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 / 7 (228)

СОДЕРЖАНИЕ

Технологичность конструкции

Дубовик Е.А. Технологичность конструкции прибора для проведения работ для измерения люфтов рулевого колеса 291

Обеспечение качества. Испытания. Контроль

Анисимова М.А., Сотова Б.И., Аверьянова И.Э., Нуждин Г.А. Управление качеством сборки 295

Соединение деталей машин

Буланов Э.А. Расчет плоского прессового соединения 299

Кузнецова С.В., Симаков А.Л. Основы синтеза средств адаптации деталей с учетом принципа наименьшего принуждения 303

Трение и смазка в машинах и механизмах

Шишкарев М.П. Особенности эксплуатации модернизированной адаптивной фрикционной муфты первого поколения 312

Петров А.Н., Логинов Б.А., Мизера С.В., Петров М.А., Логинов А.Б. Исследование покрытий на основе коллоидного графита для горячей обработки металлов давлением 318

Мигранов М.Ш., Мигранов А.М., Габдуллин А.А., Гусев А.С. Исследование триботехнических характеристик СОТС с различной кинематической вязкостью 321

Эрлих Б.М. Методология демпфирования и возбуждения колебаний машин и механизмов с упругими и диссипативными типами нелинейностей произвольной структуры 325

В помощь конструктору, технологу

Березин С.Я. Особенности применения деталей с нерегулярным шагом в резьбовых соединениях 330

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.

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 **7 (228)**

CONTENTS

Manufacturability of a construction

Dubovik E.A. Technological design of the device for work to measure the backlash of the steering wheel 291

Quality assurance. Testing. Monitoring

Anisimova M.A., Sotova B.I., Aver'yanova I.E., Nuzhdin G.A. Assembly quality management 295

Connection of mashines parts

Bulanov E.A. Flat press-fit connection calculation 299

Kyznetsova S.V., Simakov A.L. The synthesis basis of the detail's adaptation means with account of the least constraint's principle 303

Friction & lubrication in machines and mechanisms

Shishkarev M.P. Features of operation of the upgraded the adaptive friction clutches of the first generation 312

Petrov A.N., Loginov B.A., Mizera S.V., Petrov M.A., Loginov A.B. Investigation of colloidal graphite coatings for hot deformation 318

Migranov M.Sh., Migranov A.M., Gabdullin A.A., Gusev A.S. Study of tribological characteristics of SOTS with different kinematic viscosity 321

Erlich B.M. Methodology of damping and excitation of oscillations of machines and mechanisms with elastic and dissipative types of nonlinearities of arbitrary structure 325

Industrial and design engineer's aid

Berezin S.Ya. Features of application in threaded connections of parts with irregular step 330

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

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 656.13:05.22.10

Е.А. Дубовик
(Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону)
E-mail: dubovik1982@list.ru

Технологичность конструкции прибора для проведения работ для измерения люфтов рулевого колеса

Предложена конструкторская разработка прибора для измерения люфтов рулевого управления автомобилей. Проведен кинематический расчет конструктивных элементов прибора.

A design development of the device for work to measure the backlash of the steering of cars is proposed. The kinematic calculation of the structural elements of the device.

Ключевые слова: автомобиль, контролер, люфтомер, прибор, предприятие, расчет.

Keywords: car, controller, backlash, device, enterprise, calculation.

Технологический процесс контроля автотранспорта при выпуске на линию регламентирован приказом Министерства транспорта РФ от 06.04.2017 г. № 141 "Об утверждении Порядка организации и проведения предрейсового контроля технического состояния транспортных средств", на основании которого в работе предложена схема технологического процесса выпуска автомобиля на линию (рис. 1).

Статистическим анализом выполнения текущих ремонтов установлено, что на рулевое управление и управляемые колеса переднего моста приходится до 20 % ремонтов [2].

Один из показателей неисправности рулевого управления — люфт рулевого колеса, возникающий как результат износа или ослабления креплений деталей рулевого механизма. Величину люфта устанавливает завод-изготовитель.

Увеличение люфта на 2...4° свидетельствует об износе: деталей шарниров тяг; на 10...20° поломке пружины поперечной рулевой тяги; на 10...15° об ослаблении поворотных рычагов; на 3...4° об износе шкворня и его втулок.

Контроль технического состояния рулевого управления включает диагностические операции, выполняемые на стендах или с помощью приборов, а также органолептически.

Люфтомер осуществляет контроль суммарного люфта рулевого управления автомобиля (рис. 2), состоит из: верхнего *1* и нижнего *2* раздвижных кронштейнов, которые крепятся к ободу рулевого колеса упорами *3*; передвижной каретки *4*, фиксирующей вылет направляющих стержней *5* кронштейнов при помощи зажима *6*; угломерной шкалы *7* на оси зажима *6*; фрикционной резиновой шайбы *8* для самоторможения упорной шкалы *7* при снятии усилия; резиновой нити *9*, натягиваемой при помощи присоски *10* от зажима *6* к лобовому стеклу автомобиля и выступающей в роли указательной "стрелки"; угломерной шкалы и нагрузочного устройства двухстороннего действия, представляющего собой пружинный динамометр *11*.

За основу конструкторской разработки принят механический люфтомер К 524, широко используемый при проведении контрольных операций с транспортными средствами.

В существующем аналоге для усовершенствования зажима *6* и зажимов верхнего *1* и нижнего *2* кронштейнов для соединения винт—гайка предполагается использовать сталь и серый чугун соответственно. Данное решение позволит реализовать более простую и надеж-

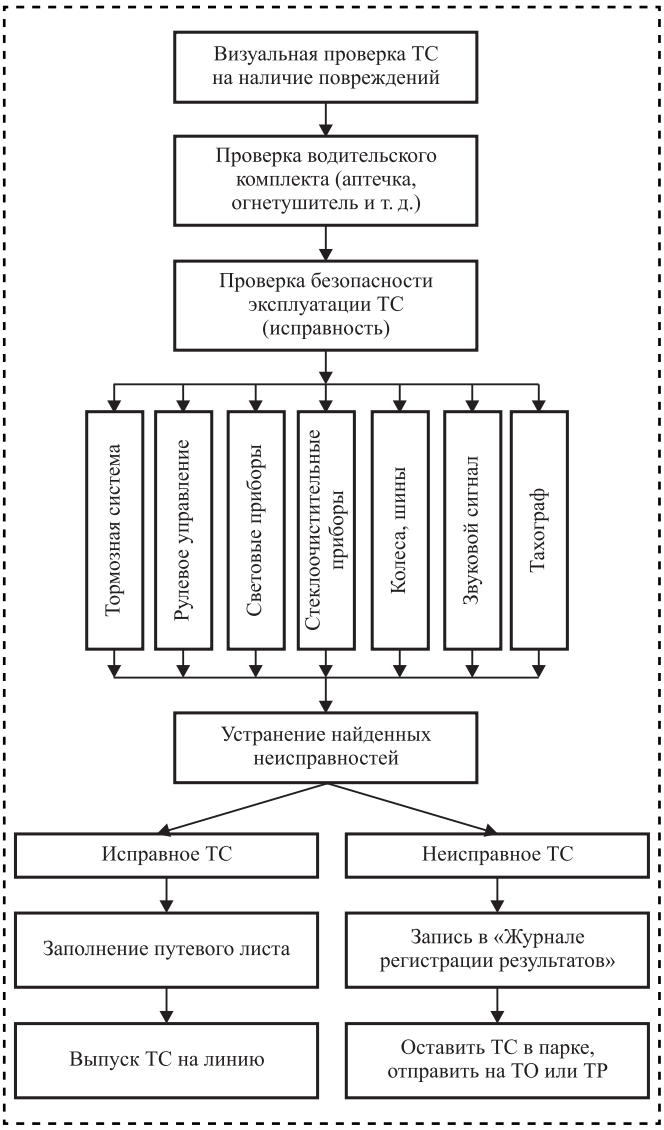


Рис. 1. Схема технологического процесса выпуска автомобиля на линию

ную конструкцию закрепления люфтомера на рулевом колесе, что позволит применять его на рулевых колесах разной толщины.

Для изготовления основных элементов люфтомера — направляющего стержня *5* и угломерной шкалы *7* — применяли облегченную высокопрочную сталь Strenx 900, что снизило массу прибора более чем на 0,5 кг и положительно сказалось на износоустойчивости конструкции. Конструкционный тип стали позволяет применять ее в диапазоне температур до −60 °С.

Незначительное увеличение ширины угломерной шкалы *7* и лазерный способ нанесения делений позволят добиться более широкого диапазона измерения люфта с повышением точности и уменьшением относительной погрешности регламентируемой силы.

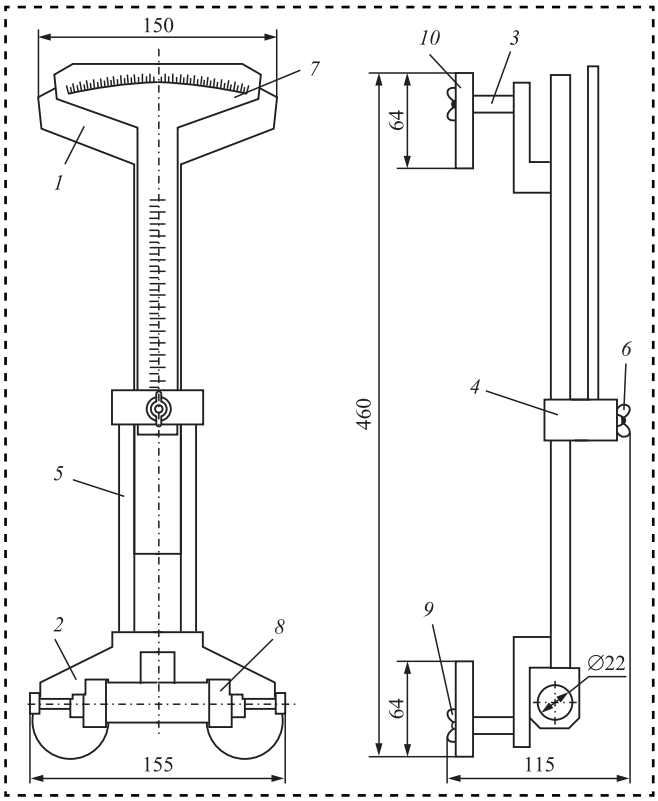


Рис. 2. Конструкторская разработка люфтомера

Расчет конструктивных элементов прибора

Передачу винт—гайка применяют в винтовых прессах, домкратах, тисках, съемниках и др. Частая причина выхода из строя этой передачи — износ резьбы или недостаточная прочность и устойчивость тела винта. Для расчета основных параметров приспособления примем исходные данные [3]: Q — осевая сила, кН; l — длина винта, мм; материал винта — сталь 45; материал гайки — серый чугун СЧ-18.

Для обеспечения самоторможения используем однозаходную резьбу. По условию износостойкости резьбы определяем ее средний диаметр [4]:

$$d_2 = \sqrt{\frac{Q}{\pi \psi_H \psi_h [p_и]}},$$

где ψ_H — относительная высота гайки;

ψ_h — относительная рабочая высота профиля резьбы;

$p_и$ — допускаемое среднее давление в резьбе.

Определим угол ψ подъема резьбы на среднем диаметре и проверим наличие самоторможения, приняв коэффициент трения f в резьбе (приведенный угол трения φ') [3]:

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P}{\pi d_2},$$

где P — шаг резьбы;

d_2 — средний диаметр.

Условие самоторможения $\varphi' > \psi$ в нашем случае соблюдено.

Основной критерий работоспособности резьбы — износостойкость. Условие допустимого изнашивания ходовой резьбы передачи оценим по напряжениям смятия рабочих граней витков.

Средний диаметр упорной резьбы винтовой пары (рис. 3) определим из условия обеспечения износостойкости [3]:

$$d_2 \geqslant \sqrt{F/\left(\pi k_1 k_2 \sigma_{см}\right)},$$

где F — осевая сила, действующая на винт;

k_1 — коэффициент высоты неразъемной гайки, $k_1 = H/d_2$;

k_2 — коэффициент рабочей высоты профиля резьбы, $k_2 = H_1/P$;

$\sigma_{см}$ — допускаемое напряжение смятия;

H — высота гайки;

H_1 — рабочая высота профиля резьбы.

Надежное крепление болта в приспособлении обеспечивается самотормозящей резьбой с числом заходов $n_1 = 1$ (шаг резьбы влияет на условие самоторможения в резьбе и КПД).

Проверим резьбу на выполнение условия самоторможения:

$$\psi < \varphi.$$

Угол подъема резьбы:

$$\psi = \operatorname{arctg}\frac{n_1 P}{\pi l},$$

где l — длина винта.

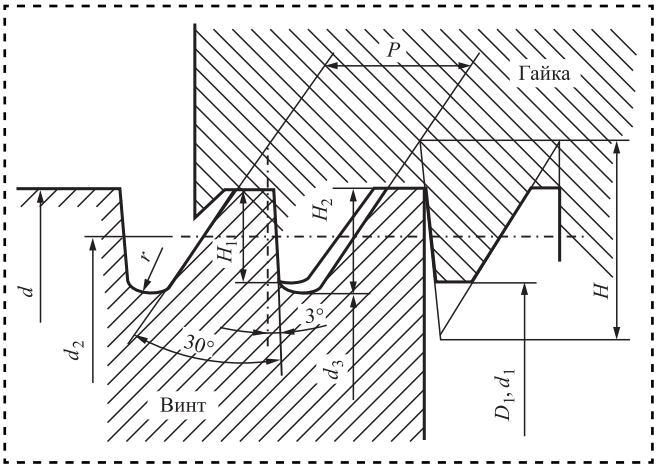


Рис. 3. Расчетная схема профиля и основных размеров резьбы

Угол трения:

$$\varphi = \operatorname{arctg} f.$$

КПД резьбы определим по формуле:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}.$$

Проверим износостойкость резьбы гайки по условному среднему контактному давлению на рабочих гранях витков [3]:

$$p = \frac{2F}{\pi l_2 H}.$$

Определим наружный диаметр гайки по формуле:

$$D \geqslant \sqrt{\frac{4\beta F}{\pi\left[\sigma_р\right]} + d^2},$$

где β — коэффициент, учитывающий кручение гайки;

$[\sigma_р]$ — допускаемое напряжение растяжения;

d — диаметр болта.

Толщина тела гайки $C = 0{,}5(D - d)$.

Проверим опорную площадь фланца на смятие по зависимости:

$$\sigma_{см} = \frac{4F}{\pi\left(D_1^2 - D^2\right)}.$$

На рис. 4 показана структурно-логическая схема для оценки показателя измерения

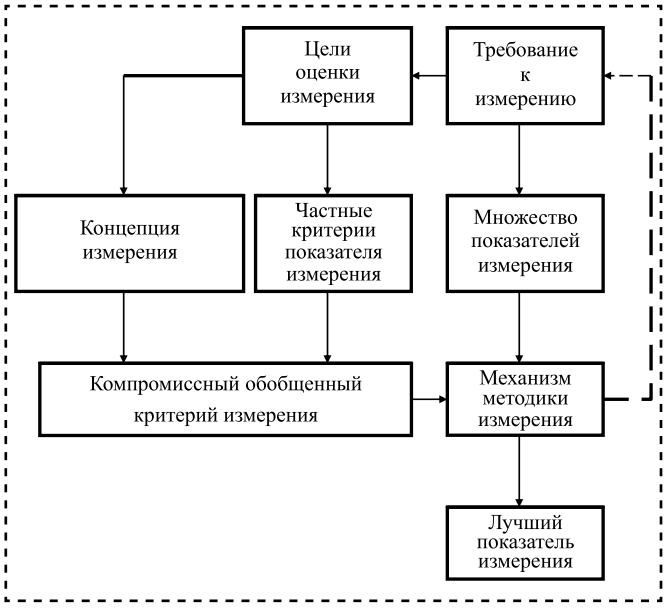


Рис. 4. Структурно-логическая схема для оценки показателя измерения люфтов рулевого управления автомобиля

люфтов рулевого управления автомобиля. "Лучшим" по критерию технологичность конструкции признан прибор, имеющий максимальное значение показателя [5]:

$$a_\nu > a_\mu \Leftrightarrow \sum_{i=1}^{m} \alpha_i K_i\left(a_\nu\right) > \sum_{i=1}^{m} \alpha_i K_i\left(a_\mu\right);$$

$$a_\nu \approx a_\mu \Leftrightarrow \sum_{i=1}^{m} \alpha_i K_i\left(a_\nu\right) = \sum_{i=1}^{m} \alpha_i K_i\left(a_\mu\right),$$

где α_i — коэффициенты, удовлетворяющие, например, условию $\sum_{i=1}^{m} \alpha_i = 1$.

Библиографический список

1. **Анурьев В.И.** Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 3 / под ред. И.Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2001. 864 с.
2. **Аринин И.Н., Коновалов С.И., Баженов Ю.В.** Техническая эксплуатация автомобилей: учебное пособие. М.: Феникс, 2007. 328 с.
3. **Биргер И.А.** Расчет на прочность деталей машин: справочник / И.А. Бригер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иоселевич. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.
4. **Колганов И.М., Филиппов В.В.** Проектирование приспособлений, прочностные расчеты, расчет точности сборки: учеб. пособие. Ульяновск: УлГТУ, 2000. 99 с.
5. **Заде Л.А.** Понятие лингвистической переменной и его применение к принятию приближенного решения. М.: Мир, 1976. 165 с.
6. **Сайт** Министерства юстиции РФ. Режим доступа URL: https://minjust.consultant.ru/documents/35760?items=1&page=3.

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 658.562

М.А. Анисимова, Б.И. Сотова, И.Э. Аверьянова, *канд-ты техн. наук*
(Тульский государственный университет),
Г.А. Нуждин, *канд. техн. наук*
("Национальный исследовательский технологический университет "МИСиС", Москва)
E-mail: nuzhdin.65@mail.ru

Управление качеством сборки

Рассмотрены вопросы управления качеством изделий, используемых в сборочном производстве, в соответствии с геометрическими допусками изделий, регламентированными стандартами по основным нормам взаимозаменяемости. Проанализированы изменения в терминологии усовершенствованной международной системы допусков на линейные размеры изделий, используемых в сборочном производстве.

Quality management questions of the products used in assembly production according to the geometrical admissions of products regulated by standards on the main standards of interchangeability are considered. Changes in terminology of an advanced international system of admissions on the linear sizes of the products used in assembly production are in detail analyzed.

