),*
А.Е. Матросов, *канд. техн. наук (Ковровская государственная технологическая академия имени В.А. Дегтярева)*
E-mail: mae76@mail.ru

Стенды для испытания изделий после сборки на вибропрочность и виброустойчивость

Рассмотрена динамика работы вибростенда для испытаний изделий после сборки и определены параметры настройки.

The dynamics of the vibrostand for testing products after assembly is considered and the settings are determined.

Ключевые слова: испытание, вибропрочность, ударные нагрузки, динамика работы, частота и амплитуда колебаний, сила инерции.

Keywords: testing, vibration strength, shock loads, dynamics of work, frequency and amplitude of oscillations, inertial force.

Изделия гражданской продукции, а особенно спецтехника, работают в различных экстремальных условиях. В условиях вибрации или ударных вибрационных перегрузок могут происходить ослабление затяжки резьбовых соединений, разгерметизация изделий, появление трещин на некоторых деталях, что приводит к выходу изделия из строя.

Для проверки работоспособности изделий в условиях вибрации после сборки проводят испытания на виброустойчивость и вибропрочность.

Виброустойчивость — способность устройства после испытаний надежно функционировать.

Вибропрочность — недопустимость в процессе вибрационных испытаний появления разрушений отдельных элементов или нарушения качества сборки изделий.

На практике при испытании изделий наибольшее распространение получили стенды для проверки на ударную прочность (рис. 1).

Основные характеристики стенда:

— отклонение ударного ускорения испытуемого объекта от заданного значения в течение каждого часа работы не должно превышать ±15 %;

— частота вибрационных колебаний за время работы стенда не должна изменяться более чем на ±5 % от номинального значения;

— амплитуда колебаний за время работы стенда не должна изменяться более чем на 20 % от номинального значения.

Стенд располагается на жестком основании *1*. Стол *4*, на котором закреплен испытуемый объект *6* (устройство), перемещается по направляющим *5* и *7* и поджат двумя пружинами *3*, *8*. Кулачок *2* шарнирно закреплен на раме *9*, на которой расположены упругие наковальни *10*.

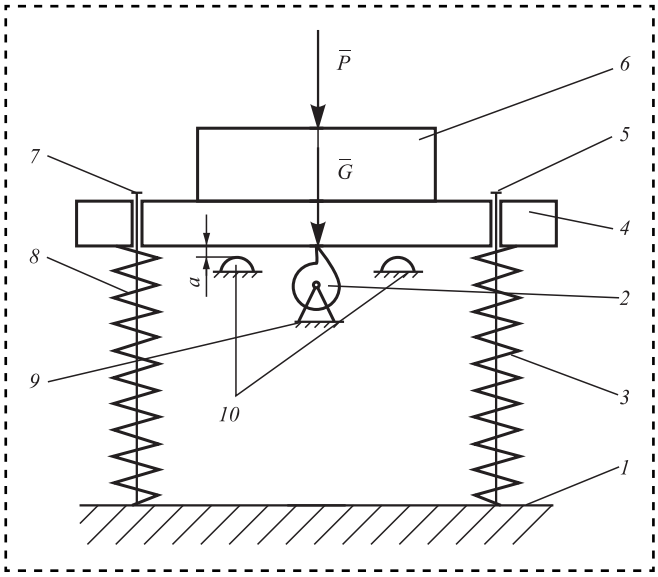

Рис. 1. Кинематическая схема стенда

Кулачок *2* получает вращение от электродвигателя, совмещенного с редуктором.

Стенд работает следующим образом. При сходе стола с поверхности кулачка происходит его падение с высоты *a* под действием веса стола и испытуемого устройства. При ударе о поверхности наковален *10* возникает ударное ускорение (замедление).

Ударный импульс характеризуется длительностью, ускорением и зависит от формы взаимодействующих поверхностей стола и наковальни.

Опишем динамику движения стола и ударного взаимодействия его о наковальни при сходе с поверхности кулачка и найдем математические зависимости ударного ускорения от параметров стенда.

Учитывая, что движение стола поступательное, воспользуемся теоремой о движении центра масс системы [5]:

$$m\bar{W} = \sum \bar{F}_j^e, \qquad (1)$$

где m — суммарная масса подвижной системы;

$\bar{W}$ — вектор ускорения движения центра масс подвижной системы;

$\sum \bar{F}_j^e$ — геометрическая сумма действующих внешних сил.

При сходе стола с поверхности кулачка на движущуюся систему действуют силы: P — вес испытуемого устройства; G — вес стола; R — сопротивление вязкого трения в направляющих; $F_{пр}$ — сила сжатия растяжения пружины.

Расчетная схема системы представлена на рис. 2.

В проекции на ось X с учетом действующих сил выражение (1) запишем:

$$\frac{P+G}{g}\ddot{x} = F + G - R - 2F_{пр}. \qquad (2)$$

Сила вязкого трения пропорциональна скорости движения:

$$R = b\dot{x}, \qquad (3)$$

где b — коэффициент вязкого трения;

$\dot{x}$ — проекция скорости движения на ось.

Сила сжатия пружины:

$$F_{пр} = c(\Delta\lambda + x), \qquad (4)$$

где c — жесткость пружины;

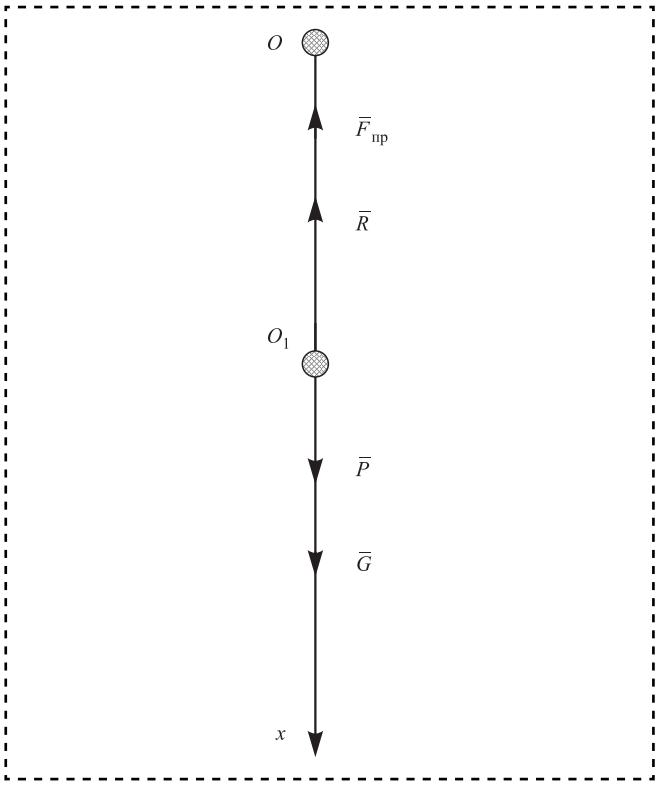

Рис. 2. Расчетная схема системы

$\Delta\lambda$ — предварительное поджатие пружины под действием веса стола и устройства.

Подставим выражения (3), (4) в уравнение (2) и после преобразования получим:

$$\ddot{x} + \frac{bg}{(P+G)}\dot{x} + \frac{2cg}{(P+G)}x = \\ = \frac{(P+G)}{(P+G)}g - \frac{2c\Delta\lambda g}{(P+G)}. \quad (5)$$

Обозначим

$$\frac{bg}{(P+G)} = 2n,$$

где n — приведенное сопротивление;

$$\frac{2cg}{(P+G)} = k^2,$$

где k — круговая или собственная частота колебаний;

$$g - \frac{2c\Delta\lambda\, g}{(P+G)} = B,$$

где B — постоянная величина.

С учетом обозначений уравнение (5) примет вид:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + k^2 x = B. \quad (6)$$

Решение уравнения (6) найдем из суммы решений однородного дифференциального уравнения и частного решения данного уравнения.

С учетом начальных условий:

$$t = 0; \quad \dot{x}_0 = 0; \quad x_0 = 0$$

и найденных постоянных интегрирования, запишем закон перемещения стола вниз по направляющим:

$$x = e^{-nt}\left\{\frac{g}{k^2}\left[\frac{2c\Delta\lambda}{(P+G)} - 1\right]\cos k^*t + \right. \\ \left. + \frac{gn}{k^2 k^*}\left[\frac{2c\Delta\lambda}{(P+G)} - 1\right]\sin k^*t\right\} + \left(g - \frac{2c\Delta\lambda g}{(P+G)}\right),$$

где k^* — круговая частота колебаний с учетом сопротивления, $k^* = \sqrt{k^2 - n^2}$.

Время опускания стола находим графическим способом. На графике $x = f(t)$ для текущих значений времени время опускания соответствует перемещению стола a.

Скорость движения стола в момент начала удара с учетом найденного значения времени опускания:

$$\dot{x} = -ne^{-nt}\left\{\frac{g}{k^2}\left[\frac{2c\Delta\lambda}{(P+G)} - 1\right]\cos k^*t + \frac{gn}{k^2 k^*}\times \right. \\ \times\left[\frac{2c\Delta\lambda}{(P+G)} - 1\right]\sin k^*t - e^{-nt}\frac{g}{k^2}\left[\frac{2c\Delta\lambda}{(P+G)} - 1\right]\times \quad (7) \\ \left.\times\, k^*\cos k^*t + e^{-nt}\frac{gn}{k^2 k^*}\left[\frac{2c\Delta\lambda}{(P+G)} - 1\right]k^*\cos k^*t\right\}.$$

Учитывая, что ускорение (замедление) движения стола в момент удара зависит от скорости системы в конце ее движения, необходимо обеспечить требуемое значение скорости.

Из выражения (7) следует, что изменять скорость движения стола возможно за счет высоты его падения на упругие наковальни a, но высота падения стола определяет амплитуду колебаний и ее изменить нельзя. Скорость падения изменяют за счет жесткости пружин.

Для определения ускорения и силы инерции, возникающей и воздействующей на испытуемое устройство, рассмотрим ударное взаимодействие стола с наковальнями.

Процесс ударного взаимодействия при поступательном движении стола в проекции на ось движения системы опишем при помо-

щи теоремы об изменении главного вектора количества движения системы в интегральной форме [5]:

$$m\bar{V}_1 - m\bar{V}_0 = \sum \bar{F}_j^e \Delta t, \quad (8)$$

где m — масса движущейся системы стол—испытуемое устройство;

$\bar{V}_1$, $\bar{V}_0$ — векторы скоростей в конце и начале движения;

$\sum \bar{F}_j^e$ — главный вектор суммы внешних сил, действующих на систему;

Δt — время взаимодействия.

При ударе учитываем только силу удара, остальными силами из-за их малости пренебрегаем, тогда в конце удара скорость $V_1 = 0$, а выражение (8) запишем:

$$m\bar{V}_0 = F_{уд}\Delta t. \quad (9)$$

Найдем предельную скорость движения стола в момент удара о наковальни, при которой на поверхностях наковален возникают только упругие деформации.

В выражении (9) неизвестны сила и время удара. Для решения задачи воспользуемся соотношением равенства работ при ударе и медленном сжатии при одинаковых деформациях [3, 4]:

$$A_{уд} = A_{см}, \quad (10)$$

где $A_{сж} = A_{см}$, так как возникает смятие и деформируется только поверхность.

Динамическая составляющая работы при ударе:

$$A_{уд} = F_{уд}h_{уд}, \quad (11)$$

где $h_{уд}$ — перемещение стола при ударе.

В первом приближении считаем, что при ударе на поверхности наковальни возникают упругие деформации смятия при равнозамедленном движении, тогда с учетом, что в конце удара $V_1 = 0$:

$$h_{уд} = V_{ср}\Delta t = \frac{V_1 + V_0}{2}\Delta t = \frac{V_0}{2}\Delta t. \quad (12)$$

Работу при смятии поверхности наковальни при медленном нагружении находим из выражения:

$$A_{см} = F_{см}\alpha_у, \quad (13)$$

где $F_{см}$ — сила упругого смятия;

$\alpha_у$ — упругая деформация поверхности наковальни.

Силу смятия найдем из выражения [6]:

$$F_{см} = [\sigma_{см}]S_{см}, \quad (14)$$

где $[\sigma_{см}]$ — допустимое напряжение упругого смятия поверхности;

$S_{см}$ — площадь смятия.

Учитывая, что при ударе взаимодействуют плоская поверхность стола и сферическая поверхность наковальни, площадь взаимодействия поверхности равна:

$$S_{см} = \pi a^2, \quad (15)$$

где a — полуось пятна контакта взаимодействия поверхностей.

Полуось пятна контакта найдем из выражения [1, 2]:

$$a = 1{,}109\sqrt[3]{\frac{PR}{E}}, \quad (16)$$

где P — сила взаимодействия поверхностей, $P = F_{см}$;

R — радиус сферической поверхности наковальни;

E — приведенный модуль упругости материалов стола и наковальни, $E = \dfrac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$;

E_1, E_2 — модули упругости материала стола и наковальни.

После преобразований запишем:

$$a = \frac{1{,}109^3\left[\sigma_{см}\right]\pi R\left(E_1 + E_2\right)}{2E_1E_2}. \quad (17)$$

Глубина упругой деформации поверхности наковальни равна [1, 2]:

$$\alpha_у = 1{,}231\sqrt[3]{\frac{P^2}{E^2R}}, \quad (18)$$

где P — сила взаимодействия поверхностей стола и сферы наковальни, $P = F_{см}$.

После преобразований получим:

$$\alpha_у = \frac{0{,}465\left[\sigma_{см}\right]^2\pi^2R\left(E_1 + E_2\right)^2}{2E_1^2E_2^2}. \quad (19)$$

Из выражения равенства работ (10) путем подстановок найдем предельную скорость

ударного взаимодействия плоскости стола и сферы наковальни, при которой на взаимодействующих поверхностях наковален будут возникать только упругие деформации:

$$V = \frac{0,464\left[\sigma_{см}\right]^2 \pi^2 R\left(E_1 + E_2\right)^2}{2E_1^2 E_2^2}\sqrt{\frac{\left[\sigma_{см}\right]\pi R}{m}}. \quad (20)$$

Сравним значения скорости движения стола, полученные из выражений (7) и (20).

Если скорость из выражения (20) больше, чем из выражения (7), то на поверхности наковальни будут возникать только упругие деформации и стенд полностью выполняет свои функции.

Если же скорость из выражения (20) меньше, чем из выражения (7), то на поверхности наковальни будут возникать остаточные пластические деформации. Для исключения этого явления следует увеличить радиус сферы наковальни.

Учитывая, что в первом приближении при упругом ударе деформация поверхностей наковален происходит при равнозамедленном движении, найдем выражение ускорения (замедления) при ударе [5]:

$$S = \frac{W_\tau t^2}{2};\ V_1 = V_0 - W_\tau t, \quad (21)$$

где S — упругая деформация,

$$S = \alpha_у - \frac{0,465\left[\sigma_{см}\right]^2 \pi^2 R\left(E_1 + E_2\right)^2}{2E_1^2 E_2^2};$$

t — время удара;

V_1, V_0 — конечная и начальная скорость ударного взаимодействия стола и наковальни;

W_τ — ускорение (замедление) при ударе.

Учитывая, что в конце удара $V_1 = 0$, а в начале удара V_0 находится из выражения (20) и (21), после преобразований запишем:

$$W_\tau = \frac{V_0^2}{2\alpha_у} = \frac{0,232\left[\sigma_{см}\right]^3 \pi^3 R^2\left(E_1 + E_2\right)^2}{mE_1^2 E_2^2}. \quad (22)$$

Сила инерции при ударе:

$$F^{ин} = mW_\tau = \frac{0,232\left[\sigma_{см}\right]^3 \pi^3 R^2\left(E_1 + E_2\right)^2}{E_1^2 E_2^2}. \quad (23)$$

Таким образом, найдено математическое выражение силы инерции, действующей на испытуемое устройство. Установлено, что амплитуда колебаний системы определяется высотой кулачка; скорость в момент удара, соответственно ускорение и силу инерции при ударе можно регулировать за счет изменения жесткости пружин направляющих, а частоту колебаний изменять за счет частоты вращения двигателя.

Библиографический список

1. **Демидов С.Н.** Теория упругости: учебник для вузов. М.: Высшая школа, 1979. 432 с.
2. **Дрозд М.С., Матлин М.М., Сидякин Ю.И.** Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.
3. **Житников Ю.З., Житников Б.Ю**. Динамика движения элементов механизмов при упругом и упругопластическом ударах о неподвижные и подвижные тела. Ковров: КГТА им. В.А. Дегтярева, 2014. 80 с.
4. **Автоматизация** технологических и производственных процессов в машиностроении: учебник для машиностроительных вузов / Ю.З. Житников и др.; под общ. ред. Ю.З. Житникова. Старый Оскол: ТНТ, 2018. 656 с.
5. **Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р.** Курс теоретической механики. В 2-х т. Т. 2. М.: Наука, 1971. 462 с.
6. **Феодосьев В.И.** Сопротивление материалов: учебник. М.: Наука, 1970. 544 с.

УДК 539.4 + 539.2

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

Исследование возможности повышения долговечности и надежности потайных болтовых соединений

Проведен анализ стандартных параметров потайных болтовых соединений. Рассмотрены новые конструктивно-технологические методы повышения качества и эксплуатационных характеристик соединений. Экспериментально исследовано влияние натяга в конической части соединения на повышение долговечности потайных болтовых соединений.

The technical secretly methods of bolted technical junction are presented. Inspection and revision representation of some new construction and examination methods of new building and structure construction are presented. Exposition explanation of influence of stretching in conical junction on the impression in the bolted junction are provident.

Ключевые слова: болтовые соединения, натяг, допуск, углы конуса, контактное давление, базовое расстояние головки болта, разность углов сопрягаемых конусов.

Keywords: bolted junctions, stretching, admission, cone angles, contact pressure base distance of bolt head, angle difference of mating cones.

Увеличение ресурса самолетов — один из путей повышения их экономической эффективности.

Многочисленные отечественные и зарубежные исследования направлены на повышение ресурса и герметичности болтовых соединений без применения герметизирующих материалов. Отсутствие рекомендаций по технологии и упрочнению конического гнезда подтверждает необходимость специальных исследований всего комплекса методов повышения выносливости и герметичности потайных болтовых соединений.

Предложен новый вариант конструкции болтовых соединений с потайной головкой, обеспечивающий повышение ресурса соединений, соблюдение требований к качеству внешней поверхности планера самолета, повышение коррозионной стойкости и герметичности.

Одни из наиболее массовых болтовых соединений в конструкции планера самолета — соединения с потайной головкой болтов. Они составляют 65...80 % общего количества, причем до 40 % болтов устанавливают в пакет с радиальным натягом [1]. Долговечность соединений с потайной головкой на 20...40 % ниже, чем соединения с выступающей головкой [2].

Главная задача в производстве болтовых соединений — повышение качества конических болтовых соединений и точности их изготовления в массовом производстве. Для этого требуется разработка инновационной теории болтовых соединений нового поколения, что повлекло за собой разработку комплексных программ прочности.

С учетом того, что обшивка самолетов является силовым элементом в конструктивно-силовой схеме планера, становится очевидным, насколько важно увеличить долговечность таких соединений для повышения ресурса конструкции в целом.

Один из наиболее эффективных способов получения высокоресурсных болтовых соединений — создание достаточно плотного контакта коническая головка—стенка потайного гнезда. При этом для конусов необходимо устанавливать допуски диаметра и угла конуса.

Выявление и предотвращение возможных причин, влияющих на качество и безопасность функционирования болтовых соединений, — первостепенная задача отработки болтовых соединений с заданными показателями.

Основные факторы низкой долговечности конических соединений:

— неэффективные восприятия головкой болта внешней силы, которые приводят к тому, что практически всю нагрузку воспринимает цилиндрическая часть детали [2], вследствие чего возможна пластическая деформация цилиндрического участка детали [3];

— более высокая концентрация напряжений в зоне сопряжения конической и цилиндрической поверхностей K_σ = 3,5...4,5 по сравнению с цилиндрическим K_σ = 3,5 [4].

Для того, чтобы уменьшить концентрацию напряжений и улучшить усталостные характеристики потайных болтовых соединений, предложены технологические мероприятия по упрочнению зоны сопряжения конической и цилиндрической поверхностей [5]. Реализация таких мероприятий — сложная технологическая задача из-за больших осевых сил и специфики авиационных конструкций: малой жесткости взаимодействующих деталей, стесненных условий доступа к рабочим зонам и ограниченных возможностей применения стационарного оборудования на этапе агрегатной сборки в стапеле.

При сочетании допусков на угол конусности стандартной головки болта 90° ± 1° и конического гнезда 90° ± 30′ возможно образование зазора на поверхности обшивки, создающего нежелательные условия для развития коррозии в соединяемых деталях.

В настоящее время в литературе практически отсутствуют сведения об оптимальных геометрических параметрах потайных головок болтов и соответствующих им потайных гнезд.

Выбор рационального метода повышения долговечности потайных болтовых соединений является оптимизационной задачей с учетом технических возможностей и экономической целесообразности. Один из наиболее эффективных способов получения высокоресурсных конических болтовых соединений — создание достаточно плотного контакта коническая головка—стенка потайного гнезда.

В соединениях, в которых в начальном положении необходимо обеспечить контакт у больших оснований конусов, следует назначать односторонние предельные отклонения: для головки болта в плюс, для гнезда — в минус.

При эксплуатации болтовых соединений с конической головкой нового поколения установлен ряд обязательных требований, определяющих работу болтовых соединений и влияющих на выбор величины натяга.