Ключевые слова: управление качеством, размер, допуск, стандарт, метрологическое обеспечение.

Keywords: quality management, size, admission, standard, metrological support.

Управление качеством продукции решает задачи и проблемы гармоничного (комплексного) развития производства товаров и услуг на базе современных методов управления и контроля деятельности предприятий и организаций, информационных технологий, стандартов, методов общего управления качеством, охраны окружающей среды и перспективных инновационных технологий. Его содержанием, в числе прочего, является: повышение безопасности и конкурентоспособности продукции и услуг (включая сборочное производство и его метрологическое обеспечение), и разработка путей повышения результативности всех составляющих — экономичности, прибыльности, производительности, подготовки специалистов на основе принципа сквозного интегрированного управления качеством [1]. По характеру объекта принято выделять управление качеством и метрологическое обеспечение в процессе, например, обрабатывающего и сборочного производства. Характер объекта вместе со сферой деятельности определяет перечень задач по метрологическому обеспечению объекта, существующих приемов их решения и обусловливает набор элементов метрологического обеспечения измерений, а также состав критериев и методологию оценки уровня метрологического обеспечения объекта [2].

Компетентный персонал должен обладать знаниями основных норм взаимозаменяемости, геометрических характеристик деталей, единой системы допусков и посадок, рядов допусков и основных отклонений, а также — практическими навыками проведения работ, необходимых для решения профессиональных задач. Эти знания и навыки должны обеспечивать как применение теоретических моделей, позволяющих прогнозировать качество, свойства и работоспособность деталей [3, 4], так и применение перспективных технологических процессов сборки и методов повышения надежности, особенно при выполнении ремонтно-восстановительных работ [5, 6].

Для выполнения требований по управлению качеством сборочного производства и

его метрологическому обеспечению была поставлена задача: *подтвердить согласованность требований стандартов и выработать рекомендации по управлению качеством.*

Рабочий чертеж детали содержит все требования к точности ее изготовления для последующего использования в сборке. Чертеж однозначно устанавливает такие геометрические характеристики, как размеры, форма, взаимное расположение поверхностей и состояние микрорельефа поверхности изделия — шероховатость. Именно это позволяет обеспечить взаимозаменяемость деталей при массовом сборочном производстве.

Требования к точности изготовления размеров до 3150 мм установлены ГОСТ 25346—2013 "Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки" (степень соответствия — модифицированная (MOD)) [7] и ГОСТ 25346—89 "Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений" [8], отмененного с 1 июля 2015 г. в связи с введением ГОСТ 25346—2013 и восстановленного с 1 марта 2016 г. для добровольного применения на территории Российской Федерации только в отношении продукции, поставляемой по государственному оборонному заказу.

Оба стандарта распространяются на гладкие элементы деталей, как цилиндрические, так и ограниченные параллельными плоскостями, а также на образованные ими посадки. Стандартами устанавливаются различные термины, определения и условные обозначения.

Использование в производственных процессах многооперационных станков с числовым программным управлением и высокоточного измерительного оборудования требует математического описания различных геометрических элементов реальных поверхностей деталей [3]. А поскольку математическое описание реальных поверхностей является лишь приближенной моделью, то для обеспечения качества продукции сборочного производства необходимо использование одних и тех же понятий и терминов на всех этапах производственного процесса. Именно поэтому введение новой терминологии стало необходимым для однозначного описания и беспрепятственного математического определения различных видов геометрических элементов [3, 4, 9].

Рассмотрим более подробно, как изменилась терминология усовершенствованной международной системы допусков на линейные размеры. ГОСТ 25346—2013 — это перевод международного стандарта ISO 268-1:2010, который базируется на определениях, установленных ГОСТ 31254—2004 "Основные нормы взаимозаменяемости. Геометрические элементы. Общие термины и определения" и ИСО 14405-1:2010 "Геометрические характеристики изделий. Установление размерных допусков. Часть 1: Линейные размеры" (таблица) [10].

ГОСТ 25346—89 дает определение геометрического элемента, а ГОСТ 25346—2013 устанавливает понятие линейного размера геометрического элемента. Определение действительного размера в изложении ГОСТ 25346—89 четко и однозначно поясняет смысл термина, а в трактовке ГОСТ 25346—2013 вызывает вопросы по поводу "присоединенного полного элемента". ГОСТ 31254—2004 дает определение присоединенного полного элемента как "полный элемент правильной формы, присоединенный (совмещенный) к выявленному полному элементу при соблюдении согласованных условий". И это определение опять вызывает вопросы — что означают термины полный, присоединенный (совмещенный), выявленный, согласованные условия? Кроме того, непонятно что в итоге измеряется?

Понятия "наибольший предельный размер", "наименьший предельный размер" ГОСТ 25346—89 и "верхний предельный размер", "нижний предельный размер" ГОСТ 25346—2013 определяют в первом случае наибольший (наименьший) допустимый размер элемента, а во втором — наибольший (наименьший) допустимый размер размерного элемента. Чем принципиально отличается размер элемента от размера размерного элемента? Кроме того, для русского языка, применительно к размеру, более традиционным и понятным является использование прилагательных "наибольший" и "наименьший".

Термин "поле допуска" (по ГОСТ 25346—89), применявшийся ранее для линейных размеров, изменен на термин "интервал допуска" в связи с тем, что термин "интервал допуска" указывает на диапазон чисел, в то время как термин "поле допуска" в отношении геоме-

Сравнение терминологии системы допусков на линейные размеры

ГОСТ 25346—89	ГОСТ 25346—2013
Размер — числовое значение линейной величины (диаметр, длина и т.п.) в выбранных единицах измерения	Размерный элемент (feature of size) — геометрическая форма, определяемая линейным или угловым размером
Действительный размер — размер элемента, установленный измерением с допускаемой погрешностью	Действительный размер (actual size) — размер присоединенного полного элемента
Предельные размеры — два предельно допустимых размера элемента, между которыми должен находиться (или которым может быть равен) действительный размер	Предельные размеры (limits of size) — предельно допустимые размеры размерного элемента
Наибольший предельный размер — наибольший допустимый размер элемента	Верхний предельный размер (upper limit of size; ULS) — наибольший допустимый размер размерного элемента
Наименьший предельный размер — наименьший допустимый размер элемента	Нижний предельный размер (lower limit of size; LLS) — наименьший допустимый размер размерного элемента
Номинальный размер — размер, относительно которого определяются отклонения	Номинальный размер (nominal size) — размер геометрического элемента идеальной формы, определенной чертежом
Отклонение — алгебраическая разность между размером (действительным или предельным) и соответствующим номинальным размером	Отклонение (deviation) — разность между значением и опорным значением
Допуск T — разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями	Допуск (tolerance) — разность между верхним и нижним предельными размерами
Поле допуска — поле, ограниченное наибольшим и наименьшим предельными размерами и определяемое величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии	Интервал допуска (tolerance interval) — совокупность значений размера между пределами допуска, включая эти пределы. Пределы допуска (tolerance limits) — установленные значения, определяющие верхнюю и нижнюю границы допустимых значений
Поле допуска обозначают сочетанием буквы (букв) основного отклонения и порядкового номера квалитета	Класс допуска (tolerance class) — сочетание основного отклонения и квалитета. Примечание: в системе допусков ИСО на линейные размеры класс допуска указывают комбинацией символов, состоящей из обозначения основного отклонения и следующего за ним номера квалитета (например, D13; h9 и т.д.). Обозначение класса допуска состоит из идентификатора основного отклонения и номера квалитета

трических характеристик изделий указывает на область в плоскости или пространстве, например при установлении допусков согласно ГОСТ Р 53442—2015 [11]. Но в конечном итоге набор действительных чисел, находящихся в определенном диапазоне, формирует числовое поле, по сути то же самое "поле допуска".

Введенное понятие класса допуска ничего принципиально нового, с точки зрения понимания терминологии основных норм взаимозаменяемости, не добавляет. Ведь это сочетание основного отклонения и номера квалитета точности, т.е. условное обозначение, к сожалению, не понятно чего.

Заключение

Проведенный анализ действующих стандартов показал, что введение новой терминологии достаточно сложно для восприятия, особенно учитывая то обстоятельство, что действующими являются как ГОСТ 25346—89, так и ГОСТ 25346—2013.

При подготовке стандартов на основе официального перевода на русский язык англоязычной версии международных стандартов, их внедрении и применении, например, в сборочном производстве или машиностроении, большинство терминов целесообразно

было бы трактовать более понятно, учитывая сложившуюся на российских предприятиях практику, не следуя дословному переводу международного стандарта, а вникая в теорию обеспечения точности и взаимозаменяемости.

Библиографический список

1. **Высшая** Аттестационная Комиссия. Паспорта научных специальностей. [Электронный ресурс]. URL: http://vak.ed.gov.ru/316.

2. **ГОСТ Р 8.820—2013.** ГСОЕИ. Метрологическое обеспечение. Основные положения. М.: Стандартинформ, 2014. 16 с.

3. **Митин О.Н., Нуждин Г.А., Нгуен К.Х.** Моделирование операции обжима с утонением толстостенных трубных заготовок // Известия ТулГУ. Сер. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ, 2014. Вып. 5. С. 57—65.

4. **Ларин С.Н., Нуждин Г.А., Платонов В.И.** Подход к разработке математической модели изотермического свободного деформирования листовой заготовки из анизотропного материала в квадратную матрицу в режиме ползучести // Известия ТулГУ. Сер. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ, 2018. Вып. 1. С. 197—202.

5. **Кузелев Н.Р., Благовещенский Д.И., Нуждин Г.А.** и др. Метрологическое обеспечение, сертификация и управление качеством модернизации и ремонтно-восстановительных работ // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2018. № 10. С. 8—11.

6. **Анисимова М.А., Благовещенский Д.И., Нуждин Г.А.** Метрологическое обеспечение производства оборудования неразрушающего контроля // Контроль. Диагностика. 2017. № 7. С. 50—55.

7. **ГОСТ 25346—2013.** Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки (степень соответствия — модифицированная (MOD)). М.: Стандартинформ, 2014. 43 с.

8. **ГОСТ 25346—89.** Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений. М.: ИПК Издательство стандартов, 2004. 23 с.

9. **ГОСТ 31254—2004.** Основные нормы взаимозаменяемости. Геометрические элементы. Общие термины и определения. М.: Стандартинформ, 2005. 12 с.

10. **ISO 14405-1:2010.** Geometrical product specifications (GPS). Dimensional tolerancing. Part 1: Linear sizes.

11. **ГОСТ Р 53442—2015.** Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Установление геометрических допусков. Допуски формы, ориентации, месторасположения и биения. М.: Стандартинформ, 2016. 96 с.

УДК 621-21; 539.3

Э.А. Буланов, *д-р техн. наук*
(Московский государственный университет технологий и управления им. К.Г. Разумовского)
E-mail: b1u237@mail.ru

Расчет плоского прессового соединения

Методами моментной теории упругости получено решение задачи расчета плоского прессового соединения деталей.

By means of couple theory of elasticity methods is obtained an answer for problem of a calculation of the flat press-fit connection of details.

Ключевые слова: моментная теория упругости, прессовое соединение.

Keywords: couple theory of elasticity, press-fit connection.

Введение

При сборке конструкций наиболее простой способ соединения деталей — прессовое соединение. Рассмотрим плоское прессовое соединение деталей конструкции в виде условно вертикальной пластины с прямоугольным вырезом с условно горизонтальной пластиной, толщина которой на величину натяга δ больше соответствующего размера выреза. Цель расчета — определение зависимости давления запрессовки и возникающих напряжений от величины натяга. Методами классической теории упругости данная задача не решается.

Расчет напряжений и перемещений в зависимости от давления запрессовки в пластине с вырезом

Пластина с размерами $2L\times2H\times2c$ имеет вырез в центре $2(b+\delta)\times2a$ (рис. 1), где δ — боковой зазор, $\delta \ll a$.

Давление запрессовки p вызывает в области 1 $0 \leqslant y \leqslant a$, $b \leqslant x \leqslant L$ нормальные напряжения $\sigma_y = p_1 f(x)$, где $f(x) = \exp(-n(x-b))$. При $L \gg b$ можно принять $f(L) = 0$.

Из уравнения равновесия для половины пластины

$$\sum F_y = pb - p_1 \int_b^L f(x)dx = 0$$

следует, что $p_1 = pnb$; n — постоянная.

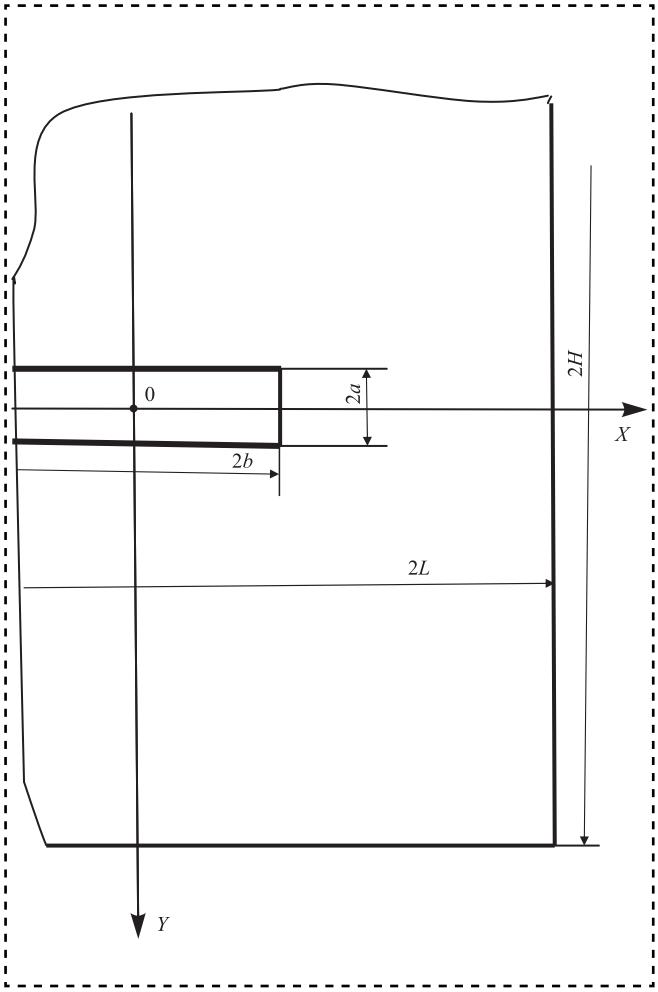


Рис. 1. Пластина с вырезом

Нормальные напряжения σ_x примем в виде

$$\sigma_x = Xpnbf(x).$$

Определим перемещения:
по оси Y

$$V = \frac{p}{E} nb(1 - X\nu)\, yf(x);$$

по оси X

$$U = \frac{pb}{E}(X - \nu)(1 - f(x)),$$

где E — модуль упругости;
ν — коэффициент Пуассона материала пластин.

Из уравнений равновесия определим выражения для касательных напряжений

$$\tau_{yx} = Xpn^2byf(x),\ \ \tau_{xy} = 0.$$

Так как $\tau_{xy} \neq \tau_{yx}$, то дальнейшее решение проводим методами моментной теории упругости [1].

Из уравнения моментов

$$\tau_{yx} + \frac{d\mu_x}{dx} = 0$$

найдем моментные напряжения:

$$\mu_x = \int \tau_{yx} dx = Xpnbyf(x).$$

Момент от моментных напряжений уравновешивает момент от нормальных напряжений:

$$\int_0^a (\sigma_x y - \mu_x)\, dy = 0.$$

Угол сдвига

$$\gamma_{yx} = \frac{\tau_{yx}}{2G} - \int \frac{\mu_x dx}{4B_x} = \frac{Xpn^2by}{2G} f(x)\left(1 - \frac{G}{2B_x n^2}\right),$$

где G — модуль сдвига материала пластин;
B_x — постоянная.

Из уравнения совместности деформаций

$$\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} = \gamma_{yx}.$$

После преобразований получим:

$$\frac{G}{2B_x n^2} = \frac{1 + X}{X(1 + \nu)}.$$

Постоянную n определим из условия минимума потенциальной энергии упругой деформации A: $\frac{dA}{dn} = 0$.

Потенциальная энергия упругой деформации [1]:

$$A = \frac{1}{2}\int_0^a\int_b^L \left(\frac{\sigma_y{}^2(1 - \nu X)}{E} + \frac{X\sigma_x^2(X - \nu)}{E} + \right.$$
$$\left. + \frac{\tau^2{}_{yx}}{2G} + \frac{\partial[\mu_x\gamma(\mu_x)]}{\partial x}\right) dxdy.$$

После преобразований

$$A = \frac{p^2b^2}{4G(1 + \nu)} \times$$
$$\times\left(\frac{na(1 - 2X\nu + X^2)}{2} - \frac{(na)^3}{3}\left[(1 - \nu)\frac{X^2}{2} + X\right]\right).$$

Из условия $\frac{dA}{dn} = 0$ получим:

$$(na)^2 = \frac{1 - 2X\nu + X^2}{X^2(1 - \nu) + 2X}.$$

Подставляя выражение для (na) в выражение для A из условия $\frac{dA}{dX} = 0$ определим $X = \nu$.

Тогда $(na)^2 = \frac{1 - \nu}{\nu(2 - \nu)}$, а перемещения равны:

$$U = 0;\ V = \frac{p}{E} nb(1 - \nu^2)\, yf(x).$$

При $y = a$ $V = \frac{p}{E} nb(1 - \nu^2)\, af(x)$.

Примем, что в области 2 $a \leqslant y \leqslant H$, $b \leqslant x \leqslant L$ (см. рис. 1) нормальные напряжения

$$\sigma_y = pnbs(y)f(x),$$

где $s(y) = \exp(-m(y - a)$, тогда при $y = a$ $\sigma_y = p_1 f(x)$.

Из уравнения равновесия касательные напряжения равны:

$$\tau_{xy} = -pmbs(y)f(x),\ \text{при}\ x = b\ \ \tau_{xy} = -pmbs(y).$$

Если принять, что в области 3 $a \leqslant y \leqslant H$, $0 \leqslant x \leqslant b$ (см. рис. 1) нормальные напряжения $\sigma_y = -ps(y)$, тогда из уравнения равновесия касательные напряжения:

$$\tau_{xy} = -pmxs(y),\ \text{при}\ x = b\ \ \tau_{xy} = -pmbs(y).$$

На границе областей 2 и 3 (при $x = b$) $\tau_{xy} = 0$, а следовательно и $\sigma_y = 0$ в областях 2 и 3. Перемещения при $\sigma_y = \sigma_x = 0$: $U = 0$; $V = V(x)$.

Примем перемещения в области 2: $U = 0$; $V = \frac{p}{E} nb\left(1 - \nu^2\right) af(x)$, в области 3: $U = 0$; $V = \frac{p}{E} nb\left(1 - \nu^2\right) a$.

Тогда выражение для V в областях 1 и 2 при $y = a$, при $x = b$ в областях 2 и 3 совпадают.

Таким образом, под действием давления перемещение в вырезе:

$$V = V_1 = \frac{pb\left(1 - \nu^2\right)}{E}\sqrt{\frac{1 - \nu}{\nu(2 - \nu)}}.$$

Наиболее нагруженными являются точки с координатами: $x = \pm b$; $y = \pm a$ с компонентами напряжений: $\sigma_y = pnb$; $\sigma_x = \nu pnb$; $\tau_{yx} = \nu pn^2ab$; $\tau_{xy} = 0$.

Определим максимальные и минимальные напряжения в этих точках [1]:

$$\sigma_{\max/\min} = \frac{1}{2}\left[\sigma_y + \sigma_x \pm \sqrt{\left(\sigma_y - \sigma_x\right)^2 + \tau_{yx}{}^2}\right].$$

Подставляя выражения для напряжений, получим

$$\sigma_{\max/\min} = \frac{1}{2} pnb\left(1 + \nu \pm \sqrt{(1 - \nu)^2 + \frac{\nu(1 - \nu)}{2 - \nu}}\right).$$

При $\nu = 0{,}3$ $\sigma_{\max/\min} = p\frac{b}{a}0{,}8578\left(1{,}3 \pm 0{,}783\right)$.

Тогда главные напряжения $\sigma_1 = 1{,}754p\frac{b}{a}$; $\sigma_2 = 0{,}606p\frac{b}{a}$, а $\sigma_3 = 0$. В результате эквивалентные напряжения по третьей теории прочности $\sigma_э = \sigma_1 - \sigma_3 = 1{,}754\frac{b}{a}p$.

Расчет напряжений и перемещений в зависимости от давления запрессовки в пластине, вставляемой в вырез

Размеры пластины $2(a + \delta) \times 2b \times (l + 2c)$ (рис. 2).

В области контакта пластин $-c < z < c$, в пластине, вставляемой с натягом, возникает давление p, которое создает напряжение $\sigma_y = -p$.

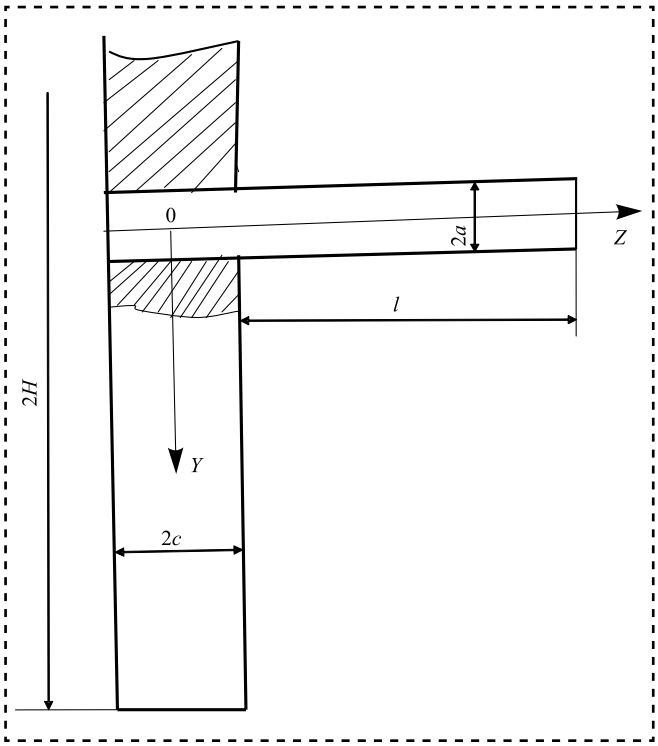


Рис. 2. Схема соединения пластин

В результате перемещения:

по оси Y

$$V = -\frac{p}{E}y; \text{ при } y = a \ V = V_2 = -\frac{p}{E}a;$$

по оси Z

$$W = \frac{\nu p}{E}z; \text{ при } z = c \ W = W_c = \frac{\nu p}{E}c;$$

по оси X

$$U = \frac{\nu p}{E}x; \text{ при } x = b \ U = U_b = \frac{\nu p}{E}b.$$

Отсюда боковой зазор $V = U_b$.

Свободный конец пластины $(l + c) > z > c$.

На поверхности пластины напряжения σ_y, τ_{yz} должны быть равны 0. Примем следующие выражения для напряжений [2].

Нормальные напряжения:

$$\sigma_y = \frac{3}{2}p\left(\frac{y^2}{a^2} - 1\right)e(z);$$

$$\sigma_z = \frac{3}{2\nu}p\left(\frac{y^2}{a^2} - \frac{1}{3}\right)e(z),$$

где $e(z) = \exp\{-m(z - c)\}$.

Дальнейшее решение проводим аналогично решению, приведенному в работе [2].

Касательные напряжения:

$$\tau_{zy} = \frac{3pye(z)}{ma^2};$$

$$\tau_{yz} = \frac{pme(z)}{\nu}\left(\frac{y^3}{3a^2} - \frac{y}{3}\right).$$

На поверхности пластины при $y = \pm a$ $\sigma_y = \tau_{yz} = 0$.

В результате перемещения:

по оси Y

$$V = -\frac{p}{E}ye(z); \text{ при } z = c \ V = -\frac{p}{E}y;$$

по оси Z

$$W = -\frac{3p}{2E}\left(\frac{(1-\nu^2)y^2}{\nu a^2} - \frac{1-3\nu^2}{3\nu}\right)\frac{e(z)-1}{m} + \frac{\nu pc}{E};$$

$$\text{при } z = c \ W = W_c = \frac{\nu p}{E}c.$$

Перемещения V и W на границе при $z = c$ совпадают.

Моментные напряжения определим как

$$\mu_z = \int\left(\tau_{yz} - \tau_{zy}\right)dz.$$

Угол сдвига

$$\gamma_{zy} = \frac{\tau_{zy} + \tau_{yz}}{2G} - \iint\frac{\left(\tau_{yz} - \tau_{zy}\right)}{4B_z}dzdz.$$

Из уравнения совместности деформаций

$$\frac{\partial W}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial z} = \gamma_{zy}.$$

После преобразований получим:

$$\frac{G}{2B_z m^2} = 1; \ ma = (1+\nu)\sqrt{\frac{3}{\nu}}.$$

При $\nu = 0{,}3$ $m = \dfrac{4{,}11}{a}$.

Опасным сечением с точки зрения прочности является сечение свободного конца пластины при $z = c$. В этом сечении напряжения:

$$\sigma_y = \frac{3}{2}p\left(\frac{y^2}{a^2} - 1\right);$$

$$\sigma_z = \frac{3}{2\nu}p\left(\frac{y^2}{a^2} - \frac{1}{3}\right);$$

$$\tau_{zy} = \frac{3py}{ma^2};$$

$$\tau_{yz} = \frac{pm}{\nu}\left(\frac{y^3}{3a^2} - \frac{y}{3}\right).$$

Наиболее нагруженными в этом сечении являются точки на поверхности (при $y = a$), в которых напряжения $\sigma_z = p/\nu$; $\tau_{zy} = 3p/am$.

Определим максимальные и минимальные напряжения в этих точках:

$$\sigma_{\max/\min} = \frac{1}{2}\left[\sigma_z \pm \sqrt{\sigma_z{}^2 + \tau_{zy}{}^2}\right] =$$

$$= \frac{p}{2}\left[\frac{1}{\nu} \pm \sqrt{\frac{1}{\nu^2} + \frac{9}{(am)^2}}\right].$$

Откуда при $\nu = 0{,}3$ $\sigma_{\max} = 3{,}37p$, $\sigma_{\min} = -0{,}04p$.

Главные напряжения $\sigma_1 = 3{,}37p$; $\sigma_2 = 0$; а $\sigma_3 = -0{,}04p$. В результате эквивалентные напряжения по третьей теории прочности $\sigma_э = \sigma_1 - \sigma_3 = 3{,}41p$.

Зависимость между давлением запрессовки и величины натяга

Уравнение, определяющее давление p в зависимости от величины натяга δ:

$$V_1 + |V_2| = \delta.$$

Подставляя выражения для V_1 и V_2, получим

$$\delta = \frac{p}{E}b\left(1-\nu^2\right)\sqrt{\frac{1-\nu}{\nu(2-\nu)}} + \frac{pa}{E}.$$

Откуда получим зависимость давления запрессовки от величины натяга

$$p = \frac{E\delta}{a + b\left(1-\nu^2\right)\sqrt{\dfrac{1-\nu}{\nu(2-\nu)}}}.$$

При $\nu = 0{,}3$ $p = \dfrac{E\delta}{b0{,}846 + a}$.

С другой стороны, величина натяга, обеспечивающего необходимое давление в соединении

$$\delta = \frac{p}{E}\left[b\left(1-\nu^2\right)\sqrt{\frac{1-\nu}{\nu(2-\nu)}}+a\right].$$

При $\nu = 0{,}3$ $\delta = \frac{p}{E}[b0{,}846 + a].$

Выводы

Получено точное решение задачи по определению напряжений и перемещений в плоском прессовом соединении, удовлетворяющее всем уравнениям механики сплошной упругой среды и граничным условиям.

Определена зависимость между давлением запрессовки и величины натяга.

Определено положение наиболее нагруженных точек и напряжения в них.

Библиографический список

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

2. **Буланов Э.А.** К вопросу о моментной теории упругости. Плоская деформация // Проблемы прочности. 1998. № 5. С. 82—88.

УДК 621.757

С.В. Кузнецова, *канд. техн. наук,* **А.Л. Симаков,** *д-р техн. наук*
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дегтярева)
E-mail: svkyznecova@gmail.com

Основы синтеза средств адаптации деталей с учетом принципа наименьшего принуждения

Изложены основы синтеза средств адаптации деталей с учетом принципа наименьшего принуждения. Описан способ применения данного принципа для решения задачи о воздействии на деталь при адаптации и совмещении. Определены соотношения, описывающие принуждение. На их основе выявлены условия рационального управления движением детали. В соответствии с условиями автоматизированного совмещения, адаптирующее устройство управляет движением детали с помощью активных сил или геометрических связей. Принуждение к программному движению должно быть сведено к минимуму.

The synthesis basis of the detail's adaptation means with account of the least constraint's principle are expounded. The way of this principle's application for the decision of the task of the influence to detail at adaptation and overlapping is described. The dependences describing constraint are defined. The conditions of the rational control of the detail's movement are revealed on it's base. The adaptation's device controls the detail's movement wherewith active forces or geometrical communications. The constraint to the program movement must be reduced to minimum.

Ключевые слова: ориентация силового воздействия, принцип наименьшего принуждения, программное движение адаптации и совмещения, расположение геометрических связей, синтез средств адаптации.

Keywords: force influence orientation, least constraint's principle, program movement of adaptation and overlapping, geometrical communication's arrangement, synthesis of the adaptation's devices.

Введение

Сборка — это управляемое движение деталей в целях совмещения их сопрягаемых поверхностей. Управляемое движение детали по программной траектории в системе сборки является необходимым, а уменьшение рассогласования — достаточным условиями авто-

матизированного совмещения [1]. Управление — это силовой фактор (силы, моменты сил), приложенный к детали для ее целенаправленного перемещения в процессе адаптации или движения совмещения. Функцию управления движением детали в процессе сборки осуществляют средства адаптации. Каким должно быть устройство, оказывающее воздействие на соединяемые детали, чтобы процесс сборки был успешным и рациональным? Как свести принуждение к программному движению детали (отклонение) к минимуму?

В работе рассматриваются вопросы, затрагивающие основы синтеза средств адаптации деталей с учетом принципа наименьшего принуждения.

Введем несколько предположений:

1) неудачная попытка совмещения означает наличие рассогласования осей сборочных компонент (линейных и/или угловых);

2) адаптация начинается после неудачной попытки подвода (совмещения) детали, т.е. с контактного взаимодействия;

3) перемещаемая осесимметричная деталь может находиться в следующих возможных состояниях взаимодействия с базовой деталью — одно-, двух-, трехточечный контакт;

4) назначение средства адаптации — уменьшить рассогласование между деталями;

5) воздействия на деталь, формируемые средством адаптации — это активные силы или геометрические связи (ограничения на перемещения).

Возникают следующие вопросы:

- Как следует прикладывать в пространстве силовое воздействие, используя геометрию детали (ось симметрии, высоту, диаметр, центр масс и т.п.)?
- За счет каких физических принципов можно реализовать силовое воздействие (упругих, центробежных, электромагнитных и др.)?
- Как расположить в пространстве геометрические связи, чтобы принуждение к программному движению совмещения было минимально?

На рис. 1 изображена схема процесса сборки, обозначены соединяемые детали, указаны сборочные движения адаптации, совмещения и приведены траектории.

Требуется определить вектор (или проекции на оси) управляющего воздействия, которое позволит уменьшить рассогласование, а затем осуществить совмещение с наименьшим принуждением к программному движению, т.е. ориентировать воздействие на деталь, чтобы принуждение стремилось к минимуму. Используем принцип наименьшего принуждения (принцип Гаусса) [2].

Сам термин "наименьшее принуждение" вызывает особый интерес. Каким образом и для чего природа минимизирует принуждение? Как это можно применить в инженерной практике? Для целей разного рода теоретических исследований и решения конкретных задач принципу наименьшего принуждения Гаусса даны различные модификации и обобщения [3].

Формулировка принципа наименьшего принуждения: "Движение системы материальных точек, связанных между собой произвольным образом и подверженных любым влияниям, в каждое мгновение происходит в наиболее совершенном, какое только возможно, согласии с тем движением, каким обладали бы эти точки, если бы все они стали свободными, т.е. происходит с наименьшим возможным принуждением, если в качестве меры принуждения, примененного в течение бесконечно малого мгновения, принять сумму произведений масс каждой точки на квадрат величины

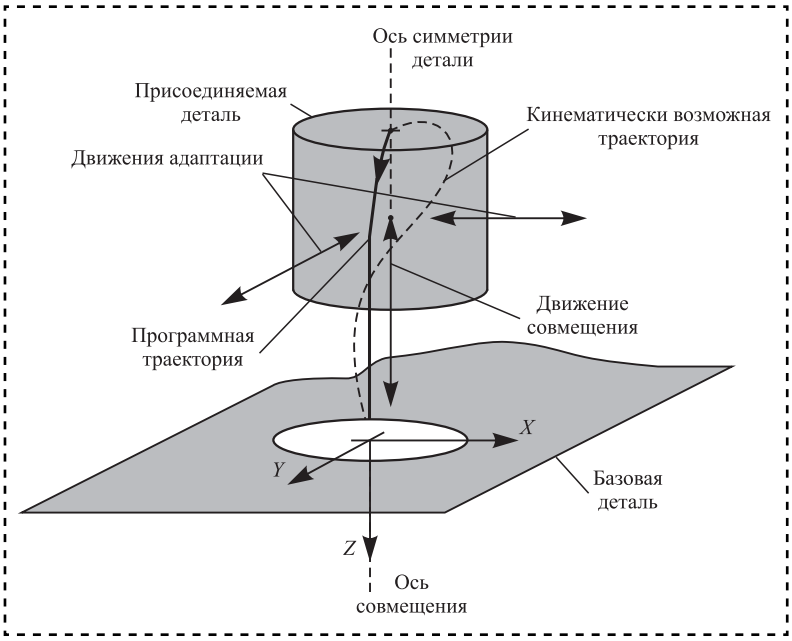


Рис. 1. Движения детали при сборке

ее отклонения от того положения, которое она заняла бы, если бы была свободной" [4].

Принуждение ξ в современной форме записи [3]:

$$\xi = \frac{1}{2}\sum_{i=1}^{N} m_i \left(w_i - \frac{F_i}{m_i} \right)^2, \qquad (1)$$

где N — число точек, входящих в систему;

m_i — масса i-й точки;

F_i — равнодействующая приложенных к ней активных сил;

w_i — ускорение данной точки.

Мерой принуждения Гаусс называет величину, характеризующую отклонение системы, движущейся под действием активных сил при наложенных на нее связях, от свободного движения, которое она имела бы начиная с рассматриваемого момента, двигаясь под действием тех же активных сил, с теми же начальными скоростями в момент времени t, если бы с этого момента были устранены наложенные на систему связи. В короткой интерпретации: принуждение — это мера отклонения относительно свободного движения.

Применим термин "принуждение" для описания движений детали в процессе сборки.

Деталь в процессе адаптации в момент времени t занимает положение A, обозначим ее скорость движения и ускорение — $\bar{v}$ и $\bar{w}$ соответственно (рис. 2). На деталь в процессе движения действуют: $\bar{F}$ — равнодействующая активных движущих сил и $\bar{S}$ — связь (равнодействующая реакций), накладывающая ограничение на перемещение детали. Деталь может двигаться: по инерции со скоростью $\bar{v}$ (совершая перемещение за элементарный промежуток времени τ из A в D); совершать движение по программной траектории под действием активной силы $\bar{F}$ (перемещаясь за элементарный промежуток времени τ из A в B); совершать реальное движение по кинематически возможным траекториям с ускорением $\bar{w}$ под действием активной силы $\bar{F}$ и накладывающей ограничения на перемещение связи $\bar{S}$ (перемещаясь за элементарный промежуток времени τ из A в C). Программная траектория в идеале совпадает с радиус-вектором рассогласования $\bar{\varepsilon}$ между соединяемыми деталями. Кинематически возможная траектория — это реальная траектория, которую формирует средство адаптации. Отклонение детали при ее реальном движении от программного выразится вектором $\overrightarrow{BC} = \overrightarrow{AC} - \overrightarrow{AB}$. Принуждением считают меру отклонения реального движения детали от программного, его величина может быть определена как произведение массы детали m на квадрат отклонения [4].