На рис. 1 представлена схема для расчета геометрических параметров взаимно сопряженных головок болта и гнезда в начальном положении. Для решения задач оптимизации значений геометрических параметров элементов болтовых соединений должна быть найдена зависимость между размерами элементов болтового соединения.

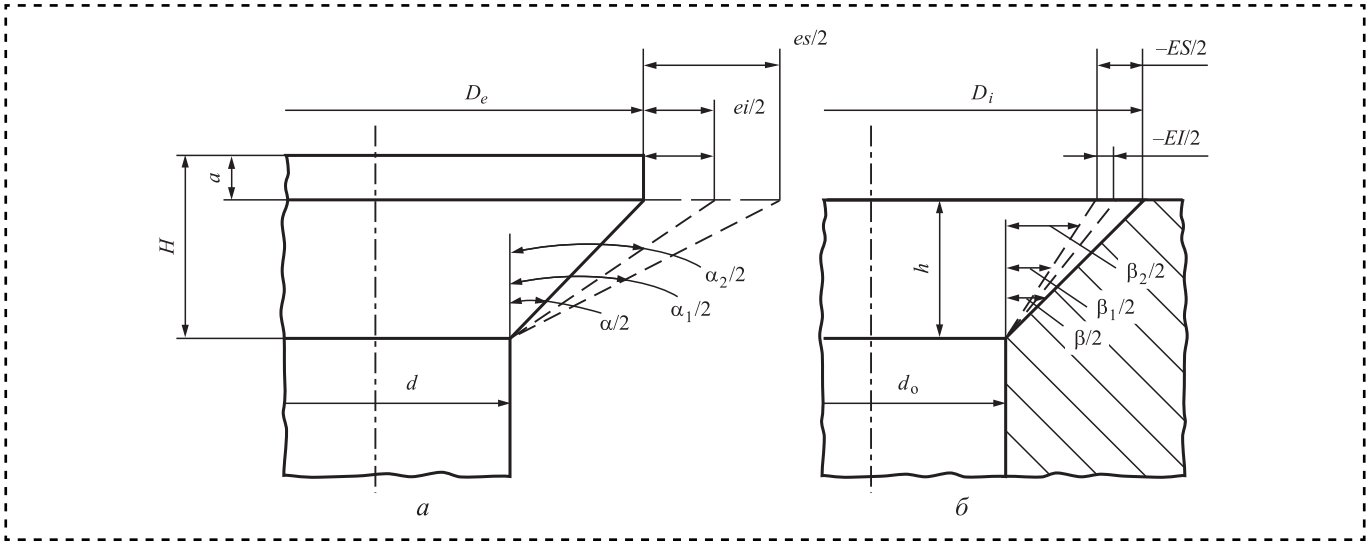

Рис. 1. Схема для расчета геометрических параметров взаимно сопряженных головок болта (*а*) и гнезда (*б*)

Основные факторы, определяющие контактирование конических поверхностей при номинальном угле конуса и гнезда ($\alpha = \beta = 90°$), — предельные отклонения диаметров конусов [6].

На неравномерность натягов в коническом соединении и на длину контакта оказывают влияние только допуски. Поэтому значительное внимание должно быть уделено выбору предельных отклонений углов конуса в начальных положениях головки болта и гнезда.

Наибольшие отклонения угла конуса головки болта и гнезда возможны при предельных отклонениях диаметра D:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}\alpha_1/2 &= \frac{D_e + es = d}{2(H-a)}; \\ \operatorname{tg}\alpha_2/2 &= \frac{D_e + ei - d}{2(H-a)}; \\ \operatorname{tg}\beta_1/2 &= \frac{D_i - ES - d_o}{2h}; \\ \operatorname{tg}\beta_2/2 &= \frac{D_i - EI - d_o}{2h}, \end{aligned} \quad (1)$$

где α — номинальный угол конуса головки болта;

H — высота головки болта;

α_1, α_2 — наибольший и наименьший углы наружного конуса;

D_e, D_i — номинальный диаметр наружного и внутреннего конуса;

ES — верхнее отклонение гнезда;

es — верхнее отклонение головки болта;

EI — нижнее отклонение гнезда;

ei — нижнее отклонение головки болта;

d — диаметр стержня болта;

d_o — диаметр отверстия;

h — глубина гнезда;

a — размер цилиндрического пояска в торце головки болта;

β — номинальный угол гнезда;

β_1, β_2 — наибольший и наименьший углы внутреннего конуса.

В табл. 1 приведены ориентировочные значения углов конуса головки болта и гнезда в зависимости от предельных отклонений диаметра D резьбы. Наибольшие α_1 и β_1 и наименьшие α_2 и β_2 значения угла конуса головки болта и гнезда мало зависят от предельных отклонений диаметра D. Углы конуса α и β постоянны и не зависят от диаметра стержня болта d и отверстия d_o наибольшего диаметра конуса, а также от высоты головки болта H и глубины гнезда h.

Сборка болтовых соединений — один из завершающих этапов изготовления самолета. Учитывая высокие требования, предъявляемые к качеству высоконагруженных особо ответственных потайных болтовых соединений, стабильности технологии и трудоемкости и их выполнения при серийном производстве в качестве основной цели проведенных опытно-конструкторских работ принята реализация двух операций сборки соединений:

— установка болта в отверстие (исходное положение болта) (рис. 2, *а*);

— запрессовка головки болта в гнездо (рис. 2, *б*).

На рис. 2, *а* представлен характер контактирования конических поверхностей головки болта и гнезда в начальном положении при различных сочетаниях расположения предельных отклонений углов.

В процессе сборки болтового соединения возможны два варианта постановки болта

Таблица 1

Предельные значения угла конуса головки болта α и гнезда β при разных отклонениях диаметра D

Резьба	D, мм	H, мм	a, мм	h, мм	Предельные отклонения диаметра D, мм				Угол конуса			
					Головка болта		Гнездо		Головка болта		Гнездо	
					es	ei	ES	EI	α_1	α_2	β_1	β_2
M5	8	1,9	0,4	1,5	89	67	51	15	91°40′	91°20′	89°	89°40′
M6	9	2,0	0,5	1,5	89	67						
M8	12	2,5	0,5	2,0	117	90	61	18				
M10	15	3,0	0,5	2,5	135	108						

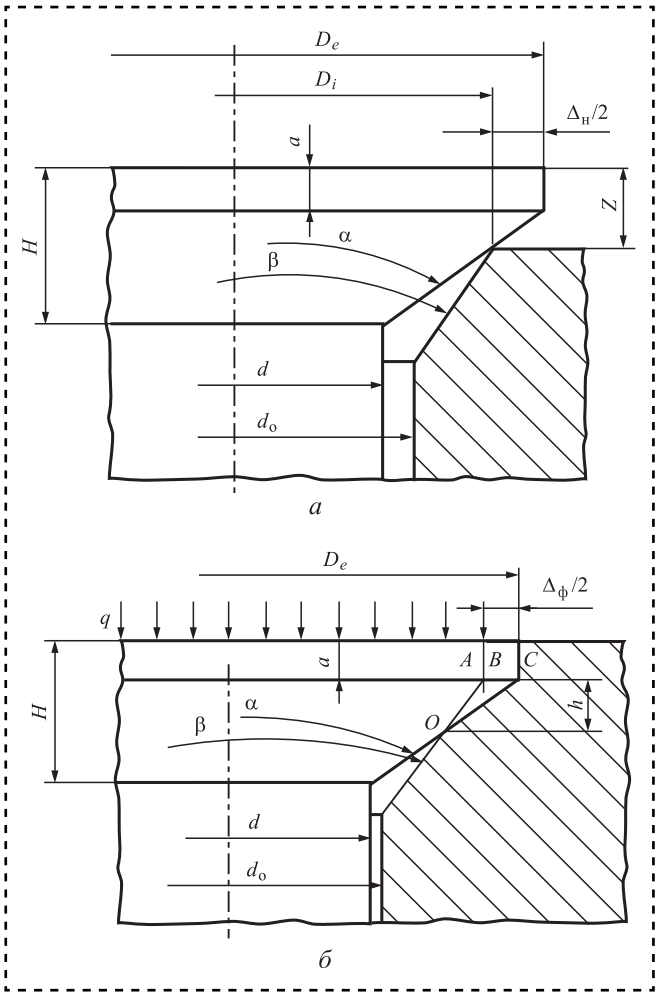

Рис. 2. Схема технологического процесса:
а — постановки головки болта в гнездо; *б* — запрессовки головки болта в гнездо при фактическом натяге $\Delta_ф$

в цилиндрическое отверстие: с натягом и с зазором. Второй вариант является более предпочтительным, так как можно оценить эффективность натяга в конической части соединения в "чистом" виде и исключить силы трения в цилиндрической части соединения. При этом существенно упрощается конструкция заходной части болта и устраняются большие осевые силы постановки болтов.

При первой операции сборки основной объект исследования — контактное взаимодействие головки болта и гнезда в начальном положении. Основные факторы, определяющие характер контактирования: угол конуса головки болта α_1; номинальный натяг $\Delta_н$, с которым собирается соединение, и начальное базовое расстояние Z.

На практике учет начального базового расстояния необходим для того, чтобы не было снижения радиального натяга соединения $\Delta_н$ по диаметру D_e и угла конуса головки болта α_1 ниже допустимого.

Оценка предельных значений номинального натяга возможна в виде разности диаметров сопрягаемых конусов. Наименьший и наибольший номинальный натяг в конической части до запрессовки определяют по формулам:

$$\Delta_{н\,min} = D_{e\,min} - D_{i\,max};$$
$$\Delta_{н\,max} = D_{e\,max} - D_{i\,min}.$$

В производстве действительные размеры параметров конусов отличаются от номинальных из-за отклонений, поэтому для обеспечения удовлетворительных эксплуатационных качеств соединений должны быть заданы обоснованные требования к точности исполнения конических поверхностей.

С достаточной для практических расчетов точностью номинальные натяги можно определять по соотношениям:

$$\Delta_{н\,min} = (D_e + ei) - (D_i - \mathrm{EI});$$
$$\Delta_{н\,max} = (D_e + es) - (D_i - \mathrm{ES}), \qquad (2)$$

где D_e, D_i — номинальный диаметр конуса головки болта и гнезда.

В конических соединениях непосредственное измерение номинального натяга $\Delta_н$ затруднено. Поэтому принято измерять его косвенным путем по базовому расстоянию Z (осевого натяга) в процессе сборки. При этом предельные значения номинальных натягов при начальном положении головки болта определяют по формулам:

$$\Delta_{н\,min} = 2\,(Z_{min} - a_{max})\mathrm{tg}(\alpha_1/2)_{min};$$
$$\Delta_{н\,max} = 2(Z_{max} - a_{min})\mathrm{tg}(\alpha_1/2)_{max}, \qquad (3)$$

где Z_{min}, Z_{max} — предельные начальные значения базового расстояния;

a_{max}, a_{min} — размер цилиндрического пояска в торце головки болта.

Точность измерения осевого размера Z зависит от правильного определения исходного положения головки болта, когда вес болта действует в направлении его запрессовки.

Одна из особенностей контроля диаметрального натяга путем измерения осевого натяга состоит в том, что даже при отсчете Z от исходного положения контактирование сопрягаемых поверхностей происходит по вершинам микро- и макронеровностей. В результате этого

действительный диаметральный натяг всегда будет ниже рассчитанного из-за смятия микронеровностей, отклонения углов конуса и отклонения формы в окружном направлении [7, 8].

Посадки по наибольшему диаметру головки болта необходимо выбирать по наименьшему номинальному натягу, обеспечивающему герметичность и долговечность соединения. При этом наименьшая величина натяга должна быть не менее 0,8 % от диаметра [7, 8].

Фактический натяг $\Delta_ф$ болтовых соединений с натягом ранее не определяли ни теоретически, ни экспериментально.

По наименьшему функциональному натягу определим ближайшую посадку по СТСЭВ 145—75 [7, 8]. Стандартная посадка P9/z68 будет выбрана правильно, если выполняется следующее неравенство:

$$\Delta_{\min\,ст} > \Delta_{н\,\min}. \quad (4)$$

Второй этап исследования — изучение характера контактирования головки болта и гнезда при запрессовке болта до выравнивания торца головки болта и обшивки.

На рис. 2, *б* показано положение головки болта, запрессованной в гнездо с фактическим натягом $\Delta_ф$.

С достаточной для практических расчетов точностью h определяем из вспомогательных треугольников гнезда OAB и головки болта OAC:

$$h = \frac{\Delta_ф/2}{\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\beta}. \quad (5)$$

В первом приближении полную глубину контакта выразим в виде суммы $l = h + a$.

При проектировании конических болтовых соединений зададим следующие основные геометрические параметры: расчетный диаметр головки болта; угол α головки болта; угол β гнезда, фактический натяг $\Delta_ф$ по головке; глубину площадки контакта h. Величина фактического натяга $\Delta_ф$ позволяет уточнить контактное давление по поверхности контакта, а коэффициент трения f более обосновано назначать в процессе расчета.

Возникающий в соединении фактический натяг при запрессовке головки болта определяем по формуле:

$$\Delta_ф = \Delta_н - \delta_{см},$$

где $\Delta_н$ — номинальный натяг, с которым собирается соединение;

$\delta_{см}$ — величина среза и смятия микронеровностей в процессе формирования соединения.

В работе [9] для определения величины смятия микронеровностей предложена следующая приближенная формула:

$$\delta_{см} = 1,2\left(Rz_1 + Rz_2\right), \quad (6)$$

где Rz_1, Rz_2 — высота неровностей поверхностей стержня болта и стенки отверстия.

Формулу (6) для оценки смятия микронеровностей при запрессовке болтов нельзя признать справедливой. Во-первых, в формуле отсутствует номинальный натяг, который, как показали эксперименты, существенно влияет на $\delta_{см.}$ Не учтено влияние смазочного материала на величину фактического натяга.

Во-вторых, формула не учитывает влияние диаметра болта (масштабный фактор). Результаты экспериментальных исследований показали, что с увеличением диаметра стержня при болтах от 6 до 12 мм величина смятия микронеровностей при одинаковом номинальном относительном натяге возрастает в 3,5 раза. Действие масштабного фактора объясняется тем, что с увеличением диаметра возрастает абсолютный номинальный натяг и, как следствие, возрастает величина смятия микронеровностей.

Выразить в виде одной функции зависимости величины смятия микронеровностей от совокупного действия различных факторов пока невозможно. Следовательно, фактический натяг целесообразно определять экспериментально.

Экспериментальное определение фактического натяга проводили по специальной методике, предусматривающей возможность вариации контактных характеристик соединения.

Для повышения достоверности определения $\Delta_ф$ изготовили штифты из сплава ВТ16 и стали 30ХГСА диаметром 6 и 12 мм. Штифты из ВТ16 покрыты АнОкс-2-3, а из стали — Ц3-6хр. Пластины толщиной 15 и 30 мм изготовлены из алюминиевого сплава Д16Т.

Параметр шероховатости посадочной поверхности штифта Ra = 1,25 мкм, отверстий — не более 1,6 мкм. Заходная часть штифтов — коническая с углом уклона 8°.

Перед каждой запрессовкой штифтов в пластину с номинальным натягом в пределах от 0,6 до 1,7 % на посадочную часть наносили пе-

тролатум. При каждом натяге было испытано три образца.

Экспериментально фактический натяг определяли по формуле:

$$\Delta_ф = \frac{d_в - d_{ов}}{d_в} \cdot 100\ \%, \qquad (7)$$

где $d_в$ — диаметр штифта после его выпрессовки из пластины;

$d_{ов}$ — диаметр отверстия после выпрессовки штифта.

Средние значения $\Delta_ф$ при каждом натяге определяли после трехкратной запрессовки—выпрессовки штифтов.

Наибольший практический интерес представляют данные о характере контактирования конических поверхностей при запрессовке головки болта в гнездо. Качество соединения контролировали по характеру плотности контакта сопрягаемых элементов по всей длине окружности. После запрессовки головки болта соединение разбирали и визуально оценивали форму и размер пятна контакта по отпечатку на поверхности гнезда.

В качестве примера на рис. 3 представлена зависимость фактического натяга $\Delta_ф$ от номинального натяга $\Delta_н$ (до запрессовки болта с натягом в отверстие) для стержня диаметром $D = 12$ мм.

Линия *1* соответствует измерению $\Delta_ф$, а линия *2* — измерению $\Delta_н = \Delta_ф + \delta_{см.}$ Ордината между линиями *2* и *1* характеризует величину смятия микронеровностей. Причем с увеличением номинального натяга величина смятия микронеровностей возрастает незначительно.

Для обобщения и систематизации данных по смятию микронеровностей и получения на их базе типовых конструкций и технических решений в качестве критерия, характеризующего степень смятия микронеровностей, принят коэффициент смятия $K_{см} = \Delta_ф/\Delta_н$. В частности, для болта М6 ($D_e = 10$ мм) $K_{см} = 0{,}85$.

Для анализа предельных значений номинального $\Delta_н$ и фактического $\Delta_ф$ натягов необходимо определить их поля допусков.

Следствием смещения и уменьшения поля допуска гнезда является снижение номинального натяга (рис. 4).

В процессе конструирования конической головки, наряду с определением фактического натяга $\Delta_ф$ по диаметру D

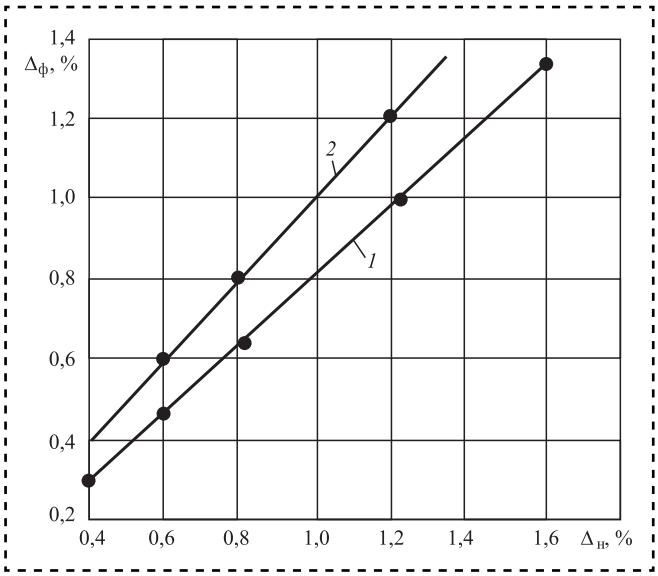

Рис. 3. Зависимость фактического натяга от номинального натяга

как основного параметра и габаритных размеров, значительное внимание должно быть уделено определению глубины h площади контакта при различных величинах фактического натяга.

Анализ механизма передачи внешней нагрузки в коническом соединении позволяет выделить два предельных случая снижения фактического натяга $\Delta_ф$ и глубины контакта h, влияющих на герметичность:

— когда при одновременном действии напряжений за счет натяга и статической внешней нагрузки на болт при некоторой предельной силе Q контактное давление (натяг) в точке, противоположной направлению нагрузки, обратится в ноль [4];

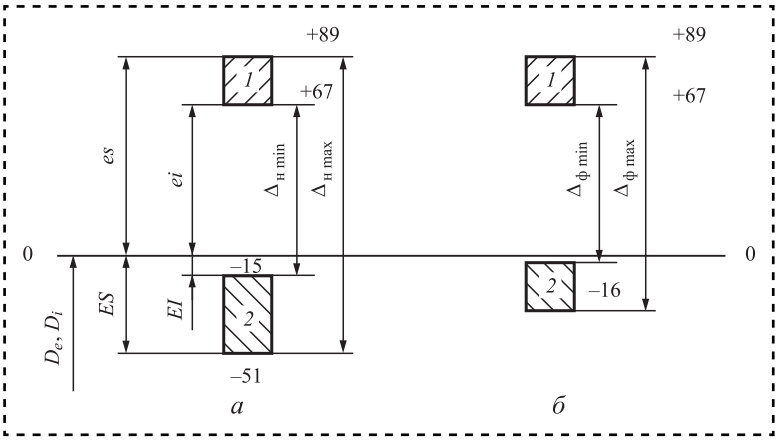

Рис. 4. Сопоставление полей допусков диаметров головки болта М6 и гнезда по номинальному $\Delta_н$ (*а*) и фактическому $\Delta_ф$ (*б*) натягам: *1* — поле допуска Zb8 головки болта D_e; *2* — поле допуска Р9 гнезда D_i

— когда снижение $\Delta_ф$ и h определяется двумя циклическими факторами износа [10]: геометрическим δ/r — отношение глубины δ внедрения к радиусу r единичной неровности; физико-механическим τ/σ_t — отношение касательного напряжения τ к пределу текучести $\sigma_т$ материала.

Наиболее важный фактор — возвратно-поступательное проскальзывание между поверхностями, находящимися в контакте. При определенной величине износа, когда $\Delta_ф = 0$, герметичность соединения исчезает.

Сопротивляемость несущей конструкции коррозионному разрушению, механизмы и причины разрушений определяются свойствами металла (М), его напряженным состоянием (Н) и воздействием среды (С) [10]. В зависимости от степени влияния каждого фактора системы М—Н—С возможны различные виды механического разрушения конструкций, при которых роль напряжений незначительна.

Несмотря на то, что номенклатура крепежных элементов, выпускаемых различными компаниями, насчитывает сотни наименований, работы по созданию новых крепежных систем продолжаются и расширяются, стремясь соответствовать инновационным тенденциям совершенствования конструкции и технологии производства гражданских самолетов.

К таким тенденциям в первую очередь следует отнести:

— увеличение доли конических болтовых соединений;

— увеличение заявленного ресурса и герметичности планера самолета и, соответственно, его конструктивных элементов, в том числе новых перспективных конических болтовых соединений.