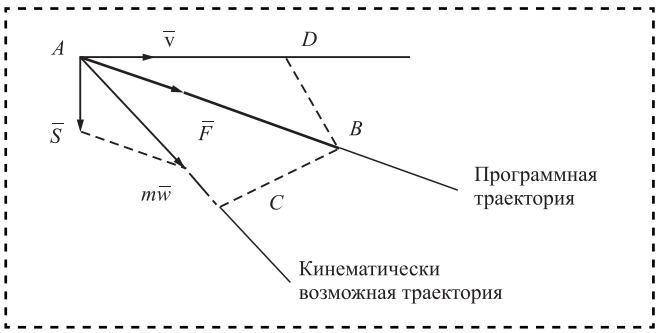


Рис. 2. Пояснение к понятию "принуждение" к программному движению детали

Принуждение при взаимодействии деталей в процессе движений адаптации и совмещения

Рассмотрим различные способы ориентирования воздействия на деталь при сборке с позиций принуждения (рис. 3). Определим принуждение детали при движениях адаптации и совмещения. Примем следующие обозначения: $\vec{G} = m\vec{g}$ — сила тяжести; $\vec{F}_{ад}$ — движущая сила (равнодействующая сил) процесса адаптации; $\vec{F}_{тр}$ — сила трения; $\vec{P}$ — движущая сила процесса совмещения (сборочное усилие); m — масса детали; $\vec{g}$ — ускорение свободного падения; γ — угол приложения движущей силы. При расчете принуждения присоединяемую деталь рассматривали как единственную точку (соответствующую центру масс).

Выражение (1) для принуждения запишем следующим образом:

$$\xi = \frac{1}{2}\sum m \left[\left(\ddot{x} - \frac{F_x}{m} \right)^2 + \left(\ddot{y} - \frac{F_y}{m} \right)^2 + \left(\ddot{z} - \frac{F_z}{m} \right)^2 \right], \qquad (2)$$

где $\ddot{x}$, $\ddot{y}$, $\ddot{z}$ — проекции ускорения детали;

F_x, F_y, F_z — проекции равнодействующей активных сил на оси координат X, Y и Z соответственно.

Рассмотрим движение в плоскости YZ для упрощения (пространственная задача решается аналогично). Проекции движущих сил и, соответственно, принуждение вдоль оси X отсутствуют.

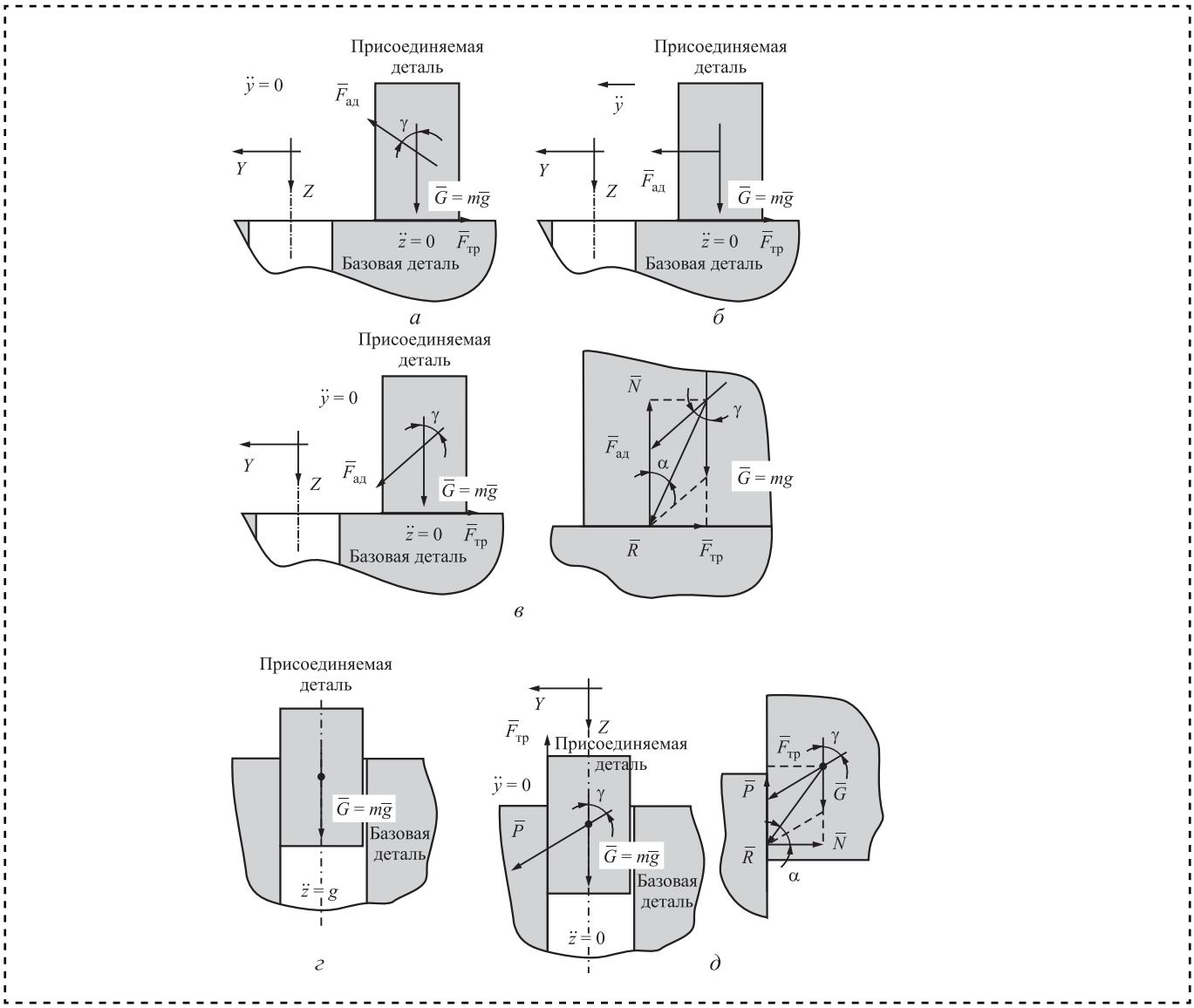


Рис. 3. Способы ориентирования воздействий на деталь при сборке:
а — движение адаптации: движущая сила направлена под углом к нормали плоскости адаптации (ослабление давления на базовую деталь); *б* — движение адаптации: движущая сила направлена параллельно плоскости адаптации; *в* — движение адаптации: движущая сила направлена под углом к нормали плоскости адаптации (усиление давления на базовую деталь); *г* — движение совмещения: свободное падение присоединяемой детали при отсутствии перекосов; *д* — движение совмещения при действии сборочного усилия, направленного под углом к оси совмещения

1. Движение адаптации: движущая сила направлена под углом к нормали плоскости адаптации (ослабление давления на базовую деталь).

Присоединяемая деталь находится под воздействием следующих сил (см. рис. 3, *а*): $\vec{G} = m\vec{g}$ и $\vec{F}_{ад}$ (направлена под углом γ к нормали к плоскости адаптации). Для выявления предельного принуждения разберем частный случай, когда деталь под действием приложенных сил и наложенных связей окажется неподвижной, т.е. проекции ускорения $\ddot{y} = 0$ и $\ddot{z} = 0$.

Согласно выражению (2) принуждение определяется:

$$\xi = \frac{1}{2}m\left[\left(\ddot{y} - \frac{F_y}{m}\right)^2 + \left(\ddot{z} - \frac{F_z}{m}\right)^2\right] = \\ = \frac{1}{2}m\left[\left(0 - \frac{F_{ад}\sin\gamma}{m}\right)^2 + \left(0 - \frac{G - F_{ад}\cos\gamma}{m}\right)^2\right]. \quad (3)$$

Для упрощения расчетов примем $F_{ад} = G$, тогда имеем: $\xi = \frac{G^2}{m}(1 - \cos\gamma)$.

Если пренебречь силой трения $\vec{F}_{\text{тр}} \to 0$, то в выражении принуждения (3) слагаемое для оси Y будет стремиться к нулю:

$$\xi = \frac{1}{2}m\left[\left(\ddot{y} - \frac{F_{\text{ад}}\sin\gamma}{m}\right)^2 + \left(0 - \frac{G - F_{\text{ад}}\cos\gamma}{m}\right)^2\right] = \\ = \frac{G^2}{2m}(1-\cos\gamma)^2.$$

Запишем принуждение в виде интервала: $\xi_{\min} \leqslant \xi \leqslant \xi_{\max}$, где слева наложены минимальные ограничения $\left(\vec{F}_{\text{тр}} \to 0\right)$, справа — максимально возможные ограничения на движение детали (неподвижное состояние). В реальности принуждение будет находиться в интервале:

$$\frac{G^2}{2m}(1-\cos\gamma)^2 \leqslant \xi \leqslant \frac{G^2}{m}(1-\cos\gamma).$$

2. Движение адаптации: движущая сила направлена параллельно плоскости адаптации.

На присоединяемую деталь действуют (см. рис. 3, *б*): $\vec{G} = m\vec{g} = F_z$ и $\vec{F}_{\text{ад}} = F_y$ (направлена параллельно оси Y). Если влиянием силы трения пренебрегаем, то принуждение:

$$\xi = \frac{1}{2}m\left[\left(\ddot{y} - \frac{F_y}{m}\right)^2 + \left(\ddot{z} - \frac{F_z}{m}\right)^2\right] = \\ = \frac{1}{2}m\left[\left(\ddot{y} - \frac{F_{\text{ад}}}{m}\right)^2 + \left(0 - \frac{G}{m}\right)^2\right]. \quad (4)$$

Деталь беспрепятственно перемещается в плоскости адаптации, слагаемое выражения (4) $\left(\ddot{y} - \frac{F_{\text{ад}}}{m}\right) \to 0$, принуждение вдоль оси Y отсутствует. Имеет место только принуждение по оси Z: $\xi = \frac{1}{2}\frac{G^2}{m}$.

Введем в рассмотрение силу трения $\vec{F}_{\text{тр}}$ такой, что движение адаптации прекратится ($\ddot{y} \to 0$ — деталь не сдвинется с места, максимальное ограничение). Примем $F_{\text{ад}} = G = F_{\text{тр}}$:

$$\xi = \frac{1}{2}m\left[\left(\ddot{y} - \frac{F_y}{m}\right)^2 + \left(\ddot{z} - \frac{F_z}{m}\right)^2\right] = \\ = \frac{1}{2}m\left[\left(0 - \frac{G}{m}\right)^2 + \left(0 - \frac{G}{m}\right)^2\right] = \frac{G^2}{m}.$$

Варьируя величину силы трения, получаем, что принуждение принадлежит интервалу:

$$\frac{G^2}{2m} \leqslant \xi \leqslant \frac{G^2}{m}.$$

3. Движение адаптации: движущая сила направлена под углом к нормали плоскости адаптации (усиление давления на базовую деталь).

На присоединяемую деталь действуют силы, как показано на рис. 3, *в*. Деталь покоится под действием приложенных сил и связей $(\ddot{y}, \ddot{z} \to 0)$. Принуждение определим следующим образом:

$$\xi = \frac{1}{2}m\left[\left(\ddot{y} - \frac{F_y}{m}\right)^2 + \left(\ddot{z} - \frac{F_z}{m}\right)^2\right] = \\ = \frac{1}{2}m\left[\left(0 - \frac{F_{\text{ад}}\sin\gamma}{m}\right)^2 + \left(0 - \frac{F_{\text{ад}}\cos\gamma + G}{m}\right)^2\right]. \quad (5)$$

Принимая $F_{\text{ад}} = G$, имеем

$$\xi = \frac{1}{2}m\left[\left(\frac{G\sin\gamma}{m}\right)^2 + \left(\frac{G\cos\gamma + G}{m}\right)^2\right] = \frac{G^2}{m}(1+\cos\gamma).$$

Если пренебречь силой трения $\vec{F}_{\text{тр}} \to 0$, то в выражении принуждения (5) слагаемое для оси Y будет стремиться к нулю:

$$\xi = \frac{1}{2}m\left[\left(\ddot{y} - \frac{F_{\text{ад}}\sin\gamma}{m}\right)^2 + \left(0 - \frac{F_{\text{ад}}\cos\gamma + G}{m}\right)^2\right] = \\ = \frac{1}{2}m\left(\frac{F_{\text{ад}}\cos\gamma + G}{m}\right)^2 = \frac{G^2}{2m}(1+\cos\gamma)^2.$$

Для данного случая принуждение принадлежит интервалу: $\frac{G^2}{2m}(1+\cos\gamma)^2 \leqslant \xi \leqslant \frac{G^2}{m}(1+\cos\gamma)$.

4. Движение совмещения: свободное падение присоединяемой детали при отсутствии перекосов.

Если деталь совершает свободное падение в сборочном движении (см. рис. 3, *г*) (иные силы не действуют), то $\ddot{z} = \vec{g}$, проекции движущей силы $\vec{G} = m\vec{g} = F_z$ на оси F_x и F_y равны нулю, как и соответствующие ускорения $\ddot{x}$ и $\ddot{y}$, то принуждение $\xi \to 0$:

$$\xi = \frac{1}{2}\sum m\left[\left(0 - \frac{0}{m}\right)^2 + \left(0 - \frac{0}{m}\right)^2 + \\ + \left(g - \frac{mg}{m}\right)^2\right] \to 0. \quad (6)$$

Принуждение отсутствует (или минимально).

5. Движение совмещения: сборочное усилие направлено под углом к оси совмещения.

На присоединяемую деталь действуют активные силы: сборочное усилие $\vec{P}$ в направлении под углом γ к вертикали (оси Z) и сила тяжести $\vec{G} = m\vec{g}$. Примем допущение, что деталь под действием приложенных сил и наложенных связей (см. рис. 3, *д*) неподвижна. Равнодействующая активных сил $\vec{R} = \vec{P} + \vec{G}$. Рассмотрим (предельное) положение равновесия — равнодействующая $\vec{R}$ направлена под углом α, соответствующим углу трения:

$$\mathrm{tg}\varphi = f;\ \alpha \leqslant \varphi,$$

где f — коэффициент трения;

φ — угол трения.

Наблюдается явление заклинивания или самоторможения. При этом неизбежно появление связей и возникновение реакций. Реальная (шероховатая) связь слагается из двух составляющих: из нормальной реакции $\vec{N}$ и перпендикулярной ей силы трения $\vec{F}_{\text{тр}}$. Проанализируем случай, когда активные силы уравновешиваются реакциями связей (присоединяемая деталь прижимается к внутренней поверхности базовой детали, препятствуя движению совмещения). Для данного случая принуждение вычисляется следующим образом $(\ddot{y}, \ddot{z} \to 0)$:

$$\xi = \frac{1}{2}\sum m\left[\left(0 - \frac{R\cos\alpha}{m}\right)^2 + \left(0 - \frac{R\sin\alpha}{m}\right)^2\right] = \\ = \frac{1}{2}\sum m\left[\left(\frac{P\sin\gamma}{m}\right)^2 + \left(\frac{P\cos\gamma + G}{m}\right)^2\right]. \quad (7)$$

Если принять $P = G$, то $\alpha + \frac{\gamma}{2} = 90°$, тогда принуждение:

$$\xi = \frac{1}{2}\sum m\left[\left(\frac{G\sin\gamma}{m}\right)^2 + \left(\frac{G\cos\gamma + G}{m}\right)^2\right] = \\ = \frac{1}{2m}\left[G^2\sin^2\gamma + G^2\cos^2\gamma + 2G^2\cos\gamma + G^2\right] = \\ = \frac{2G^2}{2m}(1 + \cos\gamma) = \frac{G^2}{m}(1 + \cos\gamma).$$

При $\mathrm{tg}\alpha = f$; $\alpha = \mathrm{arctg} f$; $\frac{\gamma}{2} + \alpha = 90°$; $\gamma = 2(90° - \mathrm{arctg}\, f)$, имеем

$$\xi = \frac{G^2}{m}(1 + \cos\gamma) = \frac{G^2}{m}\left[1 - \cos\left(2\,\mathrm{arctg}\, f\right)\right].$$

Если пренебречь силой трения $\vec{F}_{\text{тр}} \to 0$, то в выражении принуждения (7) слагаемое для оси Z будет стремиться к нулю:

$$\xi = \frac{1}{2}\sum m\left[\left(0 - \frac{R\cos\alpha}{m}\right)^2 + \left(\ddot{z} - \frac{R\sin\alpha}{m}\right)^2\right] = \\ = \frac{G^2\sin^2\gamma}{2m}.$$

Варьируя величину силы трения, получаем, что принуждение принадлежит интервалу:

$$\frac{G^2\sin^2\gamma}{2m} \leqslant \xi \leqslant \frac{G^2}{m}(1 + \cos\gamma).$$

Результаты исследований принуждений для движений адаптации и совмещения сведены в таблицу (принуждение возрастает слева направо).

Движение адаптации не может быть свободным (с минимальным принуждением), поскольку ограничивается геометрической связью (плоскостью адаптации). Однако уменьшение принуждения (относительно свободного движения) может быть достигнуто за счет варьирования угла приложения движущей силы относительно нормали к плоскости адаптации (снижения степени прижатия детали).

Движение совмещения совершается с минимальным принуждением (свободное падение), если сборочное усилие, приложенное к центру масс детали, является силой тяжести. К сожалению, свободное движение не всегда истинно.

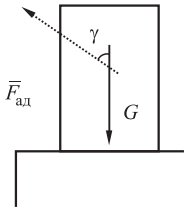
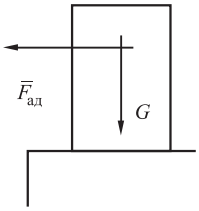
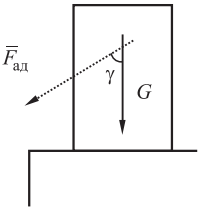
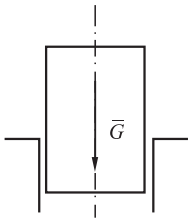
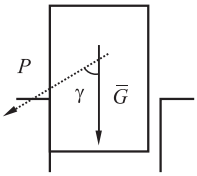
Основы синтеза средств адаптации деталей с учетом принципа наименьшего принуждения

Истинное движение — это движение по программной траектории (адаптации, совмещения). При движении к цели (базовой детали) не должно быть увеличения рассогласования. Чтобы перемещать деталь по программной траектории, необходимо воздействовать на нее активными силами и/или накладывать связи, ограничивающие отклонение от цели. Таким образом, при синтезе средств адаптации результатом должны быть активные силы и связи.

Выделим пути уменьшения рассогласования между деталями при сборке:

1. Средство адаптации при известном положении базовой детали должно формировать

Принуждения при адаптации и совмещении

Движение адаптации		
		
$\frac{G^2}{2m}(1-\cos\gamma)^2 \leqslant \xi \leqslant \frac{G^2}{m}(1-\cos\gamma)$	$\frac{1}{2}\frac{G^2}{m} \leqslant \xi \leqslant \frac{G^2}{m}$	$\frac{G^2}{2m}(1+\cos\gamma)^2 \leqslant \xi \leqslant \frac{G^2}{m}(1+\cos\gamma)$
Движение совмещения		
		
$\xi \to 0$	$\frac{G^2\sin^2\gamma}{2m} \leqslant \xi \leqslant \frac{G^2}{m}(1+\cos\gamma)$	

активное силовое воздействие на присоединяемую деталь в направлении уменьшения рассогласования ε (рис. 4).

Примерами средств адаптации, реализующих данный прием, являются всевозможные устройства направленного (управляемого) поиска согласованного положения деталей [5].

2. Средство адаптации, при наличии неопределенности положения базовой детали, должно формировать геометрические связи, ограничивающие (уменьшающие) радиус окружности неопределенности (рис. 5).

Уменьшить неопределенность в расположении собираемых деталей возможно путем

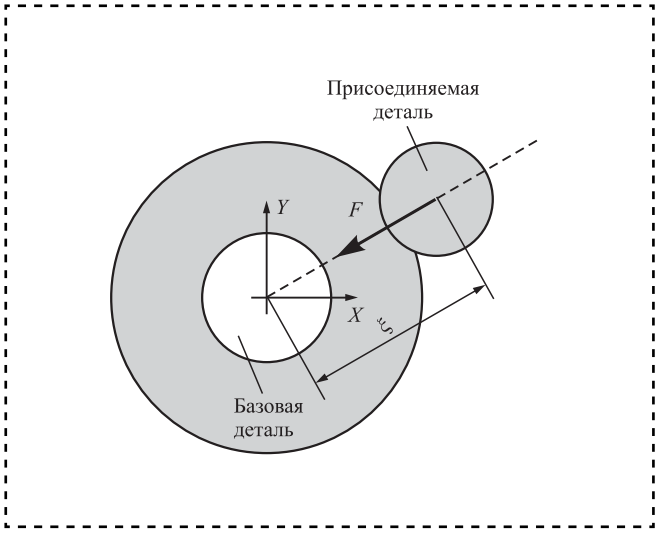


Рис. 4. Средство адаптации при известном положении базовой детали формирует активное силовое воздействие на присоединяемую деталь в направлении уменьшения рассогласования

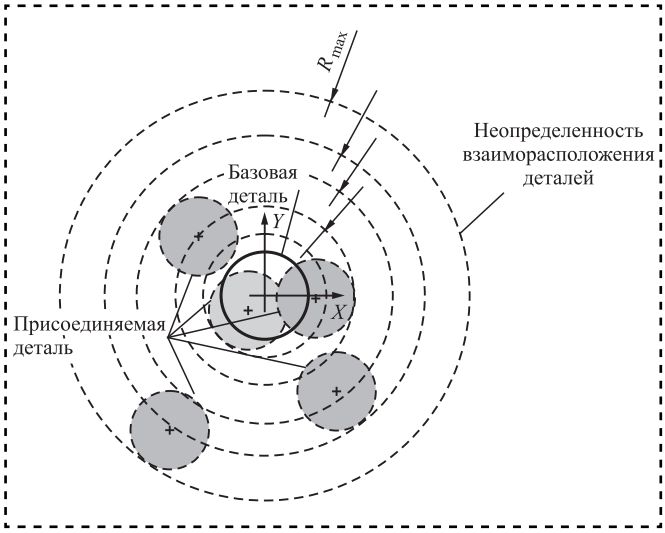


Рис. 5. Средство адаптации при неизвестном положении базовой детали формирует геометрические связи, уменьшающие неопределенность

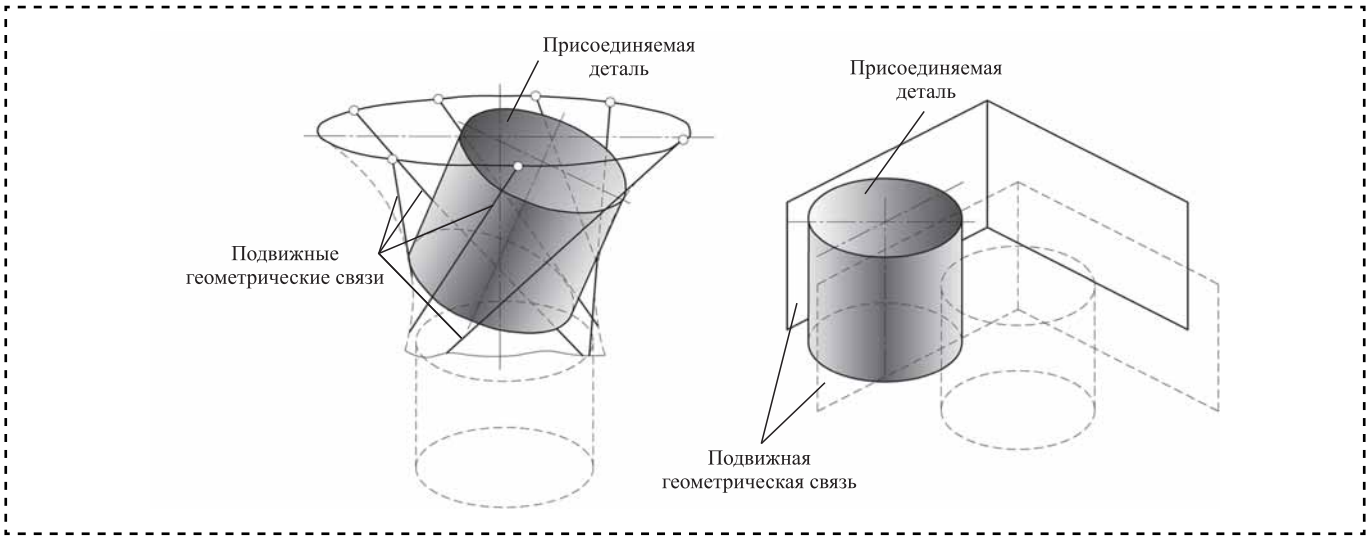


Рис. 6. Средство адаптации, задающее подвижную геометрическую связь, формирует силовое воздействие на перемещаемую деталь

наложения геометрических связей, т.е. в адаптирующем устройстве и/или деталях должны быть предусмотрены такие конструктивные элементы, как фаски, уклоны, направляющие, воронки [5]. В большинстве случаев это неподвижные геометрические связи.

Средство адаптации, задающее подвижную геометрическую связь, будет формировать силовое воздействие на перемещаемую деталь. На рис. 6 изображены средства адаптации, содержащие перемещающие элементы, являющиеся подвижными геометрическими связями [6, 7].

Устройства ненаправленного (неуправляемого) поиска согласованного положения деталей (сканирование поверхности или вероятностный (хаотический) поиск) [5], которым не свойственны рассмотренные выше пути уменьшения рассогласования, имеют право на существование, однако рациональными их с позиций принуждения к программной траектории назвать нельзя. На рис. 7 приведены процессы движения детали по программной и кинематически возможным траекториям.

Программная траектория — это радиус-вектор рассогласования $\bar{\xi}$ между соединяемыми деталями. Движение по программной траектории характеризуется убыванием рассогласования (и его производных) во времени экспоненциально. Кинематически возможная траектория — это реальная траектория, которую формирует средство адаптации. В ее формировании участвуют не только активные движущие силы, но и связи (ограничители). Различия реальной и программной

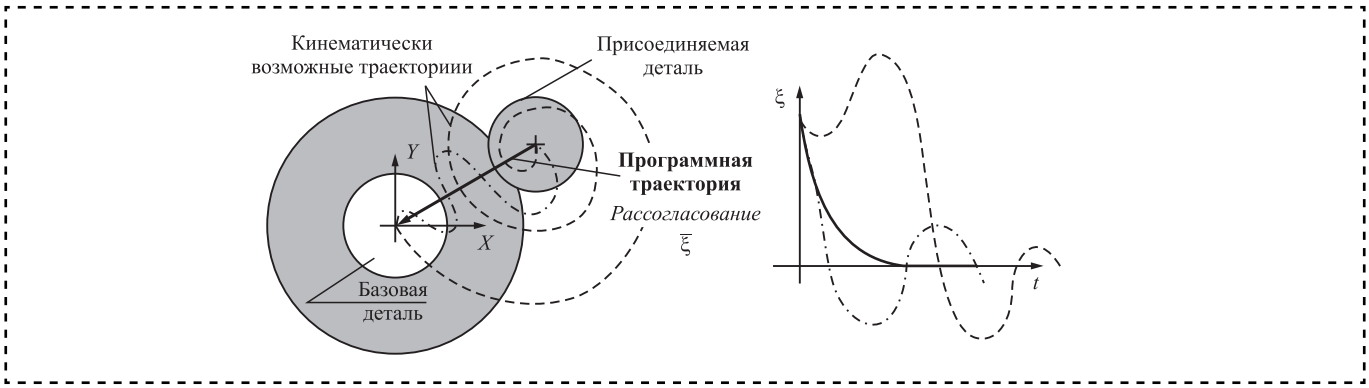


Рис. 7. Процессы движения детали по программной и кинематически возможным траекториям

траекторий обусловлены неопределенностью рассогласования между деталями или погрешностями в ориентации движущей силы. Эта проблема имеет прямое отношение к управлению (движением). Средство адаптации должно стремиться свести принуждение (отклонение) реального движения относительно программной траектории к минимуму.

Заключение

Представлен принцип наименьшего принуждения с позиций автоматизированной сборки. Под принуждением понимается мера отклонения реального движения детали относительно программного. Определены соотношения, описывающие принуждения, соответствующие процессам адаптации и совмещения. Изложены основы синтеза средств адаптации деталей, базирующиеся на принципе наименьшего принуждения. В соответствии с условиями автоматизированного совмещения, адаптирующее устройство должно осуществлять управляемое перемещение детали в направлении уменьшения рассогласования с помощью активных сил или геометрических связей. Принуждение должно быть сведено к минимуму.

Библиографический список

1. **Симаков А.Л.** Обоснование методов и средств адаптации соединяемых деталей на базе принципов автоматического управления и выявленных взаимосвязей при автоматизированной сборке: дис. ... д-ра техн. наук: 05.13.06. Ковров, 2003. 373 с.
2. **Гаусс К.** Об одном новом общем принципе механики // Вариационные принципы механики. М.: Физматгиз, 1959. С. 170—172.
3. **Маркеев А.П.** О принципе наименьшего принуждения // Сборник научно-методических статей. Теоретическая механика. 2000. Вып. 23. С. 29—45.
4. **Беленький И.М.** Введение в аналитическую механику. М.: Высшая школа, 1964. 324 с.
5. **Бедрин В.М., Бедрина А.В.** Обзор методов и устройств автоматического ориентирования деталей при сборке // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2000. № 2. С. 7—21.
6. **Кабаева О.Н., Симаков А.Л.** Выбор кинематической схемы устройства пассивной адаптации и ее конструктивная реализация // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2007. № 2. С. 20—25.
7. **Кузнецова С.В., Симаков А.Л.** Устройство для сборки осесимметричных деталей на базе манипулятора с параллельной кинематикой // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 8. С. 3—15.

Читайте в следующем номере:

Шишкарев М.П. Выбор оптимальной точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт

Розинов А.Я. Физические и технико-экономические особенности процесса сборки монтажных соединений балок набора металлоконструкций

Панин С.В., Корниенко Л.А., Хуан Цитао, Буслович Д.Г., Алексенко В.О. Механические и триботехнические свойства композитов на основе СВМПЭ со стекловолокном, функционализированным силансодержащими модификаторами (часть 1)

Петров А.Н., Таусенев Д.С., Мизера С.В., Петров М.А. Гранулометрический анализ коллоидного графита, применяемого для смазочных материалов в процессах горячей обработки металлов давлением

Мигранов М.Ш., Мигранов А.М., Шехтман С.Р. Повышение износостойкости "дуплексных" покрытий для режущего инструмента путем ионного смешивания

Рапилбекова Н.С. О распространении тепла при несовершенном теплообмене в сечении двухмерной среды

УДК 621.838.222

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

Особенности эксплуатации модернизированной адаптивной фрикционной муфты первого поколения

Рассмотрены три различных способа регулирования номинального вращающего момента адаптивных фрикционных муфт. При регулировании точность срабатывания муфт изменяется. Приведены наилучшие с точки зрения нагрузочной способности и точности срабатывания муфт способы регулирования.

It is shown that there are three different ways to control the value of the nominal torque of adaptive friction clutches, and when adjusting the accuracy of the couplings varies with all methods. Given the best from the point of view of load carrying capacity and precision operation of the clutch control methods.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, способ регулирования, нагрузочная способность, точность срабатывания, анализ.

Keywords: adaptive friction clutch, control method, load capacity, accuracy of operation, analysis.

Введение

Модернизированный вариант адаптивной фрикционной муфты (АФМ) первого поколения характеризуется наличием одноконтурной отрицательной обратной связи, охватывающей фрикционную группу муфты [1, 2].

Сущность модернизации конструкции муфты заключается в том, что управляющее устройство (УУ) выполнено в виде отдельного блока, имеющего подвижную механическую связь с нажимным диском. Благодаря этому при определенном коэффициенте трения между элементами пар трения фрикционной группы, изменяющимся в процессе эксплуатации [3], УУ выключает из работы дополнительное силовое замыкание фрикционной группы. В результате этого существенно повышается точность срабатывания АФМ, у которой номинальный вращающий момент увеличен, а максимальный вращающий момент — уменьшен.

Поскольку силовое замыкание пар трения фрикционной группы муфты осуществляется как с помощью основной, так и с помощью дополнительной пружин, номинальный вращающий момент АФМ, устанавливаемый при первоначальной настройке, зависит от сил натяжения обеих пружин [4, 5].

Настройка АФМ в процессе эксплуатации предусматривает раздельное регулирование сил обеих пружин или одновременную их настройку. В результате настройки изменяются как силы натяжения пружин, так и соотношение между этими силами [6].

Однозначно прогнозировать картину изменения предельного вращающего момента АФМ при указанных способах регулирования затруднительно, поэтому требуется специальное исследование.

Цель работы — исследование влияния процесса регулирования модернизированной АФМ первого поколения на ее технико-эксплуатационные характеристики — нагрузочную способность и точность срабатывания.

Объект исследования — модернизированный вариант АФМ первого поколения (рис. 1). Полумуфты *1* и *2* кинематически связаны между собой при помощи фрикционной группы,

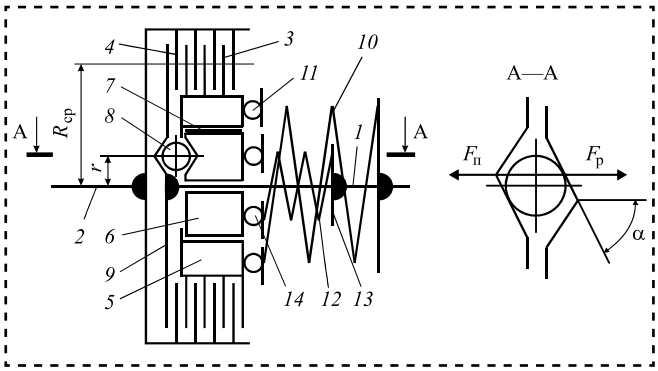


Рис. 1. Принципиальная схема модернизированной АФМ первого поколения

состоящей из дисков трения *3* и *4*, а также нажимного диска *5*.

Диски *3* связаны посредством шлицевого соединения со ступицей нажимного диска *5*, а диски *4* — аналогичным способом с барабаном полумуфты *2*. Шлицевое соединение обеспечивает подвижность сопряженных элементов в осевом направлении.

Нажимной диск *5* смонтирован на втулке *6* и связан с ней в окружном направлении при помощи направляющей шпонки *7*. Втулка *6* лишена кинематической связи с полумуфтой *1* в окружном и осевом направлениях, за исключением малозначащих сил трения между ними. Слева втулка *6* упирается в бурт нажимного диска *5* (см. рис. 1).

УУ муфты выполнено в виде тел качения (шариков) *8*, которые размещены в скошенных гнездах, выполненных на оппозитных торцевых поверхностях втулки *6* и жестко закрепленного на ступице полумуфты *1* упорного диска *9* (см. рис. 1, сечение А—А).

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

— пружины *10*, которая непосредственно воздействует на нажимной диск *5* через упорный подшипник *11* для уменьшения сил трения между нажимным диском и пружиной во время работы;

— пружины *12*, которая расположена между втулкой *6* и жестким упором *13*, закрепленным на ступице полумуфты *1*. Для уменьшения сил трения между пружиной *12* и втулкой *6* установлен упорный подшипник *14*.

Формула вычисления вращающего момента АФМ имеет следующий вид [7]:

$$T_п = zF_п R_{ср}(1+n)\frac{f_i}{1+(z-1)Cf_i}, \qquad (1)$$

где z — число пар трения фрикционной группы;

$F_п$ — сила натяжения пружины *10*;

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

n — коэффициент,

$$n = \frac{F_{п1}}{F_п}, \qquad (2)$$

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

f_i — текущее значение коэффициента трения;

C — коэффициент усиления (КУ) отрицательной обратной связи, $C = \frac{R_{ср}}{r}\operatorname{tg}\alpha$;

α — угол скоса боковой стенки гнезда под тело качения *8* (см. рис. 1, сечение А—А);

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

Формула (1) показывает, что при варьировании коэффициента n могут быть различные варианты изменения вращающего момента муфты $T_п$. Коэффициент n изменяется за счет изменения сил:

$F_{п1}$ (при фиксированной силе $F_п$);

$F_п$ (при фиксированной силе $F_{п1}$);

$F_п$ и $F_{п1}$ одновременно.

Вариант 1. В данном варианте возможны следующие комбинации.