Одним из перспективных направлений в решении эффективности потайных болтовых соединений считается создание и внедрение новых видов крепежных болтов с натягом по конической поверхности при сборке серийно выпускаемых самолетов.

В этом случае представляется целесообразным и необходимым проведение экспериментальных испытаний образцов из алюминиевого сплава Д16Т (рис. 5).

Болты диаметром 6 мм из титанового сплава ВТ16 изготовлены точением с потайной головкой $\alpha_{min} = 91°$, $\alpha_{max} = 91°40'$ высотой 0,3 мм. Натяг по цилиндрическому пояску по торцу головки диаметром 10,4 мм составил 1...1,2 %. Гнездо в пластине изготовлено коническим с углом конуса $\beta_{min} = 89°$, $\beta_{max} = 89°\ 40'$.

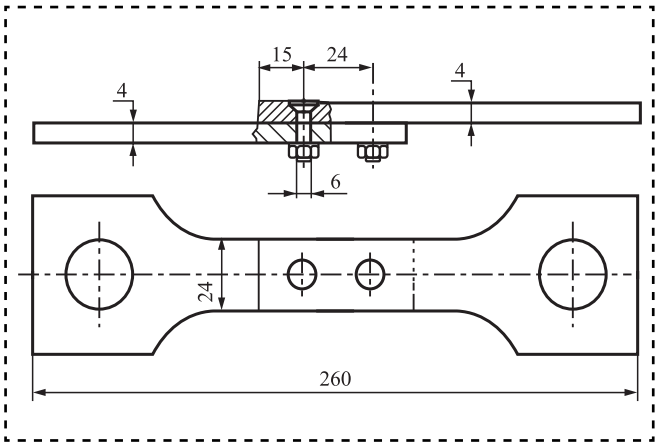

Рис. 5. Образец болтового соединения с конической головкой

Предварительно определена плотность контакта головки болта со стенкой потайного гнезда. Для этого коническую головку болта с цилиндрическим пояском обжимали в коническом гнезде до совмещения торца головки с поверхностью пластины. После запрессовки болтов соединение разбирали и визуально с помощью щупа оценивали форму и размеры зоны контакта по отпечатку поверхности гнезда. По результатам измерения среднеарифметическое значение (для пяти образцов) глубины контакта h составило 1,6 мм; $K_t = 0{,}62$, что меньше расчетного $K_{tp} = 0{,}83$. При этом контакт распространяется по всей длине окружности. Герметичность соединений в значительной мере зависит от равномерности распределения установленного контактного давления по периметру конической поверхности. Очевидно, полная герметичность достигается при одинаковом (постоянном) давлении в окружном направлении.

Экспериментально установлено, что требуемая степень герметичности стыков достигается для определенных материалов при некотором минимальном значении средних напряжений сжатия $q_{0\ min}$, называемого минимальным контактным давлением.

Условие герметичности соединения

$$q_0 > q_{0\ min},$$

где q_0 — контактное давление в соединении, $q_0 = mp$;

m — коэффициент уплотнения;

p — давление рабочей среды.

В частности, для алюминиевого сплава AD $m = 4$; $q_{0\,\min} = 60$ кПа [11].

Экспериментальные соединения выполнены в двух модификациях — с номинальным радиальным натягом $\Delta_н = 0{,}6...1{,}2$ % по стержню болта и с зазором 0,1 мм.

При проектировании конических болтовых соединений следует использовать модели двух серий. Первая серия представляет собой новую конструкцию болтового соединения с радиальным натягом по конической головке болта. Вторая серия моделей болтового соединения изготавливается по стандартам с зазором по конической головке болта.

Обе модели нуждаются в сравнительной экспериментальной проверке. Испытания образцов односрезных болтовых соединений с конической головкой болтов проводили на машине ГУСТ-2 при асимметричном растяжении ($R = 0{,}6$), $f = 0{,}8$ Гц при максимальном напряжении $\sigma^{бр}_{max} = 120$; 150 и 170 МПа в брутто сечении пластины. Результаты испытаний представлены в табл. 2.

Усовершенствованное коническое соединение с радиальным натягом по стержню болта обладает наибольшей долговечностью. Соединение со стандартной головкой и гнездом имеет наименьшую долговечность. Долговечность образцов с усовершенствованным коническим соединением с зазором по стержню болта в 1,3—2,7 раза выше долговечности соединений со стандартной потайной головкой и с радиальным натягом по стержню болта.

Таблица 2

Долговечность односрезных потайных болтовых соединений

$\sigma^{бр}_{max}$, МПа	Число $N \cdot 10^{-4}$ циклов до разрушения образцов соединений		
	Усовершенствованных		Стандартных с натягом
	с натягом	с зазором	
120	15,6	12,1	9,0
150	12,1	7,8	3,0
170	9,7	4,1	1,5

Это позволяет отдельно оценить эффективность радиального натяга в конической части соединения.

При использовании конусов головки болта и гнезда с односторонним допуском разного знака можно обеспечить повышение долговечности соединений аэродинамического качества поверхности и коррозионной стойкости обшивки.

Библиографический список

1. **Шалбоян В.А., Бабушкин А.И., Полищук В.М.** Влияние геометрической формы и технологии выполнения гнезд под потайные головки болтов на усталостную долговечность и герметичность соединений с натягом // Авиационная промышленность. 1990. № 5. С. 6.
2. **Исследование** выносливости потайных болтовых стыков с натягом / А.Д. Арсон и др.// Методы повышения ресурса соединений элементов конструкций. Вып. 1. М.—Жуковский: ЦАГИ, 1974. С. 44—46.
3. **Баранов П.П.** Напряженно-деформированное состояние потайного односрезного болтового соединения с натягом // Авиационная промышленность. 1983. № 4. С. 7—10.
4. **Сухарев И.П.** Экспериментальные методы исследования деформаций и прочности. М.: Машиностроение, 1978. 216 с.
5. **Ярковец А.И., Кравченко Ю.А., Юшин В.А.** Повышение ресурса потайных болтовых соединений способом упрочнения отверстий пластическим деформированием // Авиационная промышленность. 1977. № 1. С. 14—16.
6. **ГОСТ 25307—82.** Система допусков и посадок для конических соединений. М.: Изд-во стандартов, 2004.
7. **Брондз Л.Д.** Технология и обеспечение ресурса самолетов. М.: Машиностроение, 1986. 181 с.
8. **Дунаев В.В., Ширшов А.А.** Исследование герметичности болтовых соединений с радиальным натягом // Вестник машиностроения. 2004. № 1. С. 16—19.
9. **Гречищев У.С., Ильяшенко Л.А.** Соединения с натягом. М.: Машиностроение. 1981, 247 с.
10. **Крагельский И.В., Михин Н.М.** Узлы трения машин: справочник. М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
11. **Стеклов О.И.** Стойкость материалов и конструкций к коррозии под напряжением. М.: Машиностроение, 1990. 384 с.
12. **Биргер И.А., Иосилевич Г.Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.

УДК 531.43

В.В. Измайлов, *д-р техн. наук,* **М.В. Новоселова,** *канд. техн. наук*
(Тверской государственный технический университет)
E-mail: novoselova.tgtu@yandex.ru

Адгезионное взаимодействие трущихся тел и зависимость коэффициента трения от нормальной нагрузки

Рассмотрены причины непостоянства коэффициента трения и его зависимости от нормального контактного давления. На примере пары трения со смазочным материалом (жирные кислоты с различной длиной углеводородной цепи) показано, что с уменьшением адгезионного взаимодействия уменьшается зависимость коэффициента трения от нагрузки, при этом сила трения описывается законом Амонтона. В общем случае рекомендовано для расчета силы трения использовать двучленный закон Кулона.

Выявлена зависимость удельной силы трения от нормального напряжения в контакте и три основные причины этой зависимости: физическая, феноменологическая и методологическая. Методики экспериментального определения удельной силы трения должны учитывать дискретность контакта на микро- и наномасштабном уровне.

The reasons for a friction coefficient inconstancy and it dependence on normal contact pressure are discussed. Using the example of a friction pair with a lubricant (fatty acids with various hydrocarbon chain lengths), it is shown that the dependence of the friction coefficient on the load decreases with the adhesive interaction decreasing, and the friction force in this case is well described by the simplest Amontons' law. In general, the Coulomb's two-term law is recommended for the calculation of the friction force.

The dependence of the specific friction force on the normal stress in the contact is revealed. Three main reasons for this dependence are considered: physical, phenomenological and methodological. Methods of experimental determination the specific friction force should take into account the contact discreteness at the micro- and nanoscale level.

Ключевые слова: законы трения, коэффициент трения, удельная сила трения, адгезионное взаимодействие.

Keywords: friction laws, coefficient of friction, specific friction force, adhesive interaction.

Введение

Трение — сложное физическое явление, оказывающее влияние на работу практически любого технического устройства и на многие процессы повседневной жизни. Поэтому вполне объяснимо желание как теоретиков, так и практиков найти способы управлять этим явлением.

Универсальность и неизбежность влияния трения на все стороны человеческой деятельности — причина того, что первые систематические исследования этого явления были выполнены задолго до становления механики как науки в современном смысле слова. Речь идет об исследованиях Леонардо да Винчи на рубеже 15-го и 16-го веков. Впереди еще более ста лет до Г. Галилея и его "Диалога о двух главнейших системах мира" (1632 г.) и почти двести лет до И. Ньютона и его "Математических начал натуральной философии" (1687 г.). Вероятно, к пониманию необходимости исследования закономерностей трения Леонардо привела его инженерная деятельность, достойная не меньшего восхищения, чем его художественные творения. В числе установленных им закономерностей трения — пропорциональность силы трения силе нормального давления [Леонардо да Винчи. Избранные естественнонаучные произведения. М.: Изд-во Академии наук СССР, 1955].

Эту закономерность спустя почти 200 лет экспериментально подтвердил Г. Амонтон. Ныне она известна как закон Амонтона:

$$F_{тр} = fN, \quad (1)$$

где $F_{тр}$ — модуль силы трения;

f — коэффициент трения (в дальнейшем назовем его коэффициент трения по Амонтону f_A);

N — модуль нормальной силы, приложенной к контакту трущихся тел.

Из уравнения (1) вытекает определение коэффициента трения как отношения модуля силы трения к модулю нормальной силы:

$$f_A = \frac{F_{тр}}{N}.$$

Содержанием закона Амонтона является утверждение о *пропорциональности* модуля силы трения модулю силы нормального давления. Отсюда следует вывод о независимости коэффициента трения по Амонтону от нормальной нагрузки. В противном случае нельзя не только говорить о пропорциональности силы трения силе нормального давления, но и вообще о законе как таковом. Если коэффициент трения f_A — функция нормальной силы N, то уравнение (1) не выражает никакой однозначной зависимости между $F_{тр}$ и N, по крайней мере, пока не определена функция $f_A(N)$.

Между тем факт зависимости коэффициента трения по Амонтону от нормальной нагрузки на фрикционный контакт хорошо известен и не вызывает сомнений. Причины этой зависимости стали понятны после того, как Ш. Кулон уточнил закон Амонтона, добавив в его математическое выражение (1) дополнительное слагаемое:

$$F_{тр} = f_C N + F_0, \quad (2)$$

где f_C — коэффициент трения по Кулону;

F_0 — сила трения при $N = 0$.

Природа силы F_0 связана с молекулярным (адгезионным) взаимодействием контактирующих поверхностей.

Из формулы (2) вытекает зависимость коэффициента трения f_A от нагрузки:

$$f_A = \frac{F_{тр}}{N} = f_C + \frac{F_0}{N}. \quad (3)$$

Б.В. Дерягин объединил законы Амонтона и Кулона, сведя их к единообразному виду [Дерягин Б.В. Что такое трение? М.: АН СССР, 1963]:

$$F_{тр} = f_D(N + N_0), \quad (4)$$

где f_D — коэффициент трения по Дерягину;

N — нормальная составляющая равнодействующей всех внешних сил, приложенных к контакту;

N_0 — нормальная сила, созданная молекулярным (адгезионным) взаимодействием контактирующих поверхностей.

Коэффициент трения f_D Б.В. Дерягин называл "истинным коэффициентом трения" и считал его постоянной величиной, в отличие от коэффициента трения по Амонтону, который, согласно уравнению (4), связан с f_D зависимостью

$$f_A = \frac{F_{тр}}{N} = f_D\left(1 + \frac{N_0}{N}\right).$$

Цель работы — на основании теоретических и экспериментальных исследований проанализировать области применимости законов трения Амонтона и Кулона для обоснования возможности их использования в расчетах фрикционных узлов и методик определения фрикционных характеристик.

Теоретический анализ

Б.В. Дерягин с сотрудниками разработал теорию адгезионного взаимодействия в контакте сфера—плоскость, известную как теория Дерягина — Муллера — Топорова [Derjaguin B.V., Muller V.M., Toporov Yu.P. Effect of contact deformations on the adhesion of particles // Journal of Colloid and Interface Science. 1975. V. 53. P. 314—326].

На основании обобщения этой теории на дискретный контакт технических поверхностей получена зависимость, связывающая фактическую площадь контакта с номинальным контактным давлением p_n [1, 2]:

$$p_n = \frac{2K_1}{3\pi\alpha^{1+\frac{1}{2\nu}} t_m^{\frac{1}{2\nu}}} E^* \sqrt{\frac{R_p}{r}} \eta_r^{1+\frac{1}{2\nu}} - \frac{\nu\gamma t_m^{\frac{1}{\nu}}}{R_p \alpha^{1-\frac{1}{\nu}}} \eta_r^{1-\frac{1}{\nu}}, \quad (5)$$

где η_r — относительная площадь фактического контакта, $\eta_r = A_r/A_n$;

A_r и A_n — абсолютная фактическая и номинальная площади контакта соответственно;

α — коэффициент, характеризующий деформацию контакта (при упругой деформации $\alpha = 0{,}5$);

ν и t_m — параметры степенной аппроксимации опорной кривой;

K_1 — коэффициент, зависящий от параметра ν;

E^* — эквивалентный модуль Юнга;

R_p — высота наибольшего выступа шероховатости;

r — средний радиус кривизны вершин выступов шероховатости;

γ — поверхностная энергия.

Влияние адгезионного взаимодействия на относительную фактическую площадь контакта показано на рис. 1, *а*. Под влиянием адгезионных сил даже при $p_n = 0$ существует конечная, отличная от нуля, фактическая площадь контакта, причем она тем больше, чем сильнее адгезионное взаимодействие (больше величина поверхностной энергии). Зависимость $\eta_r(p_n)$ построена по уравнению (5). Геометрические и физические параметры контакта: $R_p = 10$ нм; $r = 200$ нм; $\nu = 2$; $t_m = 0{,}5$; $K_1 = 0{,}8$; $E^* = 10^{11}$ Па; $\gamma = (0...1)$ Дж/м^2.

Адгезионное взаимодействие оказывает заметное влияние на процессы контактного взаимодействия только на уровне субшероховатости (наношероховатости). На уровне обычной шероховатости с неровностями микрометрических размеров влиянием адгезии можно пренебречь [1, 2]. В расчетах использованы только параметры наношероховатости.

При относительном сдвиге на площадках фактического контакта возникают касательные напряжения (удельная сила трения):

$$\tau_r = \tau_0 + \beta p_r, \qquad (6)$$

где β — пьезокоэффициент;

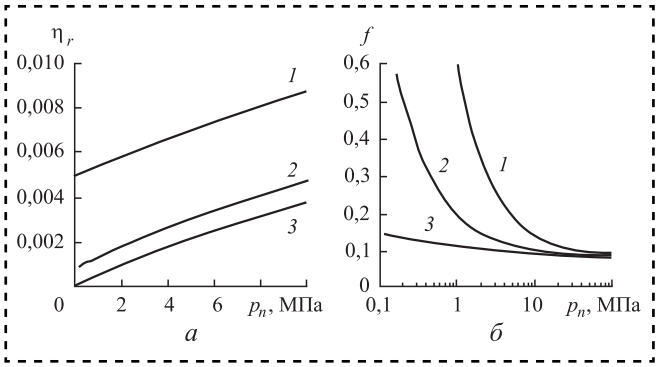

Рис. 1. Зависимость от номинального давления:
а — относительной фактической площади контакта; *б* — коэффициента трения $f = F_{тр}/N$; *1* — $\gamma = 1$ Дж/м^2; *2* — $\gamma = 0{,}25$ Дж/м^2; *3* — $\gamma = 0$ (адгезия отсутствует)

p_r — фактическое контактное давление, $p_r = p_n/\eta_r$.

В расчетах коэффициента трения использовали значения $\tau_0 = 100$ МПа и $\beta = 0{,}05$, принятые на основании результатов экспериментов.

На рис. 1, *б* и 2 представлены зависимости соответственно коэффициента трения по Амонтону $f = f_A = \tau_n/p_n$ и номинальной удельной силы трения $\tau_n = \tau_r\eta_r$ от нормального давления в контакте. Адгезионное взаимодействие контактирующих поверхностей — основная причина зависимости коэффициента трения от нормального давления в полном соответствии с формулой (4). Сила трения при этом подчиняется закону Кулона (формула (2)). В отсутствии адгезионного взаимодействия $\gamma = 0$ коэффициент трения очень слабо зависит от нормального давления: при изменении нормального давления на три порядка коэффициент трения уменьшился лишь в два раза. В пределах изменения p_n на один порядок коэффициент трения уменьшается на 10...20 %. При этом сила трения хорошо описывается законом Амонтона (формула (1)).

В формуле (5) второе слагаемое — номинальное нормальное давление $p_{n\,adh}$, созданное адгезионными силами. Соответственно, $p_{r\,adh} = p_{n\,adh}/\eta_r$ представляет собой нормальное напряжение на фактических площадках контакта, обусловленное адгезионным взаимодействием (рис. 3). При малых внешних давлениях, приложенных к контакту, величина $p_{r\,adh}$ стремится к постоянному значению:

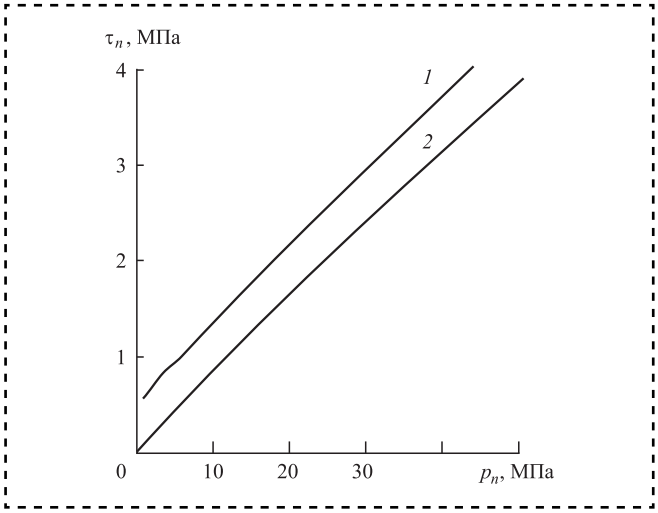

Рис. 2. Зависимость номинальной удельной силы трения (номинального касательного напряжения) от номинального давления в контакте:
1 — $\gamma = 1$ Дж/м^2; *2* — $\gamma = 0$

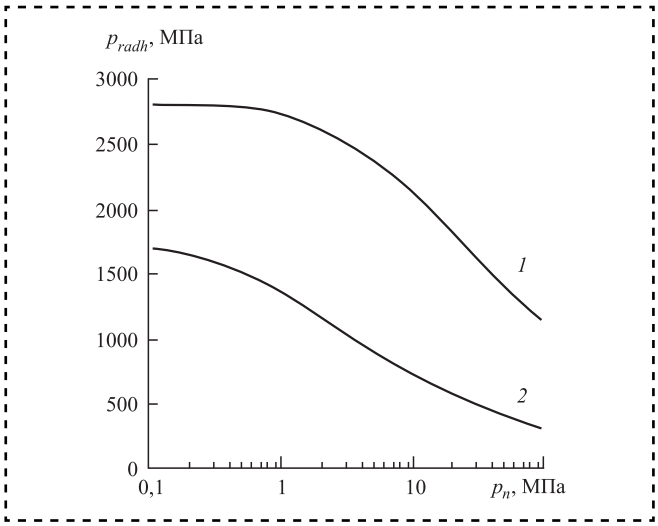

Рис. 3. Зависимость нормального контактного давления, созданного адгезионными силами, от номинального давления в контакте:
1 — γ = 1 Дж/м^2; *2* — γ = 0,25 Дж/м^2

$p_{r\,adh} \approx 2{,}8$ ГПа при $\gamma = 1$ Дж/м^2 и $p_{r\,adh} \approx 1{,}7$ ГПа при $\gamma = 0{,}25$ Дж/м^2. С ростом номинального давления $p_{r\,adh}$ уменьшается вследствие непропорционального роста фактической площади контакта, вызванного не только адгезионными силами, но и увеличивающейся внешней приложенной нагрузкой.

На первый взгляд, значения номинального давления p_n (см. рис. 1, *б*, 2 и 3) могут показаться завышенными. Но не следует забывать, что расчеты, результаты которых представлены на рисунках, выполнены на масштабном уровне наношероховатости. В соответствии с двухуровневой моделью дискретного контакта [2], номинальное давление в контакте неровностей наношероховатости является фактическим давлением в контакте неровностей микрошероховатости. Номинальное давление в последнем случае на 1—2 порядка меньше фактического, т.е. не превышает 1 МПа.