1.1. При увеличении силы $F_{п1}$ увеличивается согласно соотношению (1) вращающий момент $T_п$, в том числе номинальный вращающий момент муфты (при минимальном значении коэффициента трения [4]). На это указывает увеличение коэффициента n в соответствии с выражением (2).

Максимальный вращающий момент $T_{п\ max}$, соответствующий максимальному коэффициенту трения, при этом остается неизменным. Это объясняется особенностью работы АФМ — блокируется действие пружины *12* на нажимной диск при максимальном коэффициенте трения.

1.2. При уменьшении силы $F_{п1}$ происходит уменьшение вращающего момента $T_п$, в том числе номинального вращающего момента муфты, из-за уменьшения коэффициента n. Максимальный вращающий момент $T_{п\ max}$ при этом не изменяется.

1.3. При увеличении номинального вращающего момента муфты (согласно п. 1.1) и при сохранении неизменного $T_{п\ max}$ точность срабатывания АФМ повышается.

1.4. При уменьшении номинального вращающего момента муфты (согласно п. 1.2) и при $T_{п\ max}$ = const точность срабатывания муфты снижается.

Вариант 2. При регулировании АФМ за счет изменения силы $F_п$ и при сохранении неизменной силы $F_{п1}$ возможны следующие случаи.

2.1. При увеличении силы $F_п$ увеличивается номинальный вращающий момент муфты. Максимальный вращающий момент АФМ при этом также увеличивается. Коэффициент n согласно соотношению (2) уменьшается.

2.2. При уменьшении силы $T_п$ уменьшается номинальный вращающий момент АФМ, а также ее максимальный вращающий момент $T_{п\ max}$. Коэффициент n возрастает.

2.3. При увеличении силы $F_п$ уменьшается точность срабатывания АФМ [7]:

$$K_т = \frac{f_{max}\left[1+(z-1)Cf_{min}\right]}{(1+n)\left[1+2(z-1)R_{ср}f_1 f_{max}/d\right]}, \qquad (3)$$

где $K_т$ — коэффициент точности АФМ;

f_{min} — минимальный коэффициент трения;

f_{max} — максимальный коэффициент трения;

f_1 — коэффициент трения между подвижными элементами *5* и *7* (см. рис. 1);

d — наружный диаметр втулки *6*.

При увеличении силы $F_п$ уменьшается коэффициент n (см. соотношение (2)), чем объясняется согласно выражению (3) уменьшение точности срабатывания муфты.

2.4. При уменьшении силы $F_п$ происходит увеличение коэффициента n и, в соответствии с выражением (3), повышение точности срабатывания муфты. В данном случае максимальный вращающий момент $T_{п\ max}$ уменьшается быстрее, чем номинальный вращающий момент муфты, что является следствием повышения точности ее срабатывания.

Вариант 3. В данном случае регулирование муфты осуществляется за счет одновременного изменения сил $F_п$ и $F_{п1}$. При этом возможны следующие случаи.

3.1. Увеличение силы $F_{п1}$ и одновременное уменьшение силы $F_п$ приводит к увеличению коэффициента n и к повышению точности срабатывания муфты.

Характер изменения нагрузочной способности АФМ зависит от характера изменения суммы сил $F_п + F_{п1}$:

— при увеличении суммы указанных сил нагрузочная способность муфты повышается (см. соотношение (1) с учетом формулы (2));

— при уменьшении суммы сил нагрузочная способность муфты снижается.

3.2. Уменьшение силы $F_{п1}$ и одновременное увеличение силы $F_п$ приводит к уменьшению коэффициента n, т.е. к снижению точности срабатывания АФМ.

Нагрузочная способность муфты изменяется в зависимости от характера изменения суммы сил натяжения пружин *10* и *12*.

3.3. При одновременном увеличении сил $F_п$ и $F_{п1}$ возможны следующие варианты:

— увеличение силы $F_{п1}$ больше, чем увеличение силы $F_п$, тогда согласно соотношению (2) увеличивается коэффициент n и в соответствии с выражением (3) повышается точность срабатывания муфты. Номинальный вращающий момент АФМ при этом также увеличивается;

— увеличение силы $F_п$ больше, чем увеличение силы $F_{п1}$. При этом коэффициент n уменьшается, и точность срабатывания муфты снижается. Номинальный вращающий момент муфты увеличивается.

3.4. В случае одновременного уменьшения сил $F_{п1}$ и $F_п$ возможны следующие варианты:

— уменьшение силы $F_{п1}$ превышает уменьшение силы $F_п$. Уменьшается коэффициент n, что сопровождается снижением точности срабатывания муфты. Нагрузочная способность АФМ при этом падает;

— уменьшение силы $F_п$ превышает уменьшение силы $F_{п1}$. Коэффициент n возрастает, точность срабатывания муфты повышается, а номинальный вращающий момент АФМ уменьшается.

Анализ способов регулирования АФМ

Качественный анализ способов регулирования АФМ показывает лишь вектор изменения нагрузочной способности и точности срабатывания муфты. Количественный анализ, основанный на оценке номинального вращающего момента и коэффициента точности, даст возможность выбрать оптимальные способы регулирования.

В исследуемой АФМ доступ к узлу регулирования силы натяжения пружины *12* затруднен, поскольку зона, в которой она расположена, закрыта нажимным диском, пружиной *10* и узлом ее регулирования (см. рис. 1).

Полагая, что приведенная принципиальная схема АФМ отражает реальную конструкцию муфты (для упрощения исследования первого этапа), проведем выборку предложенных выше способов регулирования. Основная задача регулирования муфты — настройка ее на необходимый вращающий момент, соответствующий текущим потребностям технологического процесса, выполняемого машиной, поэтому примем во внимание второй показатель — точность срабатывания [8].

Поскольку целью регулирования муфты может быть как увеличение, так и уменьшение величины номинального вращающего момента, следовательно, при анализе способов настройки будем учитывать те способы, которые приводят к любому изменению нагрузочной способности АФМ [9].

Способы регулирования АФМ 2.1 и 2.2 приводят: в первом случае — к увеличению нагрузочной способности и снижению точности срабатывания муфты, во втором — к уменьшению нагрузочной способности и повышению точности срабатывания АФМ.

Если уменьшение или увеличение нагрузочной способности АФМ обусловлено эксплуатационной необходимостью, то формально может быть выбран соответствующий способ регулирования. Однако способ 2.1 приводит к снижению точности срабатывания АФМ, а способ 2.2 — к уменьшению нагрузочной способности, что относится к обязательным сопутствующим факторам данных действий.

Проведем оценку эксплуатационных характеристик АФМ в результате регулирования [10]. Оптимальность сочетания нагрузочной способности и точности срабатывания предохранительной муфты оценим специальным показателем — коэффициентом оценки эксплуатационных характеристик:

$$K_{\text{о}} = \frac{T_{\text{н.у}}}{K_{\text{т}}}, \qquad (4)$$

где $T_{\text{н.у}}$ — условный номинальный (настроечный) вращающий момент муфты.

Условный номинальный вращающий момент исследуемой АФМ вычислим по формуле [10]:

$$T_{\text{н.у}} = \frac{z(1+n)f_{\min}}{1+(z-1)Cf_{\min}}. \qquad (5)$$

Формула (5) записана с учетом соотношения (1), с заменой в нем параметра f_i на $f_{\min}$.

Принимая во внимание соотношения (3) и (5), формулу (4) представим в следующем виде:

$$K_{\text{о}} = \frac{z(1+n)^2 f_{\min}^2 \left[1+2(z-1)R_{\text{ср}}f_1 f_{\max}/d\right]}{f_{\max}\left[1+(z-1)Cf_{\min}\right]^2}. \qquad (6)$$

Учитывая специфику направления исследования, в формуле (6) переменным является параметр n. Построим график функции $K_{\text{о}}(n)$ по следующим исходным данным: $z = 8$; $f_{\min} = 0{,}1$; $f_{\max} = 0{,}8$; $R_{\text{ср}} = 0{,}1$ м; $d = 0{,}03$ м; $f_1 = 0{,}15$.

Коэффициент усиления вычисляли по соотношению [11]:

$$C = \frac{dn + 2(z-1)R_{\text{ср}}f_1 f_{\max}}{d(z-1)f_{\max}}. \qquad (7)$$

График функции (6) показан на рис. 2 прямой *1*, а функции (7) — прямой *2*. Для сравнения на рис. 2 приведены графики функций показателя $K_{\text{о}}$ для АФМ других типов:

— АФМ типа муфты Н.Д. Вернера — прямая *3*;

— АФМ второго поколения (базовый вариант) — прямая *4*;

— модифицированной АФМ второго поколения — прямая *5*;

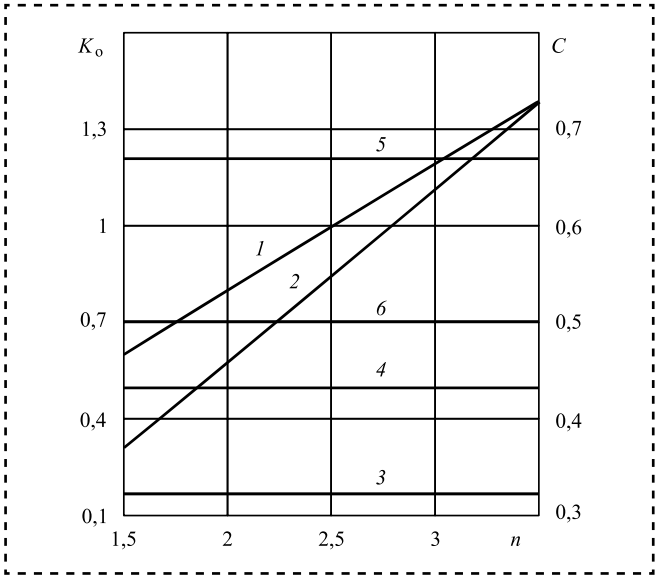


Рис. 2. Зависимости коэффициента оценки и коэффициента усиления от коэффициента *n*

— АФМ с бифункциональным УУ — прямая *6*.

Характер графиков *3—6* объясняется тем, что для АФМ, которым соответствуют указанные графики, коэффициент n не применяется. Данные для построения графиков *3—6* взяты из работы [10], в которой показано, что эффективность АФМ по совокупности эксплуатационных показателей тем выше, чем больше коэффициент $K_о$.

При $n > 3$ исследуемая АФМ эффективнее, чем сравниваемые муфты, по совокупности нагрузочной способности и точности срабатывания. При меньших значениях коэффициента n эффективность исследуемой АФМ снижается и уже при значении $n = 1{,}5$ становится ниже, чем эффективность модифицированной АФМ второго поколения (прямая *5*) и АФМ с бифункциональным УУ (прямая *6*) [12].

При небольших значениях коэффициента n эффективность исследуемой АФМ на основе комплексной оценки относительно невелика и уступает некоторым типам АФМ. С другой стороны, некоторые способы регулирования исследуемой АФМ позволяют одновременно увеличивать как нагрузочную способность, так и точность срабатывания муфты [13], например способы 1.1, 3.3 (при одновременном увеличении сил $F_{п1}$, $F_п$ и при условии увеличения силы $F_{п1}$ больше, чем силы $F_п$).

Остальные способы регулирования (кроме способов 2.1 и 2.2) приводят к противоречивым (с точки зрения комплексной оценки эксплуатационных свойств муфты) результатам: к увеличению номинального вращающего момента и к снижению точности срабатывания (способы 3.1, 3.4) [14, 15].

Для способов 1.1 и 3.3 коэффициент $K_о$ вычисляли также по формуле (6): при повышении номинального вращающего момента на одинаковую величину изменение $K_о$ такое же, что и при других способах настройки АФМ.

Единственное преимущество способа 3.3 — возможность настройки АФМ на более высокий номинальный вращающий момент, а в случае увеличения силы $F_{п1}$, большего, чем увеличение силы $F_п$, — повышение эффективности способа за счет большего роста коэффициента n и условного вращающего момента $T_{н.у}$.

Конструктивно-техническая реализация способа настройки 3.3

Данный способ предусматривает одновременное изменение сил натяжения пружин *10* и *12* (см. рис. 1). Доступ к пружине *12* закрыт пружиной *10* и элементом для регулирования силы натяжения этой пружины.

Последовательное регулирование сил натяжения пружин *10* и *12* при схеме расположения элементов муфты, показанной на рис. 1, требует предварительного демонтажа пружины *10* и ее регулировочного элемента, а после регулирования силы натяжения пружины *12* — их монтажа в обратном порядке.

Эта схема расположения элементов АФМ плохо приспособлена к условиям быстрой и удобной регулировки муфты.

На рис. 3 показано конструктивное решение узла регулирования сил натяжения пружин *10* и *12* в виде системы регулировочных элементов — гаек *1* и *2*. Две гайки *1* навинчены на ступицу полумуфты *3* (номера позиций одноименных элементов на рис. 1 и на рис. 3 не совпадают), одна из гаек *1* играет роль контргайки.

Регулирующая гайка *1* (левая на рис. 3) имеет аксиальные отверстия для специального ключа, контргайка *1* (правая на рис. 3) может иметь обычные для гаек поверхности, с помощью которых осуществляется их поворот (например, шестигранник).

Гайки *2* (регулировочная гайка и контргайка) навинчены на регулирующую гайку *1*.

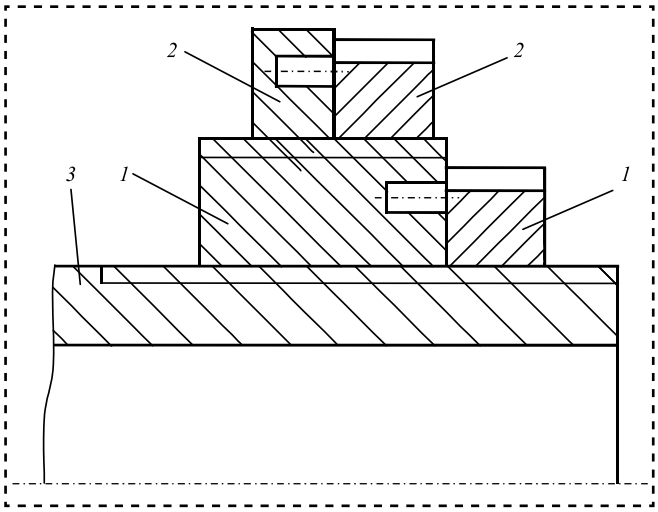


Рис. 3. Узел регулирования сил натяжения пружин *10* и *12*

Конструкции гаек *2* аналогичны конструкциям гаек *1*.

Таким образом, представленное конструктивное решение позволяет осуществлять раздельное регулирование сил натяжения пружин *10* и *12* без демонтажа элементов муфты.

Разработанные способы регулирования номинального вращающего момента модернизированной АФМ первого поколения, осуществляемые за счет изменения сил натяжения замыкающих пружин, неравноценны по влиянию их на точность срабатывания муфты.

Наилучшие с точки зрения точности срабатывания АФМ способы регулирования не решают задачу по оптимальной настройке муфты, учитывая ее нагрузочную способность и точность срабатывания.

Установлено, что при отношении силы натяжения пружины, замыкающей УУ муфты, к силе натяжения пружины, замыкающей пары трения фрикционной группы, большем трех, эффективность регулирования АФМ превышает эффективность АФМ других типов.

Результаты исследования могут быть использованы при эксплуатации модернизированной АФМ первого поколения для настройки требуемого номинального вращающего момента.

Заключение

Исследованы технико-эксплуатационные показатели модернизированной АФМ первого поколения в процессе ее эксплуатации. Особенность конструктивной схемы муфты заключается в раздельном силовом замыкании пар трения фрикционной группы.

Существуют три различных способа регулирования номинального вращающего момента АФМ за счет изменения:

силы натяжения пружины, осуществляющей непосредственное замыкание пар трения;

силы натяжения пружины, замыкающей УУ муфты;

одновременно сил натяжения пружины, непосредственно замыкающей пары трения, и пружины, замыкающей УУ муфты.

При регулировании АФМ точность ее срабатывания изменяется при всех способах.

Наилучшие с точки зрения *точности срабатывания* АФМ способы регулирования за счет:

увеличения силы натяжения пружины, замыкающей УУ;

уменьшения силы натяжения пружины, непосредственно замыкающей пары трения фрикционной группы;

увеличения силы натяжения пружины, замыкающей УУ, и одновременного уменьшения силы натяжения пружины, непосредственно замыкающей пары трения фрикционной группы;

одновременного увеличения сил натяжения обеих пружин при условии, что увеличение силы натяжения пружины, замыкающей УУ, больше, чем увеличение силы натяжения второй пружины;

одновременного уменьшения сил натяжения обеих пружин при условии, что уменьшение силы натяжения пружины, непосредственно замыкающей пары трения фрикционной группы, превышает уменьшение силы натяжения второй пружины.

Наилучшими с точки зрения *нагрузочной способности* и *точности срабатывания* АФМ являются способы регулирования за счет:

увеличения силы натяжения пружины, непосредственно замыкающей пары трения фрикционной группы (при увеличении номинального вращающего момента);

уменьшения силы натяжения пружины, непосредственно замыкающей пары трения фрикционной группы (при уменьшении номинального вращающего момента).

При увеличении отношения силы натяжения пружины, замыкающей УУ муфты, к силе натяжения пружины, непосредственно замыкающей пары трения фрикционной группы, эффективность регулирования АФМ повышается, и при значениях указанного отношения, больших, чем три, превышает эффективность АФМ других типов.

Предложено конструктивное решение узла регулирования сил натяжения пружин АФМ при одновременном изменении их величин без частичной разборки муфты.

Библиографический список

1. **Шишкарев М.П.** Повышение надежности работы адаптивных фрикционных муфт первого поколения // Известия ОрелГТУ. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2010. № 2. С. 73—77.

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

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

4. **Шишкарев М.П.** Анализ способов настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2009. № 8. С. 29—32.

5. **Шишкарев М.П.** Аналитическое обоснование оптимального способа настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2009. № 9. С. 3—6.

6. **Шишкарев М.П., Чан Ван Дык.** Настройка адаптивной фрикционной муфты с раздельным силовым замыканием // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 7. С. 32—38.

7. **Шишкарев М.П.** Повышение нагрузочной способности и точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 5. С. 18—24.

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

9. **Шишкарев М.П.** Оптимальный способ настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 16—19.