Результаты экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования влияния нормальной нагрузки на силу и коэффициент трения проводили в разных условиях: в статическом режиме и при относительном перемещении контактирующих тел, в отсутствие и при наличии смазочного материала. Исследованы различные сочетания материалов контактирующих тел и смазочных материалов.

Рассмотрим эксперименты по влиянию нормальной нагрузки на силу и коэффициент трения покоя в контакте стальных поверхностей по схеме сфера—плоскость. В качестве смазочного материала использовали различные жирные кислоты (рис. 4 и 5). Экспериментальная установка и методика описаны в работе [2]. Коэффициенты трения f_A, f_C и параметры F_0 и N_0 в формулах Кулона и Дерягина определены методами математической статистики. Все величины значимы на уровне $p < 0{,}05$. Представленные пары трения хорошо описываются законом трения Кулона, причем для пары трения с лауриновой кислотой в качестве смазочного материала параметры F_0 и N_0 с учетом погрешности эксперимента находятся почти на границе значимости. Коэффициенты f_A и f_C для этой пары практически совпадают в пределах погрешности, т.е. к этой паре одинаково хорошо применимы как закон Амонтона, так и закон Кулона. Заметно отличаются в большую сторону, даже с учетом погрешности, F_0 и N_0 для пары трения без смазочного материала, что вполне объяснимо по причине более интенсивного адгезионного взаимодействия.

Аналогичные результаты получены для скользящего контакта Ni—Ni при трении скольжения с пластичным смазочным материалом на основе синтетического масла, загущенного литиевым мылом (рис. 6).

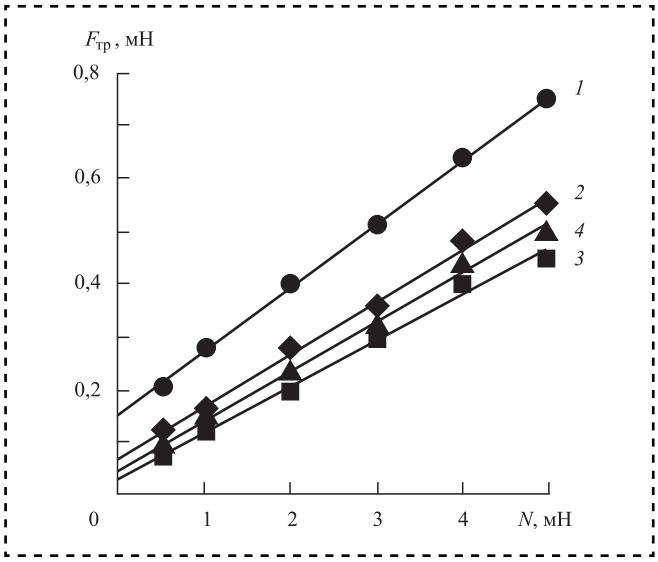

Рис. 4. Зависимость максимальной силы трения покоя от нормальной нагрузки:
1 — без смазочного материала; *2* — капроновая кислота; *3* — лауриновая кислота; *4* — стеариновая кислота; точки — эксперимент; линии — аппроксимация

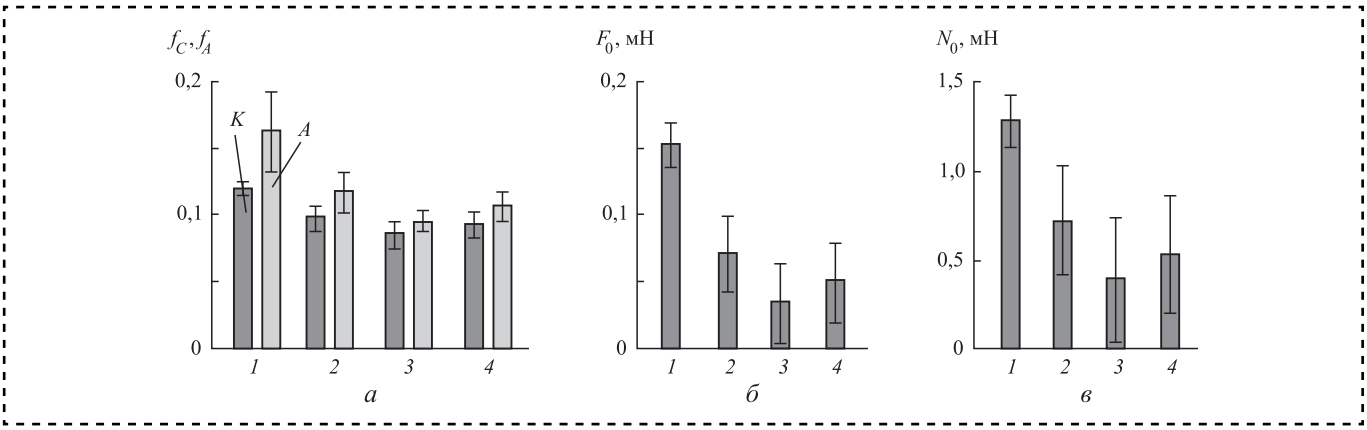

Рис. 5. Фрикционные характеристики пары трения сталь—сталь:
а — коэффициенты трения; *K* — по закону Кулона, *A* — по закону Амонтона; *б* — сила трения F_0 в законе Кулона; *в* — нормальная нагрузка N_0; *1* — без смазочного материала; *2* — капроновая кислота; *3* — лауриновая кислота; *4* — стеариновая кислота

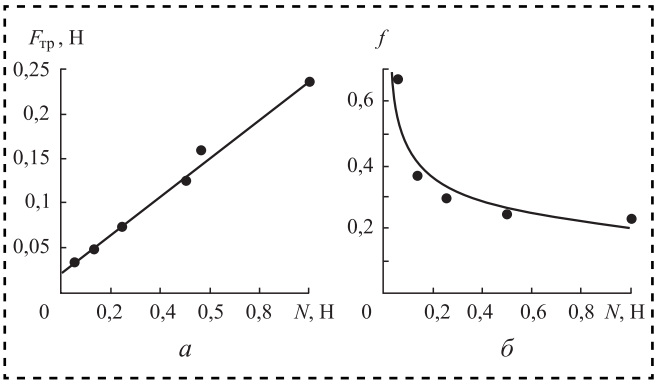

Рис. 6. Зависимость от нормальной нагрузки в скользящем контакте Ni—Ni при трении со смазочным материалом:
а — силы трения; *б* — коэффициента трения

Схема контакта сфера—плоскость, радиус сферического образца 1,5 мм. Зависимость силы трения от нормальной нагрузки описывается законом Кулона с коэффициентами $f_C = 0{,}214 \pm 0{,}010$ и $F_0 = 0{,}021 \pm 0{,}005$ Н. Все коэффициенты значимы на уровне $p < 0{,}05$.

Коэффициент трения $f = F_{тр}/N$ (по Амонтону) не постоянен, убывая с ростом нормальной нагрузки более чем в два раза (рис. 6, *б*). Таким образом, в скользящем контакте зависимость коэффициента трения по Амонтону от нормальной нагрузки также связана с адгезионным взаимодействием контактирующих тел.

Коэффициент трения по Дерягину совпадает с f_C при $N_0 = 0{,}097 \pm 0{,}025$ Н. Отношение N_0/N с ростом нормальной нагрузки меняется от 1,92 до 0,1 в диапазоне $N = 0{,}05...0{,}98$ Н. Таким образом, при малых нагрузках адгезионные силы играют существенную роль в контактном взаимодействии.

Об удельной силе трения

Помимо адгезионного взаимодействия контактирующих поверхностей, одна из причин зависимости коэффициента трения от нагрузки — непостоянство удельной силы трения (УСТ) τ_r. При упругом контакте фактическое контактное давление p_r немного увеличивается с ростом номинального давления (в степени 1/5...1/7). Соответственно, согласно формуле (6), уменьшается коэффициент трения по Амонтону

$$f_A = \frac{\tau_0}{p_r} + \beta.$$

Выявлены несколько теоретических обоснований формулы (6) — зависимости УСТ от нормального напряжения в контакте.

1. Первая теория — *физическая.* В работе [Измайлов В.В. О теориях трения // Физико-механические процессы в зоне контакта деталей машин: межвуз. науч. сб. Калинин: КГУ, 1983. С. 3—19] на основании концепции "третьего тела" И.В. Крагельского и кинетической теории прочности твердых тел [Регель В.Р., Слуцкер А.И., Томашевский Э.Е. Кинетическая природа прочности твердых тел. М.: Наука, 1974] получена формула, идентичная формуле (6) с коэффициентами τ_0 и β, которые рассчитываются на основании физических констант материалов контактирующих тел:

$$\tau_0 = \frac{aRT_{пл}}{\Omega} - \frac{RT}{\Omega}\ln\frac{\dot{\gamma}_0}{\dot{\gamma}};$$

$$\beta = \frac{aRT_{пл}\left(\frac{\Delta V}{V}\right)}{\Omega q_{пл}\rho},$$

где a — коэффициент в формуле энергии активации процесса деформации $U = aRT_{пл}$;

$T_{пл}$ — температура плавления;

R — газовая постоянная;

Ω — активационный объем;

$\dot{\gamma}$ — скорость деформации сдвига;

$\dot{\gamma}_0 \approx 10^4$ с$^{-1}$;

$\Delta V/V$ — относительное изменение объема при плавлении;

$q_{пл}$ — удельная теплота плавления;

ρ — плотность твердой фазы.

Для значений $a \approx (6...10)$; $T_{пл} \approx 1{,}5\cdot10^3$ К; $\Omega \approx 10^{-3}$ м^3/моль; $\dot{\gamma} \approx 10^{-3}$ с$^{-1}$; $\Delta V/V \approx 5$ %; $q_{пл} \approx$ $\approx$ (0,2...0,4) МДж/кг; $\rho \approx (7...10)\cdot10^3$ кг/м^3 получаем $\tau_0 \approx (40...80)$ МПа, что согласуется с экспериментальными данными. Для пьезокоэффициента получаем оценку $\beta \approx (1...5)\cdot10^{-3}$, что существенно меньше типичных экспериментальных значений.

2. Вторая теория — *феноменологическая*. Подобные теории не рассматривают физической природы наблюдаемых явлений. Уравнение, математически идентичное уравнению (6), хорошо известно в механике грунтов как формула (закон) Байерли [Byerlee J.D. Friction of rocks // Pure and Applied Geophysics. 1978. V. 116. No. 4—5. P. 615—626]. Она описывает зависимость предельного напряжения сдвига грунта от нормального напряжения и является следствием критерия прочности Кулона — Мора [3—5]. Если построить систему предельных кругов Мора (для касательных и нормальных напряжений разрушения) (рис. 7), то линию, огибающую круги, можно описать уравнением некоторой кривой $\tau = \tau(\sigma)$, которое выражает зависимость предельных касательных напряжений от нормальных. На ограниченном участке огибающую кривую можно аппроксимировать линейной зависимостью $\tau = \tau_0 + \beta\sigma$.

Для материалов, имеющих одинаковую прочность при растяжении и сжатии, $\beta = 0$. Для неравнопрочных материалов при линейной аппроксимации огибающей

$$\beta \sim \frac{1-\chi}{2\sqrt{\chi}},$$

где $\chi = \dfrac{\sigma_р}{\sigma_{сж}}$.

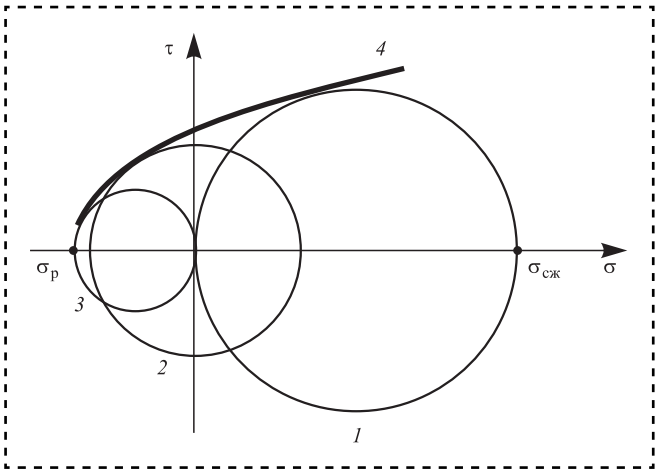

Рис. 7. Система кругов Мора:
1 — простое сжатие; *2* — чистый сдвиг; *3* — простое растяжение; *4* — огибающая; $\sigma_{сж}$ и $\sigma_р$ — предел прочности при сжатии и растяжении соответственно

Например, для углеродистых сталей χ = = 0,9...1 [Полухин П.И., Гунн Г.Я., Галкин А.М. Сопротивление пластической деформации металлов и сплавов: справочник. М.: Металлургия, 1983], откуда $\beta \approx 0...0{,}05$. Для горных пород на основании большого числа экспериментальных данных в работе [Byerlee J.D. Friction of rocks // Pure and Applied Geophysics. 1978. V. 116. No. 4—5. P. 615—626] получены усредненные значения $\tau_0 \approx 50$ МПа, $\beta \approx 0{,}6$. Вопрос о том, применим ли к фрикционному контакту ("третьему телу") критерий прочности Кулона — Мора, остается открытым.

3. Третья теория — *методологическая*. Причина влияния нормального давления (напряжения) на УСТ видится в методике экспериментального определения последней. Существующие методики экспериментального определения УСТ на одношариковом трибометре [Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977; Шустер Л.Ш. Адгезионное взаимодействие твердых металлических тел. Уфа: Гилем, 1999] или конусном [2] трибометре заключаются в измерении силы (момента) трения в контакте исследуемых материалов при больших контактных давлениях, обеспечивающих пластическую деформацию материала. По измеренным значениям силы (момента) трения и площади пластического отпечатка в контакте шарового или конусного индентора с контробразцом рассчитывают значение УСТ. При этом предполагают, что фактическая площадь контакта вслед-

ствие больших контактных давлений и развитой пластической деформации стремится к номинальной.

Шероховатость на контактирующих поверхностях сохраняется даже при очень больших контактных давлениях, вплоть до давлений, равных твердости. Поэтому фактическая площадь контакта все же остается меньше номинальной, хотя и стремится к последней с ростом давления.

Предположим, что на площадках фактического контакта сферического или конусного индентора с контробразцом действует УСТ

$$\tau_r = mk,$$

где k — сопротивление пластическому сдвигу (пластическая постоянная);

$0 < m < 1$ — коэффициент.

Приведенное уравнение в теории обработки металлов давлением носит название уравнения Зибеля [6]. Относительная фактическая площадь контакта η_r описывается, например, уравнением [Demkin N.B., Izmailov V.V. Plastic contact under high normal pressure // Wear. 1975. V. 31. No. 2. P. 391—402]:

$$\frac{p_n}{2k} = (\eta_r + 1)\sqrt{\frac{\eta_r}{1-\eta_r}}, \qquad (7)$$

где p_n — номинальное контактное давление.

Тогда номинальная удельная сила трения

$$\tau_n = \tau_r \eta_r = mk\eta_r. \qquad (8)$$

Зависимость $\tau_n(p_n)$ в соответствии с формулами (7) и (8) представлена на рис. 8.

Давление $p_n/(2k) = 3$ примерно соответствует твердости материала, а давление $p_n/(2k) = 1{,}5$ — половине твердости. Линейная аппроксимация зависимости τ_n (p_n) в этом диапазоне дает значение $\tau_0 \approx 0{,}26k$, $\beta \approx 0{,}11$. Фактически $\tau_0 = 0{,}8k$ и $\beta = 0$, т.е. полученные в результате аппроксимации значения τ_0 и β обусловлены методикой обработки данных.

Экспериментально для различных металлов на конусном трибометре в указанном диапазоне давлений получены очень похожие результаты: $\tau_0 = (0{,}11...0{,}45)k$, в среднем $\tau_0 \approx 0{,}26k$; $\beta = 0{,}07...0{,}18$, в среднем $\beta \approx 0{,}14$. Согласно уравнению (7) при $p_n = 6k$ относительная фактическая площадь контакта $\eta_r = 0{,}75$.

На рис. 8 значения номинального давления p_n заканчиваются на $p_n = 6k \approx$ H, где H — твердость, так как в обычных условиях получить давление в контакте больше твердости невозможно. Достичь значений контактного давления больше твердости можно только с помощью специальных методик. В области больших контактных давлений (до 5000 МПа) получены значения $\tau_0 \approx k$, $\beta = 0{,}07 \pm 0{,}03$ [Лебедев А.А., Ковальчук Б.И., Гигиняк Ф.Ф., Ламашевский В.П. Механические свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии: справочник. Киев: Наукова думка, 1983].

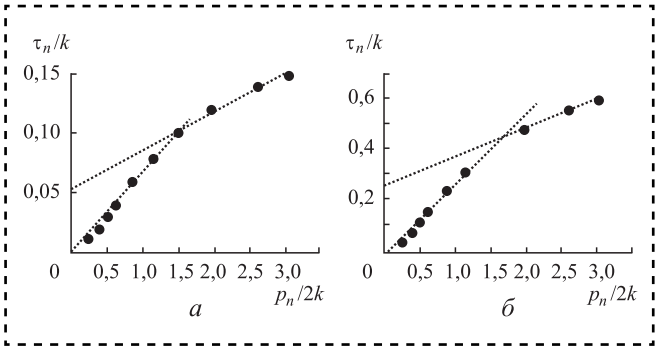

Рис. 8. Зависимость номинальной удельной силы трения от номинального контактного давления:
а — $m = 0{,}2$; *б* — $m = 0{,}8$. Точки — расчет по формулам (7) и (8); линии — аппроксимация

Заключение

Закон трения Амонтона (формула (1)), ввиду его простоты, широко применяют в прикладных расчетах различных технических устройств. При этом не учитывается область его корректного применения, а именно — отсутствие силы трения при отсутствии нормальной нагрузки на контакт. Это условие выполняется, если в контакте отсутствует или пренебрежимо мало адгезионное взаимодействие контактирующих тел. В противном случае справедлив более общий двучленный закон трения Кулона (формула (2)), в котором величина F_0 является следствием адгезионного взаимодействия в контакте. Эксперименты показывают, что для самых различных пар трения коэффициент трения по Кулону остается постоянным в широком диапазоне изменения нормальной нагрузки N, т.е. формула (2) выражает устойчивую однозначную зависимость силы трения от нормального давления и может использоваться для прогнозирования изменения силы трения при изменении нормальной

нагрузки. Коэффициент трения, традиционно определяемый как отношение силы трения к нормальной нагрузке $f = F_{тр}/N$ (т.е. на основании закона Амонтона), в этом случае не является постоянной величиной, а уменьшается с ростом силы N, иногда весьма существенно. В этом случае уравнение (1) не выражает никакой однозначной связи между силой трения и нормальной нагрузкой, не может претендовать на статус закона и не может использоваться для прогнозирования изменения силы трения при изменении нормальной нагрузки, т.е. в расчетах технических устройств.

Решение этих проблем возможно, если при обработке результатов экспериментов по измерению силы трения в различных фрикционных парах зависимость $F_{тр}(N)$ определять как уравнение линейной регрессии зависимой переменной $F_{тр}$ на независимую переменную N с оценкой уровня значимости величин F_0 и f_C (см. уравнение (2)). Если адгезионное взаимодействие отсутствует или пренебрежимо мало, F_0 получится статистически незначимой, а зависимость $F_{тр}(N)$ автоматически приобретет вид закона Амонтона (уравнение (1)) с постоянным коэффициентом трения.

При разработке методик экспериментального определения удельной силы трения и ее параметров τ_0 и β необходимо учитывать дискретность контакта на микро- и наномасштабном уровне, т.е. зависимость фактической площади контакта от контактного давления.

Библиографический список

1. **Измайлов В.В.** Расчет характеристик дискретного адгезионного контакта // Трение и износ. 2014. Т. 35. № 5. С. 518—526.
2. **Болотов А.Н., Измайлов В.В., Новоселова М.В.** Теоретические и экспериментальные исследования процессов в триботехнических системах / под общ. ред. В.В. Измайлова. Тверь: Тверской государственный технический университет, 2019. 164 с.
3. **Певзнер М.Е., Иофис М.А., Попов В.Н.** Геомеханика: учебник для вузов. М.: Изд-во Московского государственного горного университета, 2008. 438 с.
4. **Попов В.Л.** Механика контактного взаимодействия и физика трения. От нанотрибологии до динамики землетрясений. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2013. 352 с.
5. **Тер-Мартиросян З.Г.** Механика грунтов. М.: Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2005. 488 с.
6. **Леванов А.Н.** Методика испытаний на контактное трение в процессах обработки металлов давлением // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2013. № 2. С. 43—47.

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 621.501

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

Методика совместного использования силового и параметрического воздействий при решении задач гашения и возбуждения колебаний с учетом нелинейностей сложного типа

Рассмотрена методика синтеза систем гашения и возбуждения автоколебаний машин и механизмов с использованием в отдельности и совместно силового и параметрического воздействий. Методика учитывает наличие различных нелинейностей сложного типа — упругих, диссипативных либо одновременно упругих и диссипативных. В дифференциальных уравнениях методики предусмотрено одновременно два источника внешних возмущений и несовпадение собственной частоты колебаний и частоты силового и параметрического воздействий. Совместное использование силового и параметрического воздействий позволяет также обеспечить стабилизацию режимов в случае их неустойчивости.

This article discusses the methodic of synthesis of quenching systems and the excitation of self-oscillations of machines and mechanisms using separately and jointly power and parametric impacts. The methodic takes into account the presence of various types of non-linearity's of a complex type — elastic, dissipative, or simultaneously elastic and dissipative. In the differential equations of the methodic, two sources of external disturbances are contemporaneously provided, and the discrepancy between the natural frequency of oscillation and the frequency of the power and parametric impacts. The joint use power and parametric impacts also allows for stabilization of regimes in the event of their instability.