10. **Шишкарев М.П.** Комплексная оценка эксплуатационных характеристик адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2006. № 4. С. 29—30.

11. **Шишкарев М.П., Угленко А.Ю.** Точность срабатывания адаптивной фрикционной муфты с раздельным силовым замыканием // Вестник ДГТУ. 2014. Т. 14. № 1 (76). С. 200—203.

12. **Шишкарев М.П.** Об одном преимуществе адаптивной фрикционной муфты с бифункциональным управляющим устройством // Известия ОрелГТУ. 2008. № 3-2/271 (546). С. 79—83.

13. **Шишкарев М.П.** Анализ нагрузочной способности предохранительных фрикционных муфт // Известия ОрелГТУ. 2009. № 2-2/274 (560). С. 108—113.

14. **Шишкарев М.П., Ву Тьен Зунг.** Настройка адаптивных фрикционных муфт с переменным коэффициентом усиления // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2015. № 3. С. 36—42.

15. **Шишкарев М.П., Угленко А.Ю.** Анализ эксплуатационных характеристик вариантов адаптивной фрикционной муфты с раздельным силовым замыканием // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2014. № 8. С. 25—29.

УДК 620.186.82

А.Н. Петров, *д-р техн. наук (Московский политехнический университет),*
Б.А. Логинов *(НИУ "Московский институт электронной техники"),*
С.В. Мизера, М.А. Петров, *канд. техн. наук (Московский политехнический университет),*
А.Б. Логинов *(МГУ им. М.В. Ломоносова)*
E-mail: m.a.petrov@mospolytech.ru

Исследование покрытий на основе коллоидного графита для горячей обработки металлов давлением

Исследованы покрытия для процессов горячего деформирования на основе коллоидного графита разные по составу и размерам зерен. Исследования выполнены на сканирующем зондовом микроскопе СММ 2000. Получена топография поверхности пленки, образующейся на поверхности подложки; определены средние размеры зерен (конгломератов) и нанозерен, входящих в конгломерат, определены параметры технологического контроля при выполнении вышеуказанных покрытий на производствах.

This article deals with investigation of coatings for hot deformation. Colloidal graphite coatings with different composition and grain sizes were researched. Scanning tunneling microscopy CMM 2000 was used for researching these coatings. We have got film surface topography on the metal plate. We have got middle grain sizes (conglomerate) and nanograin sizes which were into these conglomerates. Technological control parameters of coatings have determined for using at productions.

Ключевые слова: покрытия, коллоидный графит, сканирующий зондовый микроскоп СММ 2000, пленка, зерно, шероховатость, горячее деформирование, окисление.

Keywords: coatings, colloidal graphite, scanning tunneling microscopy, film, grain, roughness, hot deformation, oxidation.

Цель работы — оценить влияние состава и концентрации покрытия на микроструктурирование (образование пленки) на металлической подложке, имитирующей инструмент или заготовку; определить средний параметр шероховатости, средний размер зерен и их внутреннюю тонкую структуру.

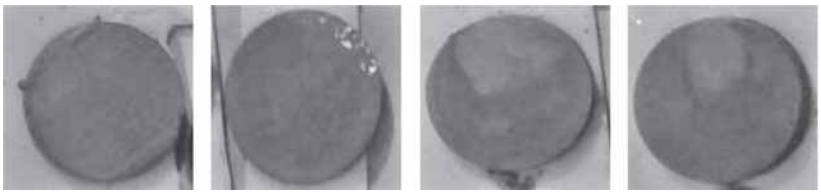


Рис. 1. Исследуемые образцы с покрытиями:
а — "А"; *б* — "Т"; *в* — "ВТ-1"; *г* — "СТ"

Покрытия "А" и "Т" представляют собой суспензии на основе коллоидного графита со специальными добавками и пленкообразователями, которые наносят на поверхность инструмента горячего деформирования для охлаждения и смазывания поверхности контакта "заготовка—инструмент".

Покрытия "СТ" и "ВТ-1" — суспензии на основе коллоидного графита, кремнийорганических соединений, оксидов металлов и минеральных добавок, наносят на поверхность заготовок для защиты от окисления в процессе нагрева (рис. 1).

Покрытия наносили на подложку (таблетку) из стали 45, поверхность которой подвергали пескоструйной обработке электрокорундом. Параметр шероховатости поверхности Rz = 16...18 мкм; Ra = 1,8...2,0 мкм.

Способ нанесения — окунание предварительно нагретой до температуры 150...200 °С таблетки в исследуемое покрытие с концентрацией: 100 % для покрытий "А" и "Т"; 50 % для покрытий "ВТ-1" и "СТ".

Исследования выполняли на сканирующем зондовом микроскопе СММ 2000. Зонд в виде платиновой иглы с радиусом заострения около 1 нм построчно сканировал поверхность с покрытием. В каждой точке поверхности зонд опускался или поднимался таким образом, чтобы возникающий между зондом и поверхностью туннельный ток был везде одинаковым и равен 2 нА (силу тока задает оператор). Высоты зонда в каждой точке формируют топографию сканируемого участка с разрешением около 1 нм в двух- или трехмерном виде (рис. 2).

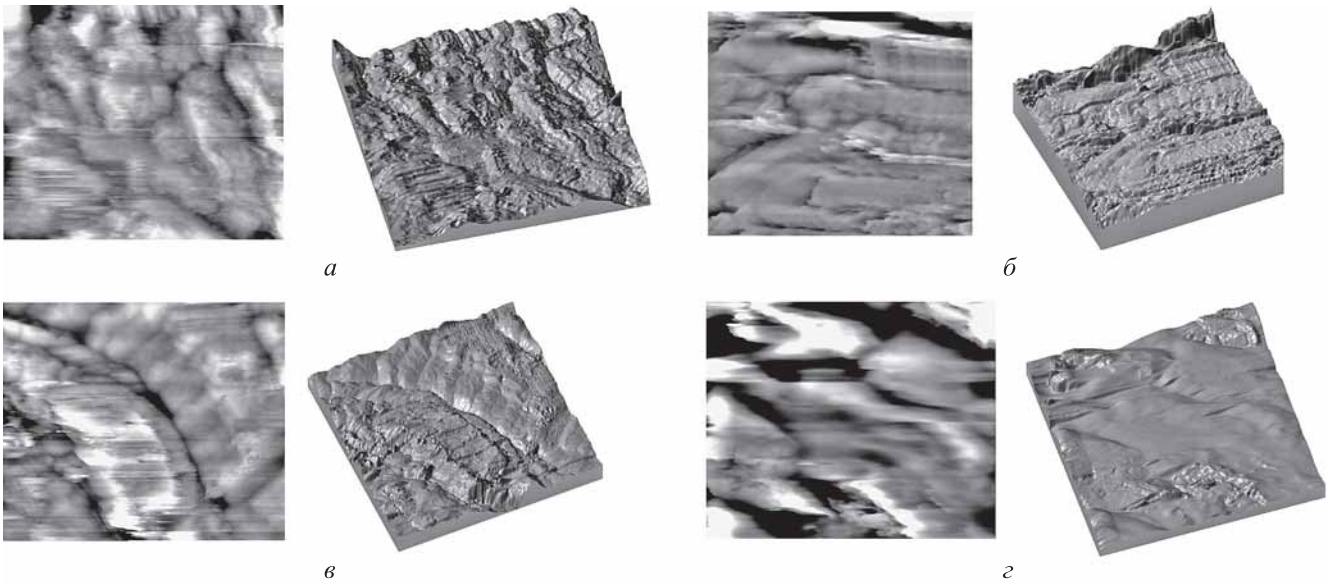


Рис. 2. Топография образцов в формате 2*D*/3*D*:
а — покрытие "А": размер сканируемого участка 625 × 625 × 77 нм; *б* — покрытие "Т": размер сканируемого участка 440×440×148 нм; *в* — покрытие "ВТ-1": размер сканируемого участка 625×625×54 нм; *г* — покрытие "СТ": размер сканируемого участка 625×625×52 нм

Результаты исследования на сканирующем зондовом микроскопе СММ 2000

Покрытие	*Rz*, нм	*Ra*, нм (среднее значение)	*S*, мкм (средний размер зерна)	*Sm*, мкм (средний размер нанозерен, из которых состоят зерна)
"А"	29,7	5,4	0,102	0,025
"Т"	33,7	7,2	0,083	0,018
"ВТ-1"	28,3	5,8	0,134	0,026
"СТ"	34,6	7,9	0,199	0,037

Одновременно с топографией сканируемой поверхности образцов с помощью программного обеспечения микроскопа СММ 2000 получали значения параметров шероховатости поверхности *Rz* и *Ra*.

Исследования внутренней тонкой структуры зерен покрытий показало, что все зерна состоят в свою очередь из зерен, но наномасштабного уровня, нанозерен, — что является промежуточным звеном перед атомами. Средние размеры зерен и нанозерен, из которых они состоят, для каждого образца приведены в таблице.

Выводы

Исследованы покрытия, разные по составу и по назначению, применительно к процессам горячего деформирования металлов.

Средний размер зерен для покрытий "А" и "Т" составляет 0,09 мкм (90 нм), для покрытий "ВТ-1" и "СТ" — 0,17 мкм (170 нм).

Тонкой структурой зерен является строение их нанозерен со средним диаметром 0,02...0,04 нм.

Средний параметр шероховатости для покрытий "А", "Т" и "ВТ-1", "СТ" составил 6,0 и 7,0 нм соответственно, что говорит о равномерности поверхности пленки и свойствах плотности (отсутствии рыхлости). Этот параметр может применяться для технологического контроля покрытий на производствах.

Заключение

Для процессов горячего деформирования адгезия покрытия с поверхностью металла и образование плотной пленки на заготовке или инструменте имеет большое значение [1—3]. Выполненные исследования могут быть полезны разработчикам смазочных и теплозащитных покрытий для горячего деформирования металлов, а также специалистам кузнечно-штамповочного производства в процессе разработки новых технологических процессов и выборе материалов покрытий.

Библиографический список

1. **Петров А.Н., Логинов Б.А., Петров М.А.** Разработка универсальной методики гранулометрического анализа металлических и неметаллических порошковых материалов, а также тонкой структуры зерен и процессов их агломерации // Заготовительные производства в машиностроении. 2015. № 12. С. 36—43.

2. **Петров А.Н., Логинов Б.А., Петров М.А.** Исследование шероховатости и толщины теплозащитных покрытий для заготовок из никелевых сплавов // Заготовительные производства в машиностроении. 2016. № 4. С. 42—46.

3. **Методика** исследования тонкой структуры коллоидно-графитовых пленок на поверхности стальных образцов с разной шероховатостью / А.Н. Петров и др. // Заготовительные производства в машиностроении. 2018. № 5. С. 235—239.

УДК 621.892.07

М.Ш. Мигранов, *д-р техн. наук,* **А.М. Мигранов, А.А. Габдуллин, А.С. Гусев**
(Уфимский государственный авиационный технический университет)
E-mail: migmars@mail.ru

Исследование триботехнических характеристик СОТС с различной кинематической вязкостью

Приведены результаты теоретико-экспериментальных исследований триботехнических характеристик смазочно-охлаждающих технологических средств (СОТС), в частности смазочно-охлаждающих жидкостей (СОЖ) с различной кинематической вязкостью при лезвийной обработке металлов резанием — точении и сверлении.

The results of theoretical and experimental studies of tribotechnical characteristics of cutting and cooling technological means, in particular, cutting and drilling fluids with different kinematic viscosity during blade machining of metals are presented.

Ключевые слова: резание металлов, смазочно-охлаждаюшие технологические средства, износостойкость, температура резания, усадка стружки, точение, сверление.

Keywords: metal cutting, lubricating and cooling technological means, wear resistance, cutting temperature, chip shrinkage, turning, drilling.

В настоящее время современное машиностроительное производство, где большую долю операций составляет лезвийная обработка резанием, в условиях импортозамещения остро нуждается в новых, более прогрессивных отечественных смазочно-охлаждающих технологических средствах (СОТС). С точки зрения повышения производительности обработки и улучшения качества обработанной поверхности наиболее слабое звено технологического процесса — износостойкость режущего инструмента при наличии высокопроизводительного оборудования, ужесточении режимов резания в условиях вовлечения в производство труднообрабатываемых сталей и сплавов. Поэтому разработка и применение эффективных СОТС как наиболее распространенного, доступного и экономически выгодного способа решения вышеизложенной проблемы актуальны. В общем случае СОТС — сложная гетерогенная система. К таким системам относят твердые смазочные материалы, пластичные смазочные материалы, смазочно-охлаждающие жидкости (СОЖ), газообразные среды [1—4]. Важная функция СОТС — снижение теплонапряженности процессов резания. Наиболее распространенный способ охлаждения — применение СОЖ. Требования к составам и технологии подачи могут быть значительно снижены, если интенсифицировать теплоотвод и изменить условия пластической деформации в зоне обработки путем варьирования кинематической вязкости СОЖ в зависимости от вида лезвийной обработки и режимов резания. Активные химические процессы — отличительная особенность контактных взаимодействий ювенильных поверхностей [4—8]. Это обусловлено тем, что при резании металлов активные в химическом отношении поверхности резца и стружки вступают в химическую реакцию с компонентами режущего инструмента, в результате чего образуются защитные пленки, экранирующие силы адгезии между ювенильными поверхностями [3, 4]. Пленки выдерживают удельные нагрузки не разрушаясь, и соответственно, блокируют адгезионные связи. Даже при вакууме воздушной среды 10^{-5} МПа незначительная концентрация кислорода достаточна для образования мономолекулярных защитных слоев с проявлением действия окисных пленок.

Данная работа представляет собой комплексное теоретико-экспериментальное исследование новых отечественных марок СОТС

и включает в себя решение следующих вопросов: разработку методики экспериментальных исследований и ускоренных способов оценки эффективности технологических сред по трибологическим характеристикам применительно к различным операциям резания металлов; изучение механизма действия смазок, в частности, влияния кинематической вязкости на интенсивность износа режущего инструмента, температурно-силовую нагруженность зоны контакта, прочность на срез адгезионных связей в зависимости от нормальных напряжений и индекс совместимости, соответствующий пластическому контакту; оптимизацию разработки и выбора СОТС; назначение рациональных режимов резания при использовании смазок.

Разработана методика и проведены экспериментальные исследования влияния технологических сред на температуру и составляющие силы резания, коэффициент укорочения стружки, интенсивность износа режущего инструмента. Выполнены исследования: при продольном и торцевом точении коррозионно-стойких сталей твердосплавными резцами с использованием СОТС "Росойл-101" и ее основы с различной кинематической вязкостью (4...80 сСт); резьбонарезании (сталь марки 40Х, 38ХА — Р6М5); сверлении (12Х18Н10Т, сталь марки 40Х, 38ХА — Р6М5) и протягивании (сталь марки 45, 40Х — Р6М5) с применением различных по химическому составу и кинематической вязкости сред как отечественного производства ("Росойл-ШОК", Росойл-101", "Росойл-167" и других сред серии "Росойл") и аналогов других фирм-производителей ("НСС-22", "Куртис-55", "ХС-63", "ЛЗ-СОИС-26-МО") в широком диапазоне изменения элементов режима резания; определены прочности адгезионных связей на срез τ_n, адгезионной составляющей коэффициента трения $f_м$ и индекса совместимости $K_с$ для пар 12Х18Н9Т, 38ХА-ВК8 при комнатной температуре с использованием сред серии "Росойл" кинематической вязкостью 3...143 сСт.

Эксперименты по исследованию влияния длины пути резания на износ режущего инструмента по задней поверхности при точении коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т — ВК8 с СОЖ "Росойл" различной кинематической вязкости показали, что зависимость длины пути резания от скорости носит экстремальный характер, и минимум соответствует оптимальным значениям кинематической вязкости (рис. 1). Зависимость температуры резания от скорости носит немонотонно возрастающий характер с перегибом при различных критических скоростях резания, соответствующих оптимальным по интенсивности износа режущего инструмента. Причем для всех исследуемых смазок оптимальная температура резания обеспечивается при определенных значениях кинематической вязкости СОЖ: при сверлении сталей марок 45, 12Х18Н10Т сверлами из Р6М5 (d = 9 мм) $\theta_{опт}$ = 350 °С и $\theta_{опт}$ = 570 °С соответственно (рис. 2), а при точении стали 12Х18Н10Т резцами из ВК 8 — $\theta_{опт}$ = = 660 °С (рис. 3). Зависимость силы резания от скорости при сверлении стали марки 45 и 12Х18Н9Т — Р5М5 со смазками "Росойл ШОК", "Росойл-101", "Росойл-ШОК" + 50 % индустриального масла и всухую имеет немонотонно убывающий характер, и при критических скоростях резания начинается стабилизация или немонотонное возрастание. Причем минимум зависимости для исследуемых смазок обеспечивается при различных скоростях резания. Наиболее эффективным по сравнению с дру-

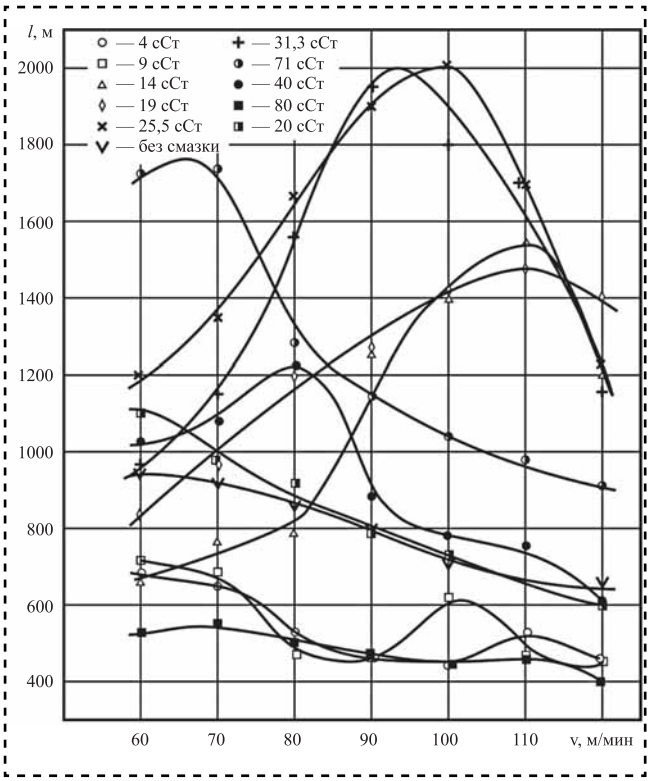


Рис. 1. Влияние скорости на длину пути резания при точении 12Х18Н10Т — ВК8:
S = 0,11 мм/об; t = 0,5 мм; $h_з$ = 0,3 мм; СОЖ "Росойл-101" различной кинематической вязкости