Ключевые слова: силовое воздействие, параметрическое воздействие, гашение колебаний, возбуждение колебаний, интегральная интенсивность воздействий, упругая нелинейность, диссипативная нелинейность, эффективность методики, расширенное параметрическое возбуждение.

Keywords: force impact, parametric impact, damping of oscillations, excitation of oscillations, integral intensity of the impacts, elastic nonlinearity, dissipative nonlinearity, effectiveness of the methodic, extended parametric excitation.

Уравнение динамики для систем гашения и возбуждения автоколебаний машин и механизмов с использованием в отдельности и совместно силового и параметрического воздействий с учетом наличия различных типов нелинейностей сложного типа имеет общий вид [1—5]:

$$\ddot{x} + \omega_0^2\left(1 + h\cos\left(2\omega_0 t\right) + v\left(x,\ \dot{x}\right)\right)x + f\left(x,\ \dot{x}\right) = \\ = B\sin\left(\omega_0 t\right) + u\left(x,\ \dot{x}\right), \quad (1)$$

где $h\cos(2\omega_0 t)$ — периодическое параметрическое возмущение;

h — амплитуда параметрического возмущения;

$2\omega_0$ — частота (половинная частота возмущения, близкая к собственной частоте ω_0);

$\omega_0^2 x$ — линейная составляющая упругой силы;

$B\sin(\omega_0 t)$ — внешняя гармоническая возмущающая сила с параметром B;

$f\left(x,\ \dot{x}\right)$ — функция линейной и нелинейных составляющих упругой и диссипативной сил;

$u\left(x,\ \dot{x}\right)$ — закон силового воздействия с частотой ω;

$v\left(x,\ \dot{x}\right)$ — закон параметрического воздействия с частотой ω.

Функция $f\left(x,\ \dot{x}\right)$ разбита на две: отдельно упругую нелинейную часть $f_1(x)$ и отдельно диссипативную линейную и нелинейную часть $f_2\left(\dot{x}\right)$:

$$f_1(x) = -n_1\mathrm{sign}(x) + n_2 x\mathrm{abs}(x) + n_3 x^3; \\ f_2\left(\dot{x}\right) = 2\mu\dot{x} - k_1\,\mathrm{sign}\left(\dot{x}\right) + k_2\dot{x}\,\mathrm{abs}\left(\dot{x}\right) + k_3\dot{x}^3, \quad (2)$$

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

k_1, k_2, k_3 — коэффициенты аппроксимации диссипативной нелинейности;

μ — коэффициент линейной диссипативной части.

Функции $f_1(x)$, $f_2(\dot{x})$ (2) аппроксимируют широкий спектр вариантов функции $f(x, \dot{x})$, что позволяет в реальных задачах определять параметры аппроксимации n_1, n_2, n_3, μ, k_1, k_2, k_3.

Настоящую методику можно применять с тремя типами нелинейностей: только диссипативная нелинейность, только упругая нелинейность, одновременно упругая и диссипативная нелинейности [4, 5].

Структура законов силового и параметрического воздействий определена с помощью методов гармонической линеаризации и оптимального управления:

$$\begin{gathered} u(x, \dot{x}) = \Big[\big(\omega_0^2 - \omega^2 + f_{1g}(A)\big)x + \\ + \big(f_{2g}(A) - f_{hB}(A)\big)\dot{x}/\omega\Big]p; \\ v(x, \dot{x}) = \frac{2}{\omega_0^2 A^2}\Big[\big(\omega_0^2 - \omega^2 + f_{1g}(A)\big)\big(\dot{x}^2/\omega^2 - x^2\big) - \\ -2\big(f_{2g}(A) - f_{hB}(A)\big)x\dot{x}/\omega\Big](1-p), \end{gathered} \tag{3}$$

где $f_{1g}(A)$, $f_{2g}(A)$ — коэффициенты гармонической линеаризации соответственно нелинейностей $f_1(x)$, $f_2(\dot{x})$;

$f_{hB}(A)$ — коэффициент гармонической линеаризации внешних возмущений;

A — дополнительный (требующий определения) параметр размерности амплитуды;

ω — частота силового и параметрического воздействий (в общем случае $\omega \neq \omega_0$);

p — параметр участия силового или параметрического воздействий в системе гашения или возбуждения автоколебаний ($p = 1$ — только силовое воздействие; $p = 0$ — только параметрическое воздействие; $0 < p < 1$ — совместное участие).

Формулы расчета коэффициентов $f_{1g}(A)$, $f_{2g}(A)$, $f_{hB}(A)$:

$$\begin{gathered} f_{1g}(A) = -\frac{4n_1}{\pi A} + \frac{8n_2}{3\pi}A + \frac{3n_3}{4}A^2; \\ f_{2g}(A) = 2\mu\omega - \frac{4k_1}{\pi A} + \frac{8k_2}{3\pi}\omega^2 A + \frac{3k_3}{4}\omega^3 A^2; \\ f_{hB}(A) = \omega_0^2\frac{h}{2} + \frac{B}{A}. \end{gathered} \tag{4}$$

Для определения параметра A^*, с которого необходимо начинать поиск оптимального решения задачи гашения и возбуждения колебаний, решаем задачу определения минимума:

$$\begin{gathered} A^* = \min_A\Big(\big(f_{1g}(A)\big)^2 + \big(f_{2g}(A) - f_{hB}(A)\big)^2\Big); \\ \omega_2 = \omega. \end{gathered} \tag{5}$$

Условия (5) при наличии только упругой или только диссипативной нелинейности превращаются в условия отсутствия силовых воздействий. Выбор дополнительного значения параметра $A > A^*$ обеспечивают увеличение максимальной фактической амплитуды колебаний (т.е. возбуждение), выбор $A < A^*$ — уменьшение максимальной фактической амплитуды колебаний (т.е. гашение).

Таким образом, поиск оптимального решения задачи гашения и возбуждения колебаний сводится к решению дифференциального уравнения системы (1—5).

В качестве критериев оптимальности используем максимальную фактическую амплитуду колебаний и интегральную интенсивность использованных воздействий. Для расчета интегральной интенсивности воздействий за время T воспользуемся формулой:

$$Iuv = \int_0^T \big(u(x, \dot{x}) + \omega_0^2 v(x, \dot{x})x\big)^2 dt.$$

Для проверки работоспособности предлагаемой методики гашения и возбуждения автоколебаний машин и механизмов расчеты с использованием в отдельности и совместно силового и параметрического воздействий представлены графически.

На рис. 1—4 параметры $\omega = \omega_0$, $A = A^*$ кривых *1* соответствуют случаю минимума условия (5); кривые *2* — случаю равенства частот $\omega_0 = \omega$ и параметра A, близкому к оптимальному значению; кривые *3* — случаю $\omega_0 \neq \omega$ и параметра A, также близкому к оптимальному значению.

На рис. 1 представлены зависимости от времени амплитуды колебаний $x(t)$, выбранного закона силового воздействия $u(t)$ и интегральной интенсивности воздействия $Iu(t)$. Переход к параметру $A = 0{,}25$ от параметра $A = 1{,}338$ уменьшает амплитуду колебаний в 6 раз, а дополнительный переход к новой

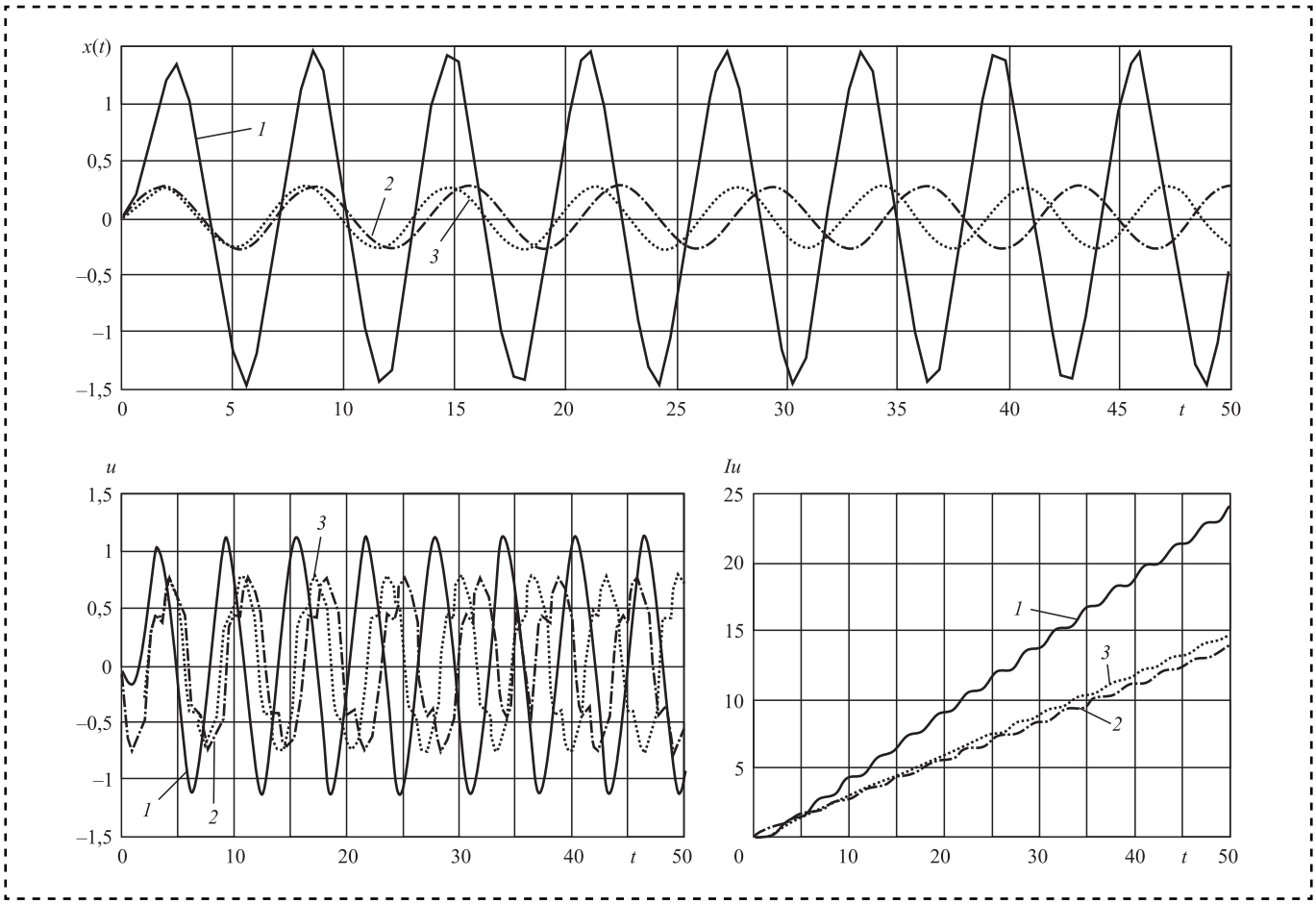

Рис. 1. Результаты численного решения уравнения (1) при использовании только закона силового воздействия в задаче гашения колебаний ($\omega_0 = 1$; $\mu = -0{,}5$; $k_1 = 0{,}3$; $k_2 = 0{,}1$; $k_3 = 0{,}5$; $n_1 = 0{,}3$; $n_2 = 0{,}1$; $n_3 = 0{,}5$; $h = 0$; $B = 0$; $T = 50$; $p = 1$): *1* — $A = 1{,}338$; $\omega = 1$; $Iu = 24{,}179$; *2* — $A = 0{,}25$; $\omega = 1$; $Iu = 13{,}964$; *3* — $A = 0{,}25$; $\omega = 1{,}05$; $Iu = 14{,}822$

частоте силового воздействия $\omega = 1{,}05$ требует повышения интенсивности воздействия на 1,06 %.

На рис. 2 приведен вариант с применением закона только параметрического воздействия при решении задачи возбуждения колебаний. Максимальная фактическая амплитуда увеличивается от 1,2 до 2,0, т.е. в 1,6 раза, при повышении интенсивности воздействия в 9—11 раз. Дальнейшее повышение параметра A приводит к появлению с некоторого момента времени неустойчивого режима, причем при каждом увеличении параметра A время начала неустойчивого режима значительно сокращается. Существует возможность путем введения расширенного параметрического возбуждения обеспечить стабилизацию режимов в случае их неустойчивости. Однако при существенном повышении максимальной фактической амплитуды метод расширенного параметрического возбуждения наталкивается на ограничения.

Рассмотрим варианты гашения и возбуждения автоколебаний машин и механизмов при совместном использовании силового и параметрического воздействий.

На рис. 3 представлены зависимости от времени амплитуды колебаний $x(t)$, законов воздействия $u(t)$, $v(t)$ с параметром участия воздействий $p = 0{,}5$ и интегральной интенсивности $Iuv(t)$ для решения задачи гашения и возбуждения колебаний.

Сравнительный анализ рис. 1—3 показывает, что критерии оптимальности максимальная фактическая амплитуда колебаний и интегральная интенсивность при переходе на совместное использование воздействий для выбранных значений дополнительного пара-

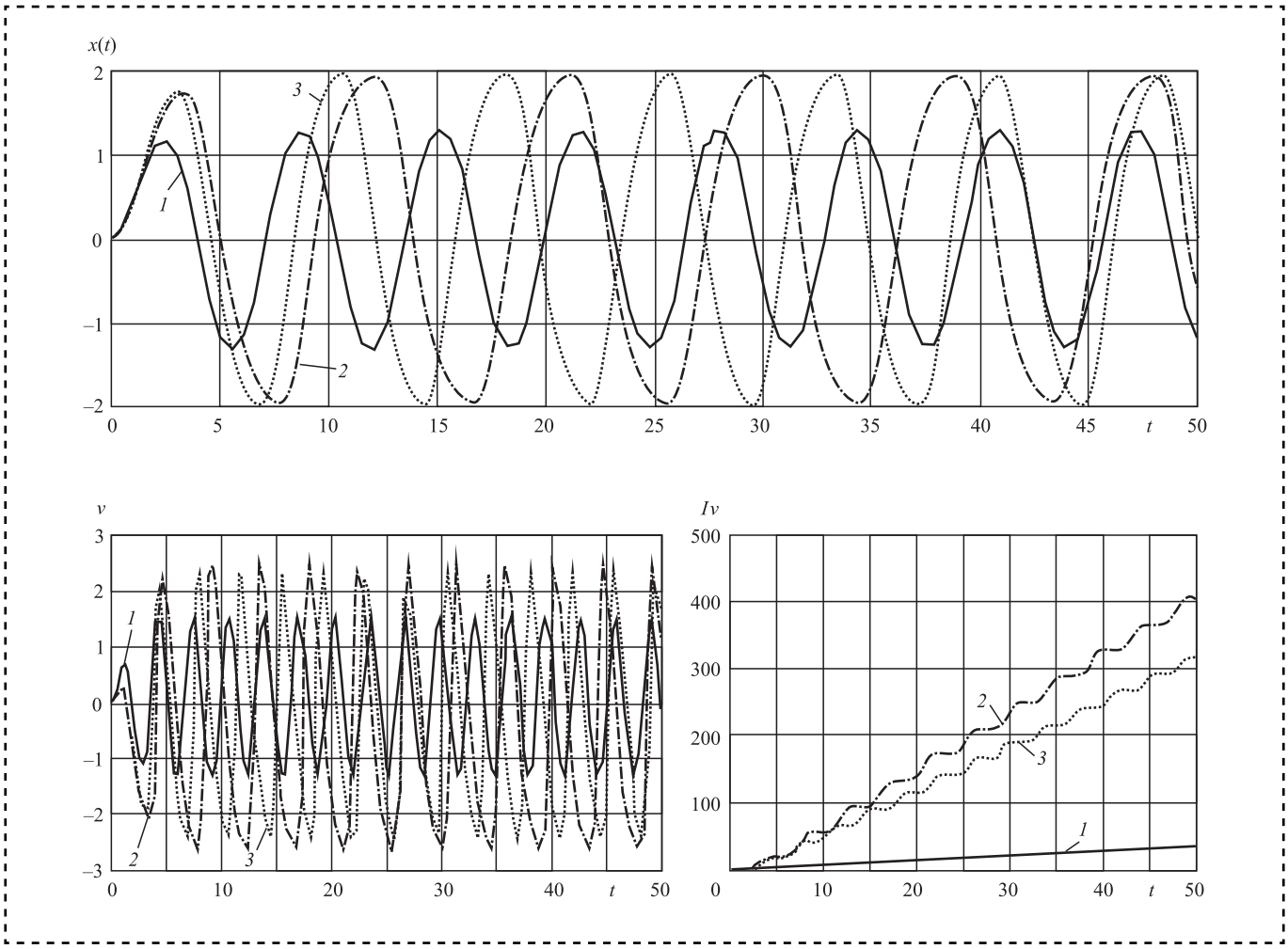

Рис. 2. Зависимости от времени $x(t)$, $v(t)$, $Iv(t)$, полученные при заданном значении дополнительного параметра A = 1,65 для решения задачи возбуждения колебаний (ω_0 = 1; μ = −0,5; k_1 = 0,3; k_2 = 0,1; k_3 = 0,5; n_1 = 0,3; n_2 = 0,1; n_3 = 0,5; h = 0; B = 0; T = 50; p = 0):
1 — A = 1,338; ω = 1; Iuv = 34,548; *2* — A = 1,65; ω = 1; Iuv = 401,097; *3* — A = 1,65; ω = 1,05; Iuv = 314,822

метра A = 0,25 (гашение) и A = 1,65 (возбуждение) в процентном отношении практически не изменились.

На рис. 4 представлены итоговые зависимости фактических значений максимальной амплитуды колебаний Af и интегральной интенсивности Iuv при решении задач гашения и возбуждения колебаний в широком диапазоне изменения параметра A при совместном использовании воздействий. Видно, что удалось увеличить максимальную фактическую амплитуду в 2 раза без выхода на неустойчивый режим. При этом интегральная интенсивность воздействий при возрастании дополнительного параметра A существенно увеличивается.

На рис. 5 показано влияние параметра совместного участия воздействий (p = 1,0; 0,75; 0,5) на критерии оптимальности решения задач гашения и возбуждения колебаний также в диапазоне изменения параметра A = = 0,25...2,25.

Увеличение доли параметрического воздействия от неучастия (p = 1,0) до равноправного участия (p = 0,5) приводит к повышению максимальной фактической амплитуды от Af = 2,5 до Af = 3,5 при существенном увеличении интегральной интенсивности воздействия. Дальнейшее повышение доли участия ($p \leqslant 0{,}25$) параметрического воздействия может привести к появлению неустойчивого режима.

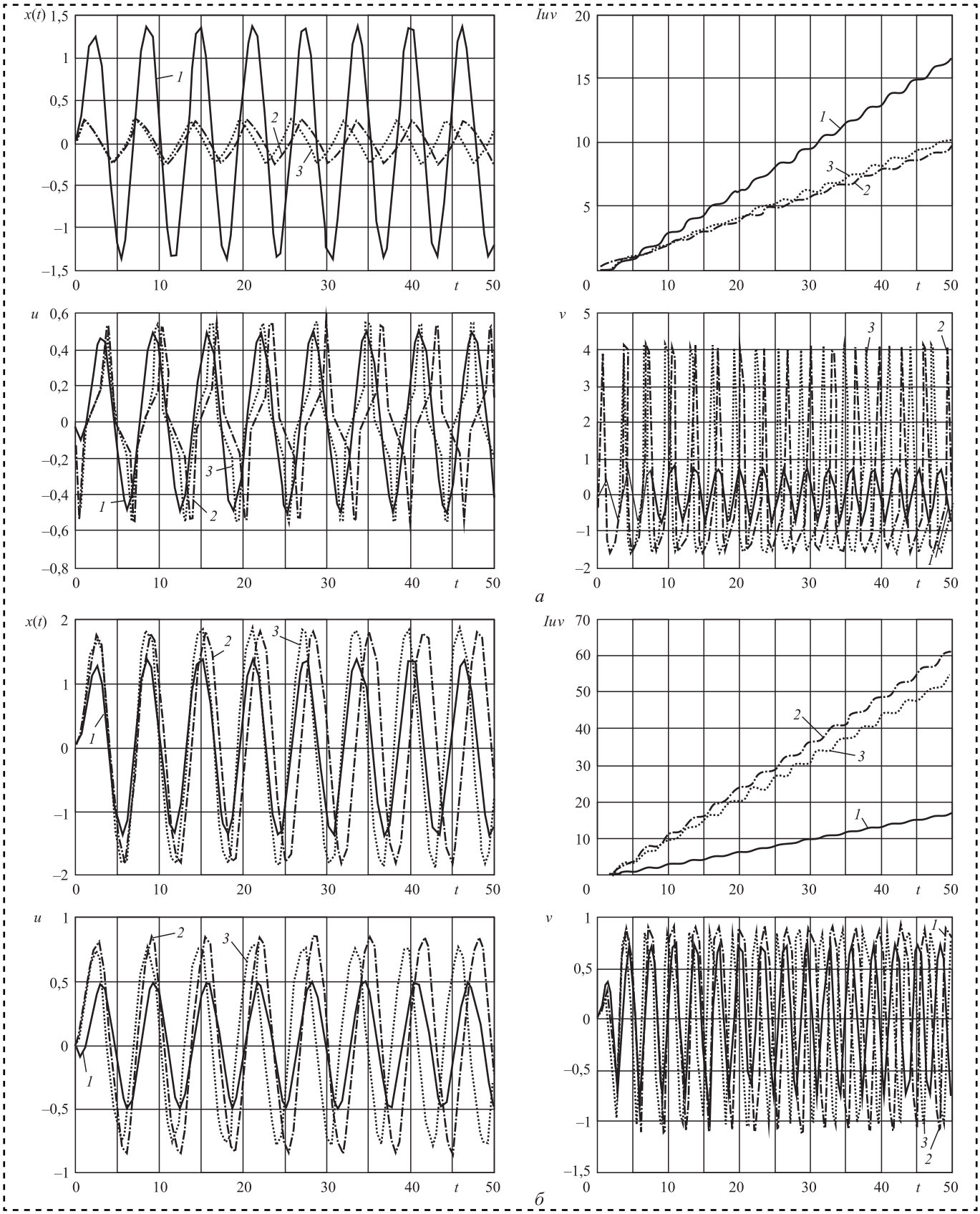

Рис. 3. Результаты численного решения уравнения (1) при совместном использовании силового и параметрического воздействий ($\omega_0 = 1$; $\mu = -0{,}5$; $k_1 = 0{,}3$; $k_2 = 0{,}1$; $k_3 = 0{,}5$; $n_1 = 0{,}3$; $n_2 = 0{,}1$; $n_3 = 0{,}5$; $h = 0$; $B = 0$; $T = 50$; $p = 0{,}5$) при решении задач: *а* — гашения колебаний: *1* — $A = 1{,}338$; $\omega = 1$; $Iuv = 16{,}61$; *2* — $A = 0{,}25$; $\omega = 1$; $Iuv = 9{,}760$; *3* — $A = 0{,}25$; $\omega = 1{,}05$; $Iuv = 10{,}099$; *б* — возбуждения колебаний: *1* — $A = 1{,}338$; $\omega = 1$; $Iuv = 16{,}61$; *2* — $A = 1{,}65$; $\omega = 1$; $Iuv = 60{,}727$; *3* — $A = 1{,}65$; $\omega = 1{,}05$; $Iuv = 54{,}353$

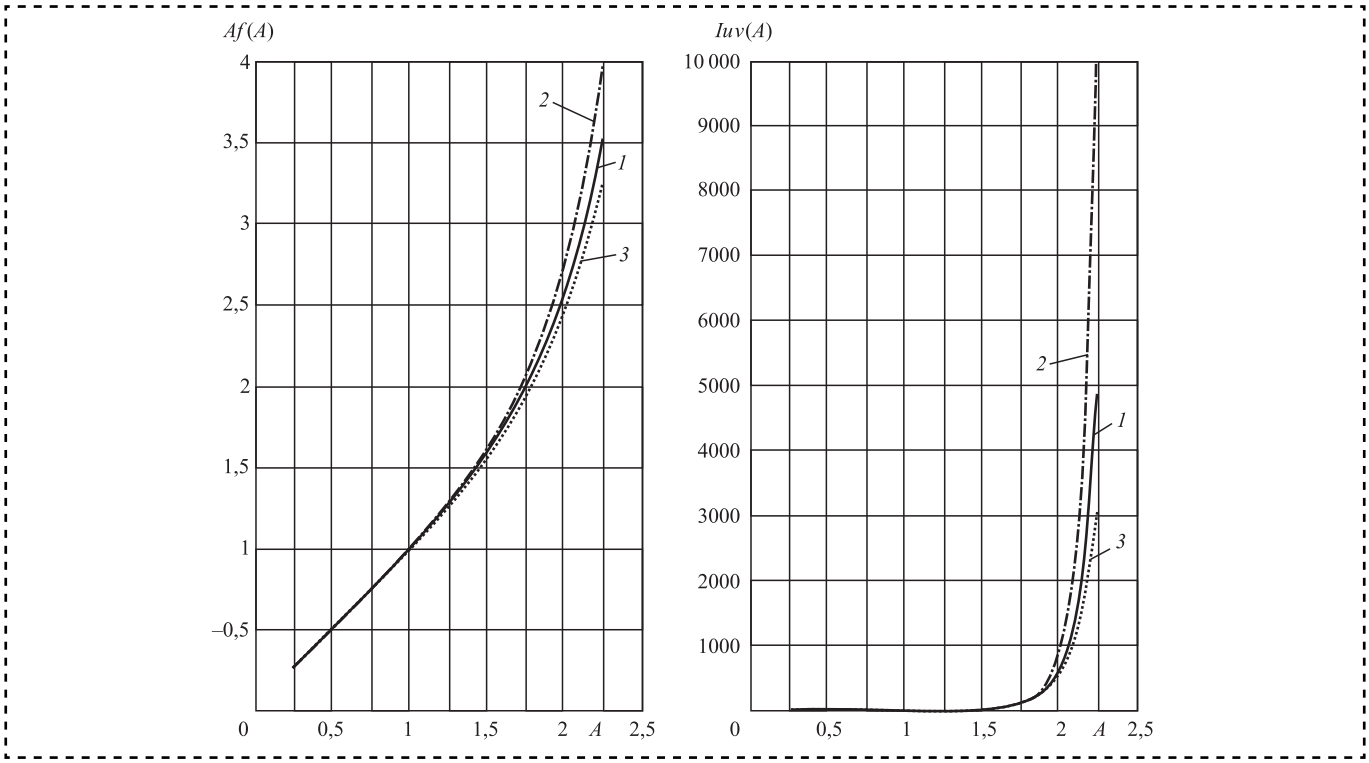

Рис. 4. Влияние воздействий с различными частотами ω при их совместном использовании (ω_0 = 1; μ = −0,5; k_1 = 0,3; k_2 = 0,1; k_3 = 0,5; n_1 = 0,3; n_2 = 0,1; n_3 = 0,5; h = 0; B = 0; T = 50; p = 0,5) в диапазоне изменения параметра A = 0,25...2,25:
1 — A^* = 1,338; ω = 1; *Iuv* = 4873,714; *2* — A^* = 1,369; ω = 1,05; *Iuv* = 9988,929; *3* — A^* = 1,293; ω = 0,95; *Iuv* = 3079,161

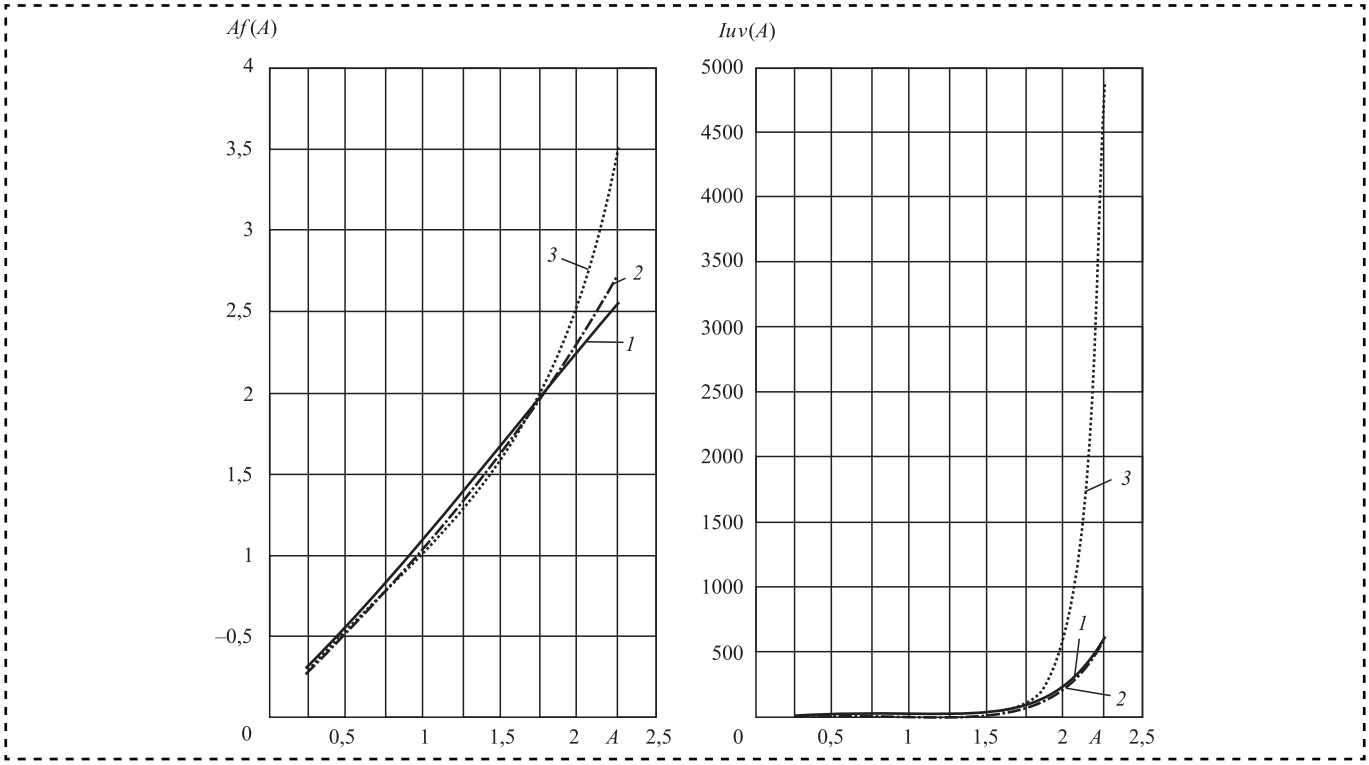

Рис. 5. Зависимости максимальной амплитуды колебаний *Af* и интегральной интенсивности воздействий *Iuv* с частотой ω = 1 (ω_0 = 1; μ = −0,5; k_1 = 0,3; k_2 = 0,1; k_3 = 0,5; n_1 = 0,3; n_2 = 0,1; n_3 = 0,5; h = 0; B = 0; T = 50) от изменения дополнительного параметра в диапазоне A = 0,25...2,25:
1 — A^* = 1,338; p = 1; *Iuv* = 619,025; *2* — A^* = 1,338; p = 0,75; *Iuv* = 612,785; *3* — A^* = 1,338; p = 0,5; *Iuv* = 4873,714

Выводы

Разработана методика синтеза систем гашения и возбуждения автоколебаний машин и механизмов с использованием в отдельности и совместно силового и параметрического воздействий с наличием нелинейностей сложной структуры.

При выборе параметров этих систем учитывают два фактора: изменение максимальной фактической амплитуды колебаний и интегральной интенсивности воздействий. Показано, что увеличение доли параметрического воздействия от неучастия до равноправного участия приводит к повышению максимальной фактической амплитуды при существенном увеличении интегральной интенсивности воздействия.

Приведенные результаты расчетов подтверждают работоспособность предлагаемой методики.

Библиографический список

1. **Израилович М.Я., Гришаев А.А.** Активное виброгашение вынужденных колебаний с использованием параметрического и силового воздействий. URSS. 2012. 80 с.

2. **Израилович М.Я., Эрлих Б.М.** Активное гашение периодических колебаний в системах с нелинейным демпфированием. М.: Спутник, 2015. С. 38.

3. **Эрлих Б.М.** Методика активного гашения и возбуждения колебаний в машинах и механизмах // Международная конференция "Машины, технологии и материалы для современного машиностроения". М.: ИМАШ РАН, 2018.

4. **Эрлих Б.М.** Методика активного возбуждения колебаний с характеристиками сложного типа в машинах и механизмах // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. Т. 20. № 3. С. 131—136.

5. **Эрлих Б.М.** Методология демпфирования и возбуждения колебаний машин и механизмов с упругими и диссипативными типами нелинейностей произвольной структуры // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. Т. 20. № 7. С. 325—329.

Читайте в следующем номере:

Айдиньян О.В., Губарев П.В., Шапшал А.С. Усовершенствование технологии изготовления катушек обмотки якоря вспомогательных машин постоянного тока

Дроботов А.В., Омаров А.В., Шемелюнас С.С., Гущин И.А. Организация очереди печати в 3D-принтерах с автоматическим извлечением изделий для мелкосерийного производства продукции

Дерендяева Е.А., Ваулина Л.М. Основные этапы и положения при разработке и постановке продукции вооружения и военной техники на производство

Куц В.В., Бышкин А.С., Разумов М.С., Кочергин В.С. Экспериментальные исследования процесса сверления отверстий медного сплава в напряженно-деформированном материале заготовки

Дубовик Е.А. Контроль поршневых колец по поршням ДВС автомобилей

Карпенко К.И., Мясникова Н.А., Мясников Ф.В., Авилов В.В. Повышение трибологических характеристик пластичных смазок при введении присадок на основе нестехиометрических соединений молибдена и вольфрама

Щедрин А.В., Чихачева Н.Ю., Бекаев А.А., Томская Н.В. Влияние характера и параметров микрогеометрии поверхности инструмента на коэффициент трения в методах комбинированного дорнования отверстий

Волков Е.Б., Ситдикова С.В. Анализ режимных параметров вибрационного грохота на основе динамической модели его работы

Шишкарев М.П. Синтез и анализ адаптивной фрикционной муфты с комбинированной обратной связью

УДК 621.923, 621.83.519.8

Н.В. Водолазская, *канд. техн. наук (Белгородский ГАУ)*
E-mail: vnv26@bk.ru

Совершенствование технологии процесса контролируемой сборки резьбовых соединений

Рассмотрены некоторые проблемы сборки резьбовых соединений приложением ударных импульсов. Представлены результаты теоретических и экспериментального исследований процесса затяжки резьбовых соединений с использованием способа контроля момента затяжки по углу поворота гайки за один удар.

Some problems of threaded connections assembly by the application of shock impulses are considered. Results theoretical and experimental researches of process of an inhaling of threaded connections with use of control of the moment of an inhaling on a nut angle of rotation for one blow are presented.

Ключевые слова: сборка резьбовых соединений, затяжка приложением ударных импульсов, способы контроля момента затяжки.

Keywords: assembly of threaded connections, inhaling application of shock impulses, ways of control of the moment of an inhaling.

Введение

Надежность изделий машиностроения и их эксплуатационные характеристики в значительной мере закладываются на стадии сборки [1]. В связи с этим особую актуальность приобретают вопросы создания технологического оборудования, обеспечивающего качественную сборку узлов машин, в частности, резьбовых соединений, а также способов и методов их затяжки. Наиболее распространенные методы затяжки [2—4]:

— приложением внешнего крутящего момента;

— приложением осевых сил;

— приложением ударных импульсов.

Исходя из этих методов, для механизации процесса сборки резьбовых соединений используют гайковерты ударного и статического действия. Безударные гайковерты обычно применяют для затяжки резьбовых соединений с небольшим диаметром резьбы, хотя известен ряд конструкций гайковертов [5], которые могут быть применены для затяжки крупных резьбовых соединений. Однако при сборке крепежа с большим диаметром резьбы значительно увеличивается реактивный момент. При этом возникает необходимость его компенсации с помощью специальных упоров, разрабатываемых применительно к каждому конкретному случаю. Ударные гайковерты практически лишены этого недостатка. Мгновенное воздействие ударных импульсов позволяет при небольшой массе таких гайковертов получать значительные моменты затяжки. Указанные достоинства способствовали серийному производству ударных гайковертов для сборки неответственных соединений, а сборку ответственных соединений такими гайковертами выполняют с последующей ручной дотяжкой динамометрическими или предельными ключами.

Теоретические и экспериментальные разработки В.Г. Бобрикова, М.Л. Гельфанда, Б.Ю. Житникова, В.Н. Захарова, А.В. Ланщикова, М.П. Новикова, Я.И. Ципенюка и др. положили начало всесторонним исследованиям в области самостоятельного использования возможностей ударного метода затяжки, на основе которого созданы конструкции высокочастотных

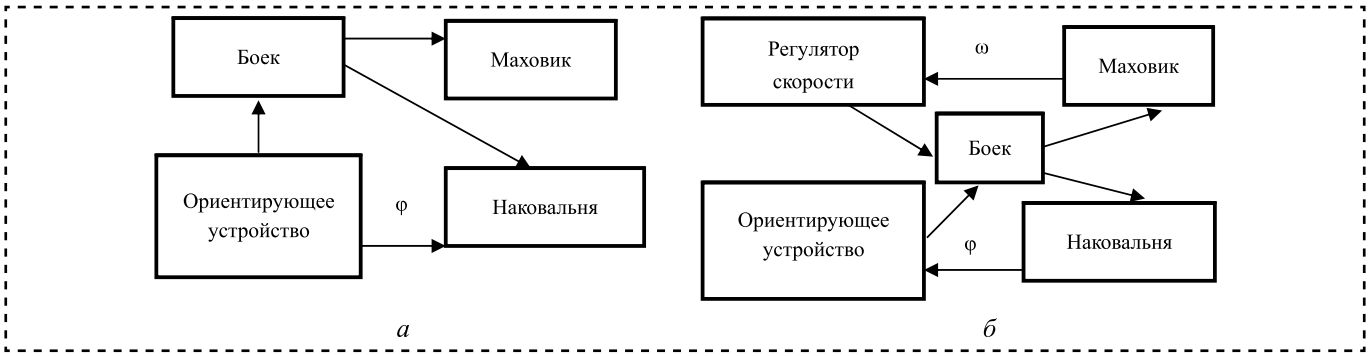

Рис. 1. Схема управления ударом

и редкоударных гайковертов. Наглядное представление об особенностях и принципе действия этих машин дает приведенная на рис. 1 схема взаимодействия ударных механизмов в частоударных (рис. 1, *а*) и редкоударных (рис. 1, *б*) гайковертах. В частоударных гайковертах ударный механизм содержит размещенное в маховике ориентирующее устройство, которое обеспечивает перемещение бойков к кулачкам наковальни в строго ориентированном взаимном положении соударяющихся элементов, исключая возможность кромочного удара. Управление ударом в гайковертах осуществляется только по относительному положению маховика и наковальни, а угол разгона φ маховика ограничен π или 2π рад.

Характерный конструктивный признак редкоударных гайковертов — наличие в механизме управления ударом не только ориентирующего устройства, но и регулятора скорости (центробежного регулятора), который в процессе разгона маховика до достижения заданной угловой скорости ω ограничивает перемещение бойка к кулачкам наковальни. Здесь угол разгона маховика не ограничивается, а управление ударом осуществляется по угловой скорости соударения и по положению соударяемых деталей. Такой характер управления ударом позволяет снизить мощность приводного двигателя за счет увеличения времени разгона маховика, уменьшив при этом габаритные размеры и массу всей конструкции. Поэтому редкоударные гайковерты отличаются высокой удельной энергоемкостью и стабильными энергетическими параметрами, что позволяет проводить тарированную затяжку по числу ударов. Однако такой способ применим лишь для контроля затяжки однотипных резьбовых соединений с одинаковыми параметрами резьбы и одинаковой податливостью всех элементов соединения. Указанного недостатка можно избежать при использовании метода контроля по углу поворота гайки за один удар [6].

Цель работы — совершенствование технологии процесса контролируемой сборки резьбовых соединений с использованием способа контроля момента по углу поворота гайки за один удар и разработка рекомендаций по его применению в комплекте с резьбозавертывающим сборочным инструментом.

Для достижения поставленной цели необходимо рассмотреть сущность указанного способа контроля момента затяжки. При его использовании сборку резьбового соединения выполняют в несколько этапов (за несколько ударов), а силовые параметры измеряют после каждого этапа затяжки. Причем силовые параметры определяют по углу поворота гайки (или ключа гайковерта) за каждый удар, что исключает влияние податливости элементов резьбового соединения и деталей стыка. На рис. 2, *а* показан вариант реальной зависимости момента затяжки от угла поворота (кривая *1*) и расчетной зависимости (прямая *2*) с различными коэффициентами жесткости резьбовых соединений.

Энергии, необходимые для затяжки таких резьбовых соединений до одного и того же момента, показаны заштрихованными площадями. Как видно из рисунка, эти площади могут существенно отличаться.

Рис. 2, *б* иллюстрирует зависимости момента затяжки от угла поворота гайки для резьбовых соединений с различной податливостью при контроле по углу поворота гайки за каждый удар. Этот способ контроля момента затяжки базируется на зависимости между текущим значением момента M_i и углом поворота φ_i после каждого *i*-го удара. Такая зависимость имеет место для каждого конкретного гайковерта (для редкоударных гайковертов энергия единичного удара A_e указывается в его паспорте).

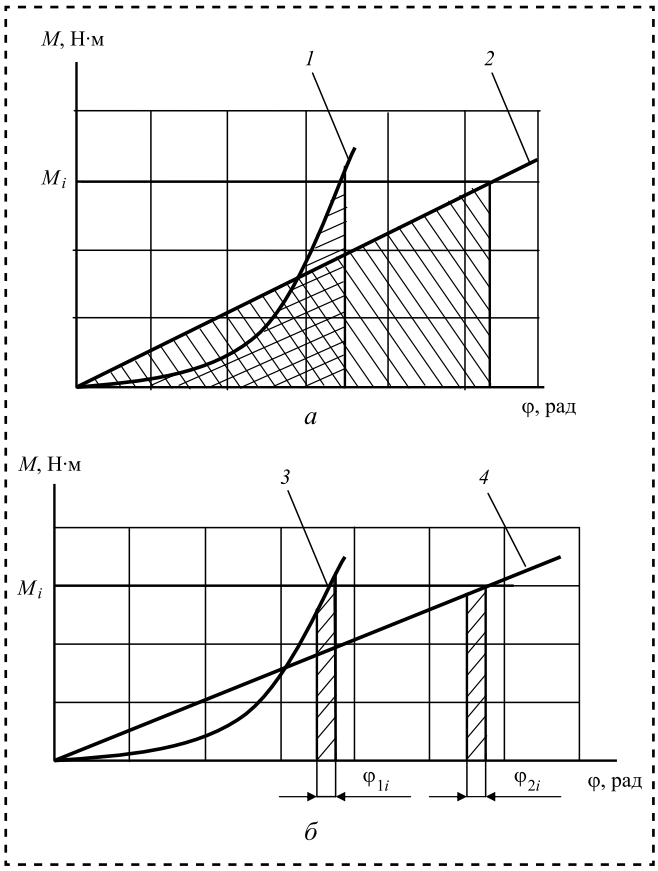

Рис. 2. Зависимость $M = f(\varphi)$:
а — для резьбовых соединений с различной податливостью;
б — при контроле по углу поворота гайки за один удар

Энергия единичного удара $A_е$ тратится на работу поворота гайки $A_г$ и на работу упругого закручивания шпинделя гайковерта и стягиваемых деталей $A_у$.

Работу, израсходованную на поворот гайки $A_г$, можно приблизительно вычислить по формуле

$$A_г = M_i\varphi_i. \quad (1)$$

Зависимость (1) будет тем точнее, чем меньше угол φ_i. Поскольку в конце затяжки угол поворота гайки мал, то соотношение (1) с достаточной точностью отражает величину $A_г$. Из рис. 2, *б*, на котором также представлены зависимости момента затяжки от угла поворота гайки для резьбовых соединений с различной податливостью (кривая *3* и прямая *4*), видно, что при одинаковом значении угла поворота гайки за один удар $\varphi_{1i} = \varphi_{2i}$ работа, израсходованная на поворот гайки за один удар, отличается незначительно, как и соответствующие моменты затяжки.

Работу, которая расходуется на упругое закручивание шпинделя гайковерта, определили по формуле:

$$A_у = \frac{M_i^2}{2c}, \quad (2)$$

где c — приведенная крутильная жесткость элементов гайковерта (для конкретного гайковерта эта величина постоянная).

Тогда энергия единичного удара $A_е$ определяется зависимостью

$$A_е = M_i\varphi_i + \frac{M_i^2}{2c}. \quad (3)$$

Отсюда найдем угол поворота гайки после каждого удара:

$$\varphi_i = \frac{A_е}{M_i} - \frac{M_i}{2c}. \quad (4)$$

Итак, измеряя φ_i можно судить о значении M_i момента затяжки.

Например, для редкоударного гайковерта модели ИЭ3115А с учетом формулы (4) зависимость углов поворота и соответствующих моментов затяжки приведена в табл. 1.

Для исследования способа контроля момента по углу поворота гайки за один удар, проведен эксперимент, один из этапов которого включал в себя оценку точности этого способа по сравнению с контролем по числу ударов. Реальные резьбовые соединения, а именно болты с различными параметрами, группировали в серии по 3—5 штук в каждой (при этом в одну серию подбирали идентичные крепежные детали). Каждый болт и соответствующая ему гайка были промаркированы. Количество резьбовых соединений выбрано таким, чтобы была уверенность в устойчивости полученных результатов измерений. Погрешности, возникающие в процессе эксперимента при затяжке этих болтов, рассматривали как случайные. Испытания проводили как при наличии смазки

Таблица 1

Углы поворота, соответствующие заданному моменту затяжки

Энергия единичного удара $A_е$, Дж	Крутильная жесткость c, Н·м/рад	Угол поворота гайки за один удар φ_i, рад	Момент затяжки M, Н·м
25	1500	0,1833	100
		0,1167	150
		0,1167	200
		0,0833	250

Таблица 2

Оценка погрешности измерений при затяжке болта М20 до момента 100 Н·м

Измеряемые параметры	Среднее значение $\bar{x}$	Выборочный стандарт S_n	Абсолютная погрешность серии измерений	Относительная погрешность ε
Сила 10^4, Н	3,468	0,6156	0,344	9,92 %
Момент, Н·м	96,78	9,557	5,346	5,52 %
Момент $M_р$ в резьбе, Н·м	31,86	3,666	2,051	6,44 %
Момент $M_т$ на торце, Н·м	63,76	7,672	4,292	6,73 %

Таблица 3

Оценка погрешности измерений при затяжке болта М20 до момента 150 Н·м

Измеряемые параметры	Среднее значение $\bar{x}$	Выборочный стандарт S_n	Абсолютная погрешность серии измерений	Относительная погрешность ε
Сила 10^4, Н	7,355	0,9736	0,623	8,47 %
Момент, Н·м	149,75	26,655	17,06	11,39 %

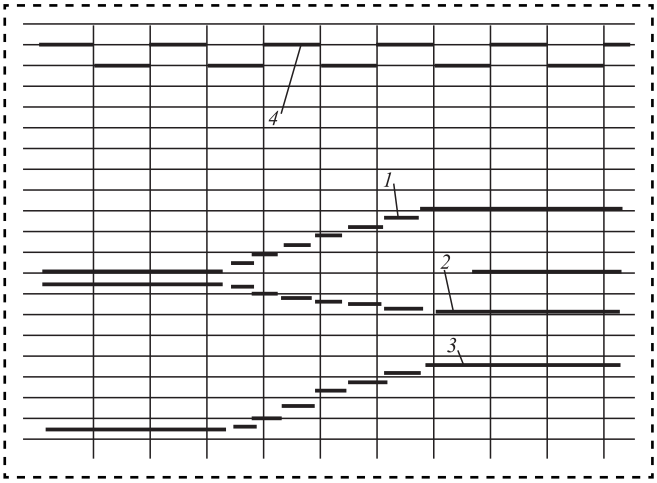

Рис. 3. Осциллограмма процесса затяжки болта М20:
1 — удлинение болта; *2* — момент на торце гайки; *3* — момент в резьбе; *4* — отметки времени

в резьбе и на торце гайки, так и при ее отсутствии. Использовали промежуточные детали нескольких типов: цельные, состоящие из двух стягиваемых втулок и состоящие из пакета шайб (по 2—5 штук в зависимости от длины болта), изменяли также материал промежуточных деталей (сталь, резина и т.п.). В процессе исследования измеряли:

— осевую силу в болте (с помощью тензодатчиков, наклеенных на стержень болта);

— момент затяжки M по сумме $M = M_т + M_р$, причем момент на торце $M_т$ измеряли с помощью тензодатчиков, наклеенных на стержень специальной промежуточной детали — втулки, а момент в резьбе $M_р$ — с помощью тензодатчиков, наклеенных на стержень болта;

— время затяжки;

— число ударов.

Типовая осциллограмма процесса затяжки болта М20 представлена на рис. 3.

Обработку полученных экспериментальных данных проводили в соответствии с общепринятыми рекомендациями и с использованием пакета прикладных программ статистической обработки.

Результаты обработки экспериментальных данных приведены в табл. 2 и 3, в которых выборочные стандарты, границы доверительных интервалов и относительные погрешности вычислены при значении коэффициента Стьюдента 2,797 при выбранной надежности 0,99 для числа испытаний 25.

На основании проведенных расчетов можно утверждать, что момент затяжки с надежностью 0,99 окажется в доверительном интервале 91,434...102,126 Н·м.

Сравнительный анализ полученных результатов показывает, что при затяжке болта М20 за 5, 6 и 7 ударов относительная погрешность момента составила: ±15,2, ±8,24 и ±10,94 % соответственно. Относительная погрешность момента при контроле по углу поворота за один удар наименьшая и равна ±5,52 %. Рассматриваемый метод более уни-

версальный и может быть рекомендован для затяжки резьбовых соединений с различной податливостью, а также при сборке изделий частоударными гайковертами, что планируется исследовать в дальнейшем.

Заключение

Для совершенствования технологии процесса контролируемой сборки резьбовых соединений выполнен анализ процесса сборки резьбового соединения с применением контроля момента затяжки по углу поворота гайки за один удар. Сравнительный анализ этого способа и контроля момента по числу ударов показывает их сопоставимую точность. Однако рассмотренный способ является более универсальным, так как может быть рекомендован для затяжки резьбовых соединений с различной податливостью, т.е. применим для любого типа сборочного производства.

Библиографический список

1. **Водолазская Н.В., Стребков С.В.** Надежность и эксплуатация технических систем. Белгород: Белгородский ГАУ, 2017. 151 с.
2. **Водолазская Н.В., Искрицкий В.М., Водолазская Е.Г.** Сборка резьбовых соединений. Проблемы и перспективы совершенствования технологии сборочных процессов. Краматорск: ДГМА, 2014. 192 с.
3. **Drozdov A.N., Stepanov V.** Mechanization of technological processes assembly of threaded joints // Advances in Intelligent Systems and Computing. 2018. Vol. 692. P. 750—759.
4. **Drozdov A.N.** Engineering of impulse mechanism for mechanical hander power tools // IOP Conf. Ser.: Materials Science and Engineering, ICAET 317. 2018. P. 012—034.
5. **Водолазская Н.В.** Расчет параметров определенных технических систем на основе моделирования их сборочных процессов // Сборка в машиностроении и приборостроении. № 9. 2018. С. 425—429.
6. **Пат. 2659451** Российская Федерация, C1 МПК7 G 01 L 5/24. Способ контроля затяжки при сборке резьбовых соединений ударными гайковертами / заявитель и патентообладатель Белгородский ГАУ. № 2017124088; заявл. 06.07.2017; опубл. 02.07.2018. Бюл. № 19. 5 с.

ИнМаш ИЗДАТЕЛЬСТВО «ИННОВАЦИОННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ»

СПРАВОЧНИК ТЕХНОЛОГА

Под общей редакцией А.Г. Суслова

Цена 9500 руб. 2019 г. 800 с.

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

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

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

ПРИОБРЕСТИ КНИГУ ПО ЦЕНЕ ИЗДАТЕЛЯ МОЖНО, ПРИСЛАВ ЗАЯВКУ
по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительная информация по телефону (495) 785-60-69 и на сайте WWW.MASHIN.RU

УДК 622.8; 62-26; 614.8

В.М. Таугер, Е.Б. Волков, *канд-ты техн. наук,* **Л.В. Мухачева**
(Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург)
E-mail: gmf.tm@m.ursmu.ru

Влияние материала лопатки осевого вентилятора на частоту собственных колебаний

Рассмотрена возможность снижения шума, генерируемого колебаниями лопаток осевого вентилятора, путем выполнения лопаток из композиционного материала. Определена расчетная частота собственных колебаний рабочих лопаток одинаковых размеров, выполненных из алюминиевого сплава и из композита. Показано, что частота собственных колебаний алюминиевых лопаток находится в опасной близости к частоте возмущающих воздействий. Лопатки из стеклопластика имеют частоты колебаний в несколько раз ниже, чем из алюминия, вследствие чего вероятность возникновения резонансных явлений снижается, и генерируемый ими шум менее вреден.

The possibility of reducing the noise generated by vibrations of the axial fan blades by making the blades of the composite material is considers. The calculated frequency of natural oscillations of the blades of the same size, made of aluminum alloy and composite is determined. It is shown that the natural oscillation frequency of aluminum blades is in dangerous proximity to the frequency of disturbance. Fiberglass blades have oscillation frequencies several times lower than aluminum, so that the probability of resonance phenomena is reduced, and the noise generated by them is less harmful.

Ключевые слова: осевой вентилятор, звуковое давление, рабочая лопатка, композит, воздушный поток, возмущающее колебание, частота, резонанс.

Keywords: *axial fan, sound pressure, working blade, composite, air flow, perturbing vibration, frequency, resonance.*

Введение

Шахтные вентиляторы местного проветривания (ВМП) играют важную роль в обеспечении безопасных условий труда горнорабочих. В качестве ВМП используют в основном современные модификации осевых вентиляторов, так как они обладают высокими массогабаритными показателями, удобством встраивания в вентиляционную сеть, хорошей приспособленностью к транспортировке [1].

В то же время осевые ВМП имеют высокий уровень звукового давления. Создаваемая ими звуковая мощность достигает 110...145 дБ, что делает совершенно необходимым снижение шума. На текущий момент поиск способов и средств борьбы с шумом ВМП весьма актуален [2, 3].

Связь материала рабочей лопатки с частотой собственных колебаний

Источники шума вентиляторов — любые колебательные и резонансные явления, которые возникают при их работе. Различают шум механического и аэродинамического характера.

Причина механического шума, как правило, заключается в вибрационных нагрузках на конструкцию, обусловленных дисбалансом рабочего колеса. Уменьшение механической составляющей шума ВМП до приемлемых значений не представляет сложности [4].

Значительно бóльшие трудности связаны со снижением шума от аэродинамических факторов. Способы устранения данной составляющей разделяют на две группы, одна из которых нацелена на звукоизоляцию вентилятора, а другая предполагает непосредственное воздействие на источники возникновения шума [5].

Источник тональной составляющей в спектре шума осевых ВМП — биения, а в наиболее тяжелом случае — резонанс, вызванный совпадением собственной частоты колебаний рабочих лопаток с частотой возмущающих воздействий со стороны воздушного потока. Жесткая фиксация лопатки на втулке колеса превращает ее в аналог консольной балки

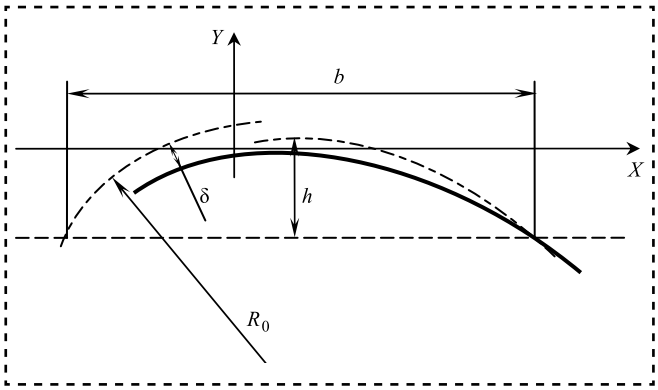

Рис. 1. Корневое сечение рабочей лопатки

с высокой собственной частотой колебаний, которая зачастую близка к частоте возмущений, вызванных пересечением рабочей лопаткой аэродинамических следов за лопатками направляющего аппарата (НА) либо пересечением следов за рабочими лопатками лопаток спрямляющего аппарата (СА). В данном случае целесообразно предотвращение появления резонансной составляющей в шуме изменением частоты собственных колебаний рабочих лопаток путем изготовления их из материала с расчетными физико-механическими свойствами, а именно, из полимерного композиционного материала (композита) [6].

На рис. 1 показан профиль корневого сечения лопатки осевого вентилятора с размерами: хордой b, прогибом профиля h, максимальной толщиной профиля δ и радиусом изгиба профиля R_0.

Геометрические характеристики сечения определяют по приближенным формулам [7]:

— момент инерции сечения относительно оси X:

$$J_x \approx 0,04b\delta^3\left(1+q^2\right), \tag{1}$$

где $q = \dfrac{h}{\delta}$ — относительная изогнутость профиля;

— площадь сечения

$$A \approx 0,7b\delta. \tag{2}$$

Из соотношений (1) и (2) получают минимальный радиус инерции сечения [8]:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{J_x}{A}} = 0,24\delta\sqrt{1+q^2}. \tag{3}$$

Частота собственных колебаний лопатки (без учета кручения и центробежных сил) равна [7, 9]:

$$f_0 = \frac{\lambda}{2\pi l^2}\sqrt{\frac{EJ_x}{\rho A}}, \tag{4}$$

где λ — коэффициент формы лопатки, зависящий от соотношений площадей и моментов инерции корневого и концевого сечений;

$l = (R - r)$ — длина пера лопатки;

R, r — радиусы, на которых расположены концевое и корневое сечения соответственно;

E, ρ — модуль упругости и плотность материала лопатки соответственно.

С учетом выражения (3) частота собственных колебаний:

$$f_0 = 0,038\frac{\lambda\delta}{l^2}\sqrt{\frac{E}{\rho}\left(1+q^2\right)}. \tag{5}$$

Влияние закрутки лопатки на частоту собственных колебаний выражается формулой [7]

$$f_{\text{кр}} = f_0\sqrt{1-\frac{0,0316q^2\gamma^2}{\left(1+0,885q^2\right)\left(1+0,0364\gamma^2\right)}}; \quad \gamma \approx \frac{b^2}{\delta}\frac{d\alpha}{dr}. \tag{6}$$

Параметр закрутки γ отражает зависимость угла α поворота какого-либо сечения относительно корневого в зависимости от радиуса r, на котором данное сечение расположено.

Действующие на лопатку центробежные силы также влияют на частоту колебаний:

$$f_{\text{цб}} = \sqrt{f_0^2 + B\left(\frac{\omega}{2\pi}\right)^2}, \tag{7}$$

где $B \approx 0,833\dfrac{D_{\text{ср}}}{l} - \cos^2\left(\dfrac{\pi}{2}-\alpha_0\right) + 0,5$ — поправочный коэффициент;

$D_{\text{ср}}$ — средний диаметр проточной части колеса;

α_0 — угол установки корневого сечения относительно фронта решетки;

ω — угловая скорость колеса.

Из формул (6) и (7) следует, что частота колебаний лопатки с учетом указанных факторов равна

$$f = \sqrt{\left[f_0^2 + B\left(\frac{\omega}{2\pi}\right)^2\right]\times\left[1-\frac{0,0361q^2\gamma^2}{\left(1+0,885q^2\right)\left(1+0,0364\gamma^2\right)}\right]}. \tag{8}$$

Результаты расчета частоты собственных колебаний рабочей лопатки ВМП

Материал	Параметр				
	q	γ	B	f_0, Гц	f, Гц
Алюминий	0,714	3,19	2,83	864	824
Стеклопластик				396	384

Эффективность влияния материала лопатки на частоту собственных колебаний проверена расчетом на примере рабочего органа ВМП со следующими параметрами: диаметр D = 0,6 м; втулочное отношение 0,6; угловая скорость вращения колеса ω = 300 с$^{-1}$; хорда лопатки b = 0,12 м; длина лопатки l = 0,12 м; максимальная толщина δ = 0,014 м; радиус кривизны профиля R_0 = 0,18 м; угол закрутки $\Delta\alpha = 21°20' = 0{,}372$ рад.

Значения b, δ, R_0 и $\Delta\alpha$ примерно соответствуют лопатке К-84 [10].

Для упрощения расчетов считали, что

$$\frac{d\alpha}{dr} = \text{const} = \frac{\Delta\alpha}{l}, \qquad (9)$$

а толщина профиля от корня к концу лопатки равномерно уменьшается до 0,8δ.

Расчет выполнен для двух вариантов материалов лопатки:

1) сплав на основе алюминия ($E_1 = 7\cdot10^{10}$ Па; ρ_1 = 2700 кг/м^3);

2) композит — стеклопластик с эпоксидной смолой в качестве связующего ($E_2 = 10^{10}$ Па; ρ_2 = 1800 кг/м^3) [11].

Результаты расчетов сведены в таблицу.

Таким образом, выполнение лопаток из стеклопластика приводит к снижению частоты собственных колебаний лопатки более чем в два раза.

Предотвращение резонансных явлений путем обоснованного выбора материала рабочих лопаток

Один из факторов, вызывающих колебания рабочих лопаток, — пересечение ими аэродинамических следов за лопатками НА. Частоту возмущающих колебаний определяли по формуле [12]:

$$f_{\text{НА}} = \frac{knz_{\text{НА}}}{60}, \qquad (10)$$

где k = 1, 2, 3, ... — номер гармоники;

n — частота вращения колеса, мин$^{-1}$;

$z_{\text{НА}}$ — число лопаток НА.

Относительно того, каким должно быть $z_{\text{НА}}$, на текущий момент нет единого мнения. По рекомендации в работе [12] (см. формулу (11)) $z_{\text{НА}}$ почти в два раза больше числа рабочих лопаток. Серийно выпускаемые ВМП имеют $z_{\text{НА}}$ = 9. Существует мнение, что значение $z_{\text{НА}}$ должно на единицу отличаться от числа $z_{\text{к}}$ лопаток колеса.

Примем за основу приведенное в работе [12] соотношение

$$z_{\text{НА}} = \frac{z_{\text{к}} + (3...5)}{1 - \dfrac{\pi Dn}{60c}}, \qquad (11)$$

которое может быть записано в виде

$$z_{\text{НА}} = \frac{z_{\text{к}} + (3...5)}{1 - \dfrac{D\omega}{2c}}, \qquad (12)$$

где $z_{\text{к}}$ — число лопаток колеса;

c — скорость распространения импульса давления.

В работе [12] (см. формулу (11)) рекомендовано определять число лопаток не НА, а СА, но при этом указано на одинаковое воздействие на рабочие лопатки спрямляющего аппарата и НА.

В осевых вентиляторах для горной отрасли используют колеса с числами лопаток $z_{\text{к}}$ = 10; 12; 14. Пусть $z_{\text{к}}$ = 10. Скорость распространения импульса давления равна скорости звука в среде, т.е. $c \approx 330$ м/с. Подставив в выражение (12) принятые параметры, получим $z_{\text{НА}} = 17{,}9 \approx 18$, и никаких поправок в это число вносить не будем.

Для угловой скорости колеса ω = 300 с$^{-1}$ частота вращения n = 2865 мин$^{-1}$. По формуле (10) для первой гармоники (k = 1) определим частоту возмущающих колебаний: $f_{\text{НА}}$ = 860 Гц.

Для алюминиевой лопатки частоты собственных колебаний и возмущающих колебаний совпали с точностью примерно 4 %. Результат расчета свидетельствует о высокой вероятности попадания алюминиевых лопаток в резонанс с возмущающими колебаниями от лопаток НА.

Если же $z_{\text{НА}}$ = 9, как в серийных ВМП, то по формуле (10) на первой гармонике $f_{\text{НА}}$ = 430 Гц, но тогда рабочие лопатки в резонанс введет вторая гармоника (k = 2).

Для стеклопластиковой лопатки опасность резонанса значительно меньше. Возмущающая частота 430 Гц отличается от частоты собственных колебаний лопатки на 12 %, а частоты 860 и 1290 Гц (третья гармоника при $z_{\text{НА}}$ = 9) не являются кратными числу 384.

Из формулы (5) следует, что значение f_0 обратно пропорционально длине лопатки, т.е. при постоянном втулочном отношении справедлива пропорция

$$\frac{f_{01}}{f_{02}} = \frac{D_2}{D_1}, \qquad (13)$$

где f_{01} — частота собственных колебаний лопатки колеса диаметром D_1;

f_{02} — то же, лопатки колеса диаметром D_2.

Совместное влияние закрутки лопатки и центробежных сил невелико, поэтому приближенно можно считать, что и результаты вычислений по формуле (8) также подчиняются пропорции (13). Данное соображение позволяет без подробных расчетов спрогнозировать частоту колебаний лопаток однотипных вентиляторов различных размеров.

На рис. 2 показаны зависимости собственной частоты колебаний алюминиевой и стеклопластиковой лопаток от диаметра рабочего колеса. Диаметры колес серийных ВМП: 0,5; 0,6 (0,63); 0,8; 1,2 м. Окружностями красного цвета выделены зоны высокой вероятности возникновения резонансных явлений при $z_{НА}$, равном 9 и 18.

Рисунок 2 наглядно демонстрирует существенно меньшую вероятность попадания стеклопластиковой лопатки в резонанс с возмущающими воздействиями.

Особо следует рассмотреть вопрос о восприятии человеком звуков определенной частоты.

Наибольшую чувствительность человеческое ухо проявляет к звуковым колебаниям в диапазоне 1000...3000 Гц, и чем дальше частота звука от его границ, тем меньшее воздействие звук оказывает на человека [13]. Частота собственных колебаний металлических, в частности, алюминиевых лопаток в области малых диаметров колес приближается к нижней границе диапазона. Лопатки из стеклопластика при всех диаметрах колеса имеют частоты колебаний в несколько раз ниже граничной. Следовательно, сам по себе шум, генерируемый колебаниями стеклопластиковых лопаток, существенно менее опасен.

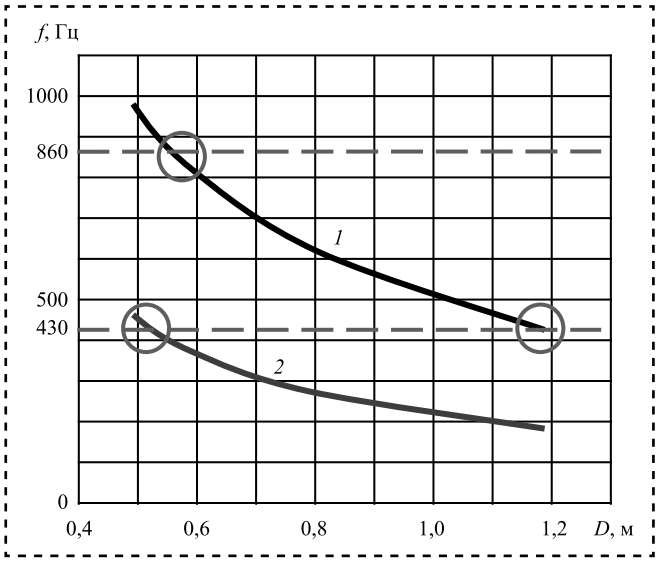

Рис. 2. Частоты собственных колебаний лопаток колес различных диаметров:
1 — лопатка из алюминия; *2* — лопатка из стеклопластика

Вывод

Выполнение рабочих лопаток из композита с расчетными физико-механическими свойствами позволит изменить частоту собственных колебаний лопаток и снизить вероятность возникновения резонансных режимов под влиянием внешних возмущений. Данный метод представляется перспективным для повышения безопасности труда горнорабочих путем исключения из спектра шума ВМП пиковых составляющих.

Библиографический список

1. **Алексеев В.В., Брюховецкий О.С.** Горная механика: учебник для вузов. М.: Недра, 1995. 413 с.
2. **Юдин Е.Я., Терехин А.С.** Борьба с шумом шахтных вентиляционных установок. М.: Недра, 1973. 200 с.
3. **Борьба** с шумом на производстве: справочник / под общ. ред. Е.Я. Юдина. М.: Машиностроение, 1985. 400 с.
4. **Таугер В.М., Мухачева Л.В., Волков Е.Б.** Влияние шума осевых вентиляторов местного проветривания на условия труда горнорабочих // Всероссийская конференция "Математическое моделирование механических явлений". Екатеринбург: УГГУ, 2017. С. 42—46.
5. **Караджи В.Г., Московко Ю.Г.** Выбор вентилятора по шуму // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. 2006. № 6. С. 106—109.
6. **Таугер В.М., Холодников Ю.В., Альшиц Л.** Прогрессивные технологии производства композитных изделий. Универсальность и высокая производительность. Саарбрюккен: LAP, 2014. 110 с.
7. **Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б.** Расчет на прочность деталей машин: справочник / под общ. ред. И.А. Биргера. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
8. **Александров А.В., Потапов В.Д., Державин Б.П.** Сопротивление материалов: учебник для вузов / под ред. А.В. Александрова. М.: Высшая школа, 2003. 560 с.
9. **Магнус К.** Колебания: введение в исследование колебательных систем / пер. с нем. М.: Мир, 1982. 304 с.
10. **Брусиловский И.В.** Аэродинамические схемы и характеристики осевых вентиляторов ЦАГИ: справочное пособие. М.: Недра, 1978. 198 с.
11. **Полимерные** композиционные материалы. Прочность и технологии / С.А. Баженов и др. М.: Интеллект, 2009. 352 с.
12. **Гончаров Д.Г.** Исследование и усовершенствование осевого вентилятора общепромышленного назначения с целью снижения шума и вибрации. [Электронный ресурс.]. URL: http://masters.donntu.org/2006/fema/goncharov/diss/index.htm.
13. **Нейман Л.В., Богомильский М.Р.** Анатомия, физиология и патология органов слуха и речи: учебник для вузов / под ред. В.И. Самохвалова. М.: Владос, 2001. 224 с.

УДК 656.13:05.22.10

Е.А. Дубовик *(Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону)*
E-mail: Dubovik1982@list.ru

Технологичность конструкции сварочного пистолета К-264 для сборки автомобилей

Предложена модернизация сварочного пистолета К-264 для сборки автомобилей, которая не влечет за собой значительного изменения конструкции пистолета и повышает его производительность.

The paper proposes a modernization of the welding gun K-264 for the assembly of cars, which does not entail a significant change in the design of the gun and increases its performance.

Ключевые слова: модернизация, сварка, сварочный пистолет К-264, теплота.

Keywords: modernization, welding, welding gun K-264, heat.

Точечная контактная сварка — вид сварки, при которой соединение деталей происходит на участках, ограниченных площадью торцов электродов, подводящих ток и передающих силу P_c.

Точечную сварку подразделяют на одно- (рис. 1, *а*), двух- (рис. 1, *г*) и многоточечную (рис. 1, *б*), с односторонним (рис. 1, *б*, *в*), двусторонним (рис. 1, *а*, *г*) и косвенным (рис. 1, *д*) подводом тока.

Точечной сваркой наиболее часто соединяют детали толщиной 0,05...6 мм. Иногда ее используют для тонких (до 0,01 мм) и толстых (до 30 мм) деталей.

Тонкий и равномерный слой расплава при стыковой сварке оплавлением и расплавленное ядро заданных размеров при точечной и шовной сварке необходимы для качественного соединения большинства металлов.

При деформации расплав, растекаясь, смачивает поверхности, растворяет примеси и, заполняя неровности, может взаимодействовать с образовавшимися ранее на закристаллизовавшемся металле оксидами или деформироваться с формированием связей либо при их отсутствии. Чистые поверхности расплава взаимодействуют с образованием общей жидкой прослойки. Из-за больших скоростей деформации расплав, заполнивший неровности, деформируется пластически без существенного выдавливания, хотя и течет к наружной поверхности стыка направленно.

При точечной сварке ядро кристаллизуется в момент резкого спада силы тока или несколько позднее, если спад медленный. Из-за теплоотвода в холодные слои металла скорости охлаждения большие и электроды тормозят объемную диффузию и создают условия для образования особых структур с неравномерным химическим составом металла.

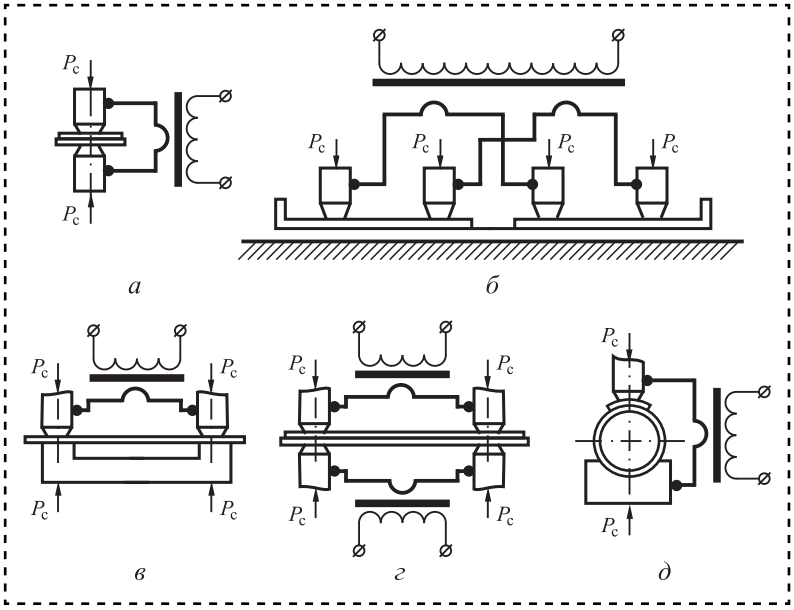

Рис. 1. Схемы точечной сварки

Образующиеся при кристаллизации вытянутые кристаллы (дендриты) растут в направлении максимального теплоотвода, поэтому структуру металла соединения и его свойства можно регулировать скоростями нагрева и охлаждения, а также скоростью и степенью пластической деформации.

Сопротивление между электродами $R_{ээ}$ в начале нагрева велико из-за малой площади фактического контакта. У холодных пластин толщиной δ = (3 + 3) мм сжатых с силой $P_с$ = = 2 кН после шлифования сопротивление между электродами равно 100 мкОм, после травления — 200...300 мкОм, после обработки резанием — 1200 мкОм, а при наличии окалины и ржавчины 80 000 мкОм. Увеличение силы сжатия от 0,1 до 2 и 6 кН снижает сопротивление между электродами от 600 до 100 и 15 мкОм.

Колебания вышеуказанного сопротивления нарушают стабильность нагрева и препятствуют качественному соединению деталей. Поэтому контактные поверхности деталей обычно очищают от оксидов, ржавчины и грязи.

Односторонняя сварка (рис. 2) из-за значительного шунтирующего тока $I_ш$, протекающего в привариваемом листе, минуя место контакта, требует особых режимов, из-за перегрева привариваемой детали и смещения ядра возможны значительные вмятины и повышенный износ электродов.

Для деталей равной толщины $\delta_1 = \delta_2$ и при отношении $\delta_1:\delta_2 = 1:3$ применяют токоведущие подкладки (рис. 2, *а*) или замкнутые электроды (рис. 2, *б*), обеспечивающие протекание основного тока через участки контакта деталей. Токи шунтирования и нижней детали в этом случае невелики. При значительном различии в толщинах тонкую деталь к толстой можно приваривать без подкладки (рис. 2, *в*). Также возможна одноточечная сварка со вспомогательным электродом (рис. 2, *г*). На узлах большой жесткости, способных воспринимать $P_с$ без продавливания, сваривают без подкладок с предварительным подогревом. Сварка на весу связана с сильным нагревом верхнего листа и его повышенной деформацией.

При недостаточном охлаждении возможен перегрев обмоток трансформатора, а при чрезмерном — конденсация влаги, ухудшение изоляции и пробой, поэтому расход воды должен согласовываться с тепловой нагрузкой трансформатора. Допустимая эквивалентная плотность тока при естественном охлаждении вторичного витка составляет 1,5...1,7 А/мм^2, а при водяном — 5 А/мм^2. В первичной обмотке i = 3 А/мм^2.

При точечной сварке температура достигает $T_к$ = 700...800 °С.

Электрод из медно-кадмиевого сплава при твердости 950 МПа и 80 % электропроводности меди должен выдерживать до первой переточки 300 точек, а до износа 10 000 точек, сплав БрНБТ — 5000 и 35 000 точек, а бронза БрХ — 4000 и 2500 точек соответственно.

Детали перед сваркой зачищают, правят, подгоняют и собирают в приспособлении или прихватывают. Для очистки от масел детали из низколегированных сталей обезжиривают ацетоном, бензином или растворителями и обрабатывают войлочными или вулканитовыми кругами с абразивом, щетками, абразивным полотном или травят. Толстые оксидные пленки удаляют прокаткой роликами с косозубой насечкой, накерниванием участков сварки, нагревом пламенем, обработкой чугунной, стальной дробью или резаной проволокой, а также вакуум-дробной обработкой.

В массовом производстве обычно используют травление, а в мелкосерийном и при повторной сварке дефектных участков — зачистку щетками или наждачной бумагой.

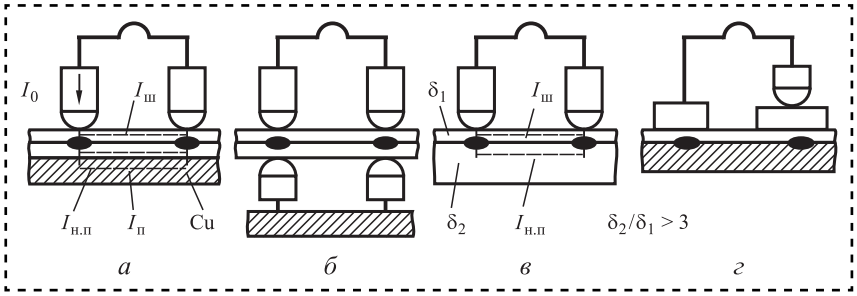

Рис. 2. Схемы односторонней (*а*, *в*, *г*) сварки и сварки с замкнутыми нижними электродами (*б*)

Качество очистки оценивают по внешнему виду и по замерам сопротивления контакта микроомметром типа М-246 или двойным мостом с точностью ±2 мкОм. Допустимые значения сопротивления $R_{ээ}$ низкоуглеродистой стали толщиной 1—3 мм при оптимальных значениях прижатия электро-

да составляет 600 мкОм, низколегированной — 800 мкОм, жаропрочных сплавов — 900 мкОм, алюминиевых — 80...120 мкОм, магниевых — 120...180 мкОм.

После механической зачистки с поверхностей удаляют пыль, абразивы и оксиды.

Крупногабаритные детали сваривают подвесными клещами со встроенным трансформатором, упрощающим токоподвод и снижающим расход электроэнергии. Клеши выбирают с учетом размеров и формы деталей. Они могут иметь радиальный и прямолинейных ход.

Для односторонней сварки листовых конструкций толщиной до 3,5 мм применяют пистолет К-264 со встроенным трансформатором, позволяющим получить напряжение во вторичной обмотке без нагрузки U_{20} = 3,2 В (рис. 3). Электроды, закрепленные в электрододержателе, качаются на опоре, равномерно прижимаясь к детали. Вода для охлаждения электродов поступает через штуцер по трубке к корпусу электрододержателя.

Сварочный пистолет, ввиду сильного нагрева (до 700 °С) витка вторичной обмотки без принудительного охлаждения, позволяет проводить постановку 3—5 сварных точек, затем требует длительного охлаждения (порядка 30 мин), что не позволяет рационально использовать рабочее время сварщика и приводит к длительному простою автомобиля в ремонте.

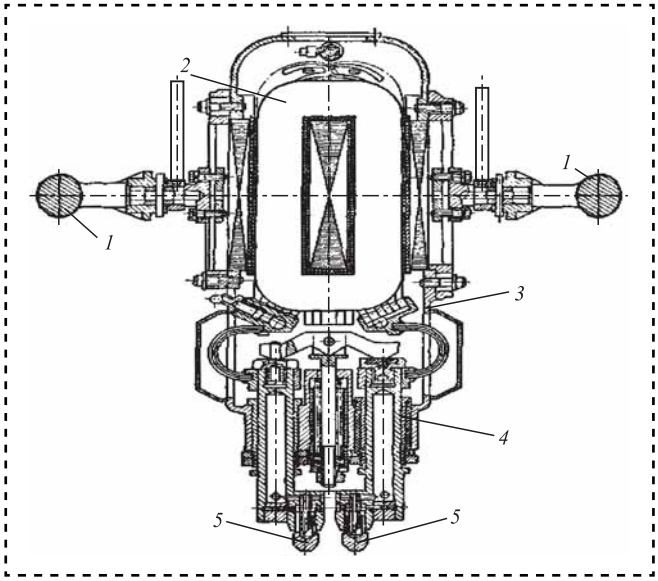

Рис. 3. Приспособление для односторонней точечной сварки мод. К-264:
1 — рукоятка; *2* — трансформатор; *3* — неподвижная консоль; *4* — электрододержатель; *5* — электроды

Модернизация сварочного пистолета К-264 для сборки автомобилей заключается в отводе теплоты от вторичного витка с помощью рубашки водяного охлаждения. Подвод и отвод воды осуществляется по тем же шлангам, что и охлаждение электродов. В теле вторичного витка сверлят отверстия, по которым будет протекать охлаждающая вода, нарезают резьбу, в которую вворачивают впускной и выпускной штуцера для подвода и отвода воды от витка.

Первый эта модернизации — это определение количества выделяемой теплоты сварочного пистолета за один цикл:

$$Q_{ц} = I^2 R_{ээ} t,$$

где I — сила тока, протекающего во вторичном витке;

$R_{ээ}$ — общее сопротивление между электродами;

t — время протекания тока.

Силу тока определим по формуле:

$$I = \frac{U}{R},$$

где U — напряжение во вторичной обмотке.

Тогда имеем:

$$Q_{ц} = \frac{U^2 t}{R}.$$

Сварщик ставит в течение 1 мин одну пару сварных точек, тогда за 1 ч — n = 60 пар точек.

Среднее секундное количество теплоты, выделяющейся при работе сварочного пистолета:

$$Q_{ц} = \frac{n Q_{ц}}{3600}.$$

Второй этап — определение необходимой площади поверхности нагрева сварочного пистолета:

$$F = \frac{Q}{k \Delta T},$$

где k — коэффициент теплопередачи;

ΔT — среднее значение температурного напора по всей поверхности нагрева,

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{б} - \Delta T_{м}}{2,3 \lg \frac{\Delta T_{б}}{\Delta T_{м}}},$$

где $\Delta T_б$ — температурный напор (разность температур) на том конце поверхностей теплообмена, где он больше;

$\Delta T_м$ — температурный напор на другом конце поверхностей теплообмена.

В процессе протекания сварочного тока во вторичном витке кратковременно температура достигает порядка 700 °С.

Третий этап — определение расхода охлаждающей воды сварочного пистолета.

Средний объемный расход охлаждающей воды:

$$Q_в = \frac{Q \cdot 10^{-3} \eta_п}{c_{рв}(t' - t'')},$$

где $\eta_п$ — коэффициент, учитывающий рассеяние тепла поверхностью витка в окружающую среду;

t' — температура воды на входе в сварочный пистолет, $t' = 20$ °С;

t'' — температура воды на выходе из сварочного пистолета, $t'' = 60$ °С;

$c_{рв}$ — массовая теплоемкость воды.

Следующий этап — определение параметров трубки охлаждения сварочного пистолета.

Найдем диаметр отверстий $d_{отв}$, просверливаемых во вторичном витке. Примем число параллельных каналов во вторичном витке трансформатора n; длина каждого канала, в соответствии с конструкцией витка l; длина соединительных каналов l'.

Тогда:

$$d_{отв} = \frac{F}{(nl + l')\pi},$$

где F — площадь поверхности нагрева отверстия.

Суммарная площадь поперечного сечения f_0 отверстий охлаждающих каналов

$$f_0 = \frac{\pi d_{отв}^2 n}{4}.$$

Диаметр подводящего и отводящего отверстий:

$$d' = \sqrt{\frac{4 f_0}{\pi}}.$$

Скорость v движения воды в трубках:

$$v = \frac{Q_в}{f_0}.$$

Последний этап — определение основных параметров электродов. Электрод при точечной сварке имеет цилиндрическую форму диаметром $d_э$, которая со стороны крепления переходит в усеченный конус с уклоном 1:10, а с рабочей стороны в сферическую контактную поверхность.

Диаметр электрододержателя определяем по формуле:

$$D = (0,1 - 0,3)\sqrt{P_с},$$

где $P_с$ — сила сжатия свариваемых деталей.

Диаметр электрода $D_э$ и высоту надэлектродной части h находим из соотношений:

$$D_э = (0,5...0,6)D.$$
$$h = (0,75...0,8)D.$$

Качество сварки сварочным пистолетом оценивают с помощью интегрального показателя достаточности, реализованного в виде экспертной программы "Выбор" [1].

Библиографический список

1. **Авен П.О.** Построение интегрального показателя в критериальном пространстве // Автоматика и Телемеханика. 1985. № 4. С. 87—91.

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 10.10.2019. Подписано в печать 28.11.2019. 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.