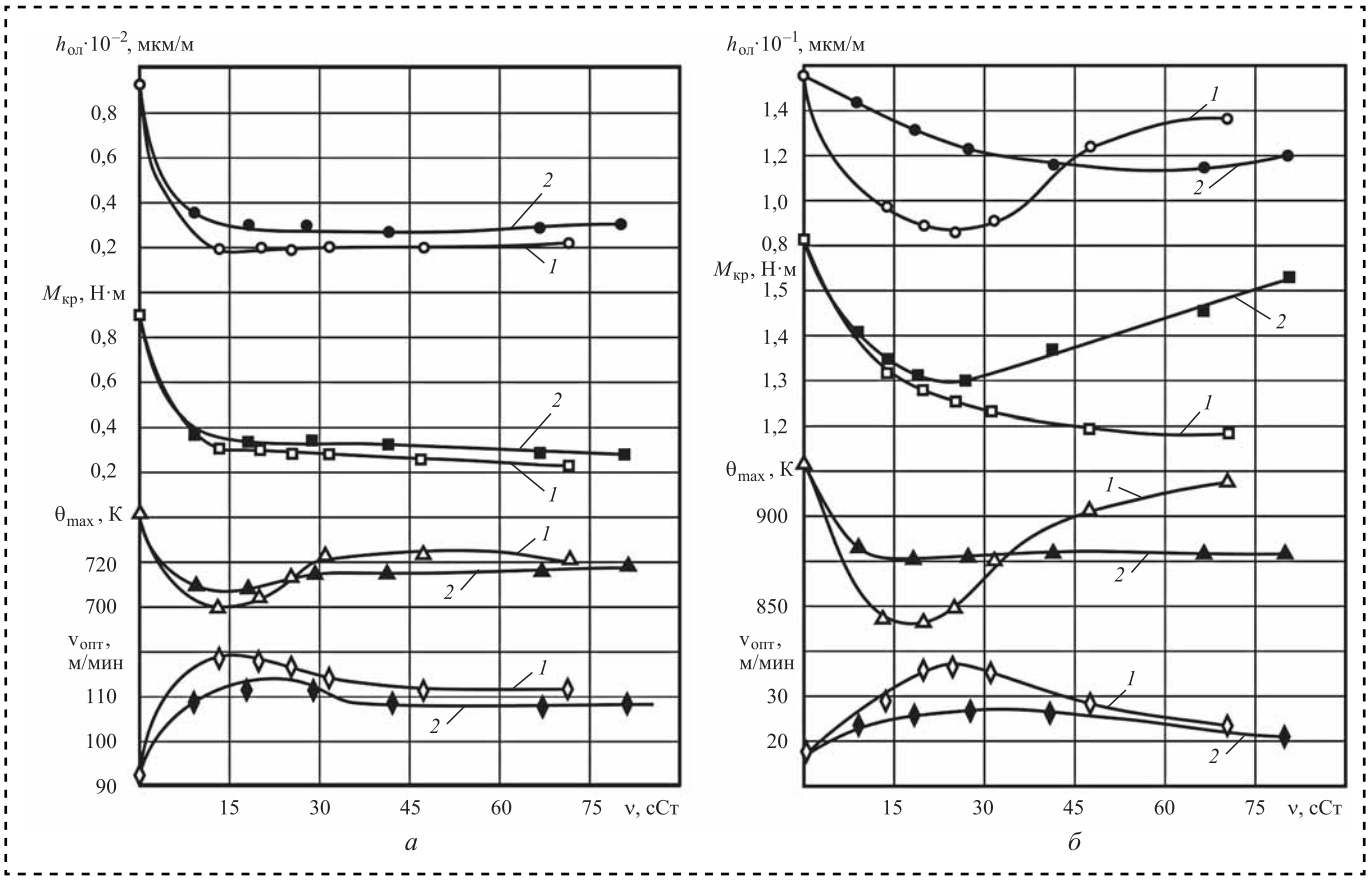


Рис. 2. Влияние кинематической вязкости СОЖ "Росойл-101" (*1*) и ее основы (*2*) на характеристики обрабатываемости при сверлении:
а — сталь марки 45 — Р6М5; *б* — сталь 12Х18Н10Т — Р6М5

гим СОЖ с точки резания обеспечения минимальных сил резания и как следствие коэффициента трения и повышения производительности обработки является "Росойл-101" (снижение силы резания на 32 и 37 % и увеличение оптимальной скорости резания на 1,6 и 3,3 раза соответственно для стали марок 45 и 12Х18Н9Т (см. рис. 2). Экстремальный характер зависимости $P_z = f(V)$ связан с изменениями условий пластической деформации и пластичности как обрабатываемого, так и инструментального материала [4, 7].

Полученные температурные зависимости позволяют прогнозировать теплофизические параметры, интенсивности теплообразующих источников, по которым в дальнейшем рассчитывают температуры по передней и задней поверхностям резца при использовании различных СОЖ, среднюю температуру и коэффициент теплообмена на поверхности контакта с охлаждающей средой.

При обобщении влияния вязкости СОЖ на характеристики обрабатываемости установлено, что для данного постоянного процентного содержания химически активных элементов серы и хлора наиболее рациональной является вязкость 30 сСт. В этом случае обеспечивается наименьшее значение относительного линейного износа, т.е. максимальная размерная стойкость инструмента при достаточно высокой производительности обработки. Этой модификации СОЖ с указанной кинематической вязкостью соответствует минимум среднего коэффициента теплоотдачи $K_{от}$, что позволяет предложить разработанный алгоритм и программу для определения СОТС, оптимальной по критериям максимальной размерной стойкости.

Проведены сравнительные экспериментальные исследования различных СОТС отечественного и зарубежного производств (рис. 4).

На основе экспериментальных исследований триботехнических характеристик (температурных и силовых зависимостей, износостойкости режущего инструмента) СОТС с различной кинематической вязкостью установлено, что:

— минимум интенсивности износа режущего инструмента и температурно-силовой напряженности зоны резания обеспечивается при оптималь-

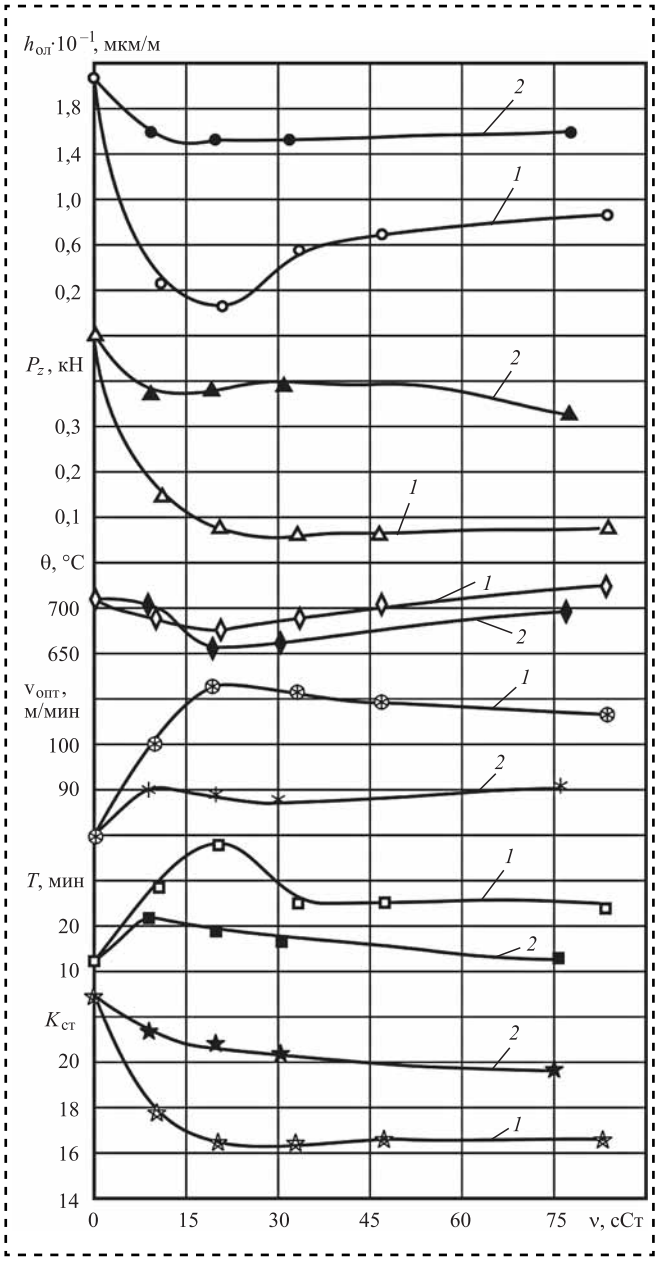


Рис. 3. Влияние кинематической вязкости СОЖ "Росойл-ШОК" (*1*) и ее основы (*2*) на характеристики обрабатываемости при точении (сталь 12Х18Н10Т — ВК8)

ных значениях кинематической вязкости СОЖ по интенсивности износа режущего инструмента;

— при низких и умеренных скоростях резания (в условиях наибольшего преобладания силового фактора) более эффективен СОЖ меньшей кинематической вязкости ввиду преобладания адгезионного взаимодействия и как следствие большей смазывающей способности, а при оптимальных и выше скоростях резания (в условиях преобладания температурного фактора) более эффективен СОЖ большей кинематической вязкости и охлаждающей способности зоны контакта.

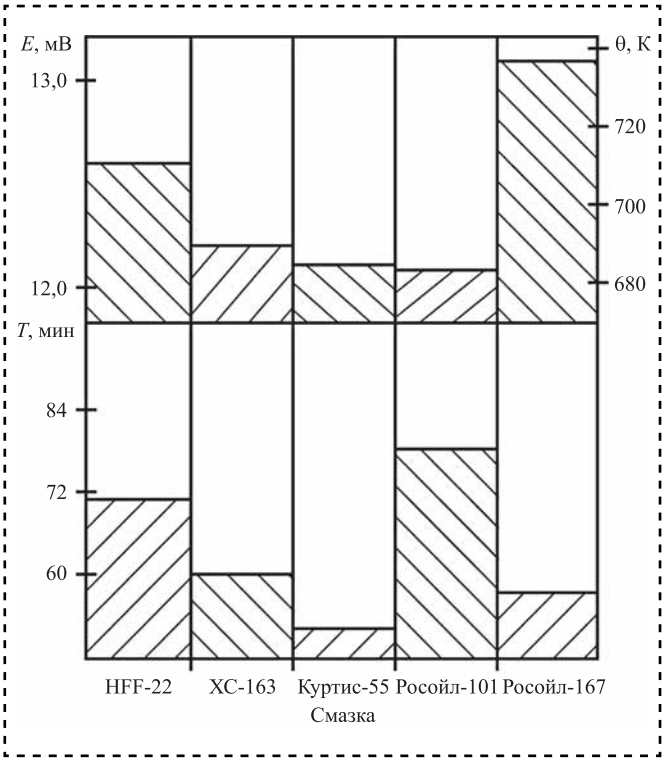


Рис. 4. Сравнительная диаграмма по СОТС при точении стали 12Х18Н10Т — ВК8:
v = 80 м/мин; *S* = 0,11 мм/об; *t* = 0,5 мм; ν = 30 сСт

Библиографический список

1. **Бердичевский Е.Г.** Смазочно-охлаждаюшие средства для обработки материалов: справочник. М.: Машиностроение, 1984. 224 с.
2. **Латышев В.Н.** Повышение эффективности СОЖ. М.: Машиностроение, 2005. 64 с.
3. **Шустер Л.Ш.** Адгезионное взаимодействие твердых металлических тел. Уфа: Гилем, 1999. 199 с.
4. **Криони Н.К., Мигранов М.Ш.** Покрытия и смазки для высокотемпературных трибосопряжений. М.: Издательство "Инновационное машиностроение", 2016. 327 с.
5. **Смазочные** материалы для хонингования — опыт создания и использования / А.А. Коршунов и др. // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 5. С. 16—18.
6. **Шолом В.Ю., Коршунов А.А., Абрамов А.Н.** Влияние смазочно-охлаждающей жидкости на эффективность абразивной обработки // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка металлов давлением. 2016. № 4. С. 25—28.
7. **Мигранов М.Ш.** Повышение износостойкости инструментов на основе интенсификации процессов адаптации поверхностей трения при резании металлов. Уфа: Гилем, 2011. 212 с.
8. **Шолом В.Ю.** Методы исследований и разработки технологических смазочных материалов для металлообработки // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 5. С. 7—11.

УДК 621.501

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

Методология демпфирования и возбуждения колебаний машин и механизмов с упругими и диссипативными типами нелинейностей произвольной структуры

Изложена методика демпфирования и возбуждения колебаний с тремя вариантами нелинейностей сложного типа: упругие, диссипативные, одновременно упругие и диссипативные. Все варианты расчетов подтверждают эффективность предлагаемой методики. Полученные результаты можно использовать в станкостроении, разных областях машиностроения и техники.

Presents a technique for damping and excitation of vibrations with three variants of non-linearity's of a complex type: elastic, dissipative, both elastic and dissipative. All the calculations presented in the article confirm the effectiveness of the proposed method. The results can be used in machine tools, various areas of engineering and technology.

Ключевые слова: демпфирование, возбуждение, колебания, силовое воздействие, интегральная интенсивность воздействия, упругая нелинейность, диссипативная нелинейность, эффективность методики.

Keywords: damping, excitation, oscillations, force impact, integral intensity of the impact, elastic nonlinearity, dissipative nonlinearity, effectiveness of the technique.

Для общего класса колебательных систем характерно наличие различных типов нелинейностей — упругих, диссипативных либо нелинейностей более сложного типа, которые во многих случаях должны учитываться в дифференциальных уравнениях, описывающих их динамику.

В данной статье изложена методика активного демпфирования и возбуждения колебаний с тремя вариантами нелинейностей сложного типа при использовании силового воздействия [1—4]. Уравнение динамики для таких систем имеет общий вид:

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

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

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

h — амплитуда;

$2\omega_0$ — частота, т.е. половинная частота возмущения, близкая к собственной частоте ω_0;

$B\sin(\omega_0 t)$ — 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.

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

Эти функции $f_1\left(x\right)$, $f_2\left(\dot{x}\right)$ аппроксимируем следующим образом:

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

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

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 $f_1\left(x\right)$, $f_2\left(\dot{x}\right)$ аппроксимирует довольно широкий спектр вариантов функции $f\left(x,\ \dot{x}\right)$, что позволяет в реальных задачах

определять параметры аппроксимации n_1, n_2, n_3, μ, k_1, k_2, k_3.

Методику демпфирования и возбуждения колебаний можно применять с тремя вариантами нелинейностей:

— диссипативной: $f_2(\dot{x}) \neq 0$; $f_1(x) = 0$; $n_1 = 0$; $n_2 = 0$; $n_3 = 0$;

— упругой: $f_1(x) \neq 0$; $f_2(\dot{x}) = 0$; $\mu = 0$; $k_1 = 0$; $k_2 = 0$; $k_3 = 0$;

— одновременно упругой и диссипативной: $f_1(x) \neq 0$; $f_2(\dot{x}) \neq 0$.

Структура закона силового воздействия определена с применением методов гармонической линеаризации и теории оптимального управления. Закон силового воздействия при заданной частоте ω, обеспечивающий возбуждение и демпфирование колебаний в системе (1)—(3) со сложным набором характеристик, определяют по формулам:

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

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 воздействия (в общем случае $\omega \neq \omega_0$).

Опишем алгоритм расчета коэффициентов гармонической линеаризации $f_{1g}(A)$, $f_{2g}(A)$, $f_{hB}(A)$ и дополнительного параметра A.

Коэффициенты $f_{1g}(A)$, $f_{2g}(A)$, $f_{hB}(A)$ определяют по формулам:

$$f_{1g}(A) = -\frac{4n_1}{\pi A} + \frac{8n_2}{3\pi}A + \frac{3n_3}{4}A^2; \quad (5)$$

$$f_{2g}(A) = 2\mu\omega - \frac{4k_1}{\pi A} + \frac{8k_2}{3\pi}\omega^2 A + \frac{3k_3}{4}\omega^3 A^2; \quad (6)$$

$$f_{hB}(A) = \omega_0^2\frac{h}{2} + \frac{B}{A}. \quad (7)$$

Для расчета интегральной интенсивности силового воздействия за время T используем формулу:

$$Iu = \int_0^T \left(u(x, \dot{x})\right)^2 dt. \quad (8)$$

Условия

$$\omega_0 = \omega;\ \min_A \left(f_{1g}(A)\right)^2 + \left(f_{2g}(A) - f_{hB}(A)^2\right) \quad (9)$$

позволяют определить параметр A^*, при котором обеспечивается минимальная интегральная интенсивность. Начинать поиск оптимального решения задач демпфирования и возбуждения колебаний следует с расчета параметра A^*. Выбор дополнительного значения параметра $A > A^*$ обеспечивает увеличение максимальной фактической амплитуды колебаний (т.е. возбуждение), а $A < A^*$ — уменьшение максимальной фактической амплитуды колебаний (т.е. демпфирование).

Выбор оптимальных параметров силового воздействия при решении задач демпфирования и возбуждения колебаний машин и механизмов с различными типами нелинейностей произвольной структуры осуществляется с учетом двух факторов: изменение максимальной фактической амплитуды колебаний и интегральной интенсивности воздействия.

Из условий (9) определяем уравнения отсутствия силового воздействия ($u = 0$):

$$\omega_0 = \omega;\ n_1 = 0;\ n_2 = 0;\ n_3 = 0; \\ f_{2g}(A) - f_{hB}(A) = 0; \quad (10)$$

$$\omega_0 = \omega;\ \mu = 0;\ k_1 = 0;\ k_2 = 0; \\ k_3 = 0;\ B = 0;\ h = 0;\ f_{1g}(A) = 0. \quad (11)$$

Для проверки работоспособности предлагаемой методики решены задачи демпфирования и возбуждения колебаний при различном силовом воздействии.

На рис. 1 показан выбор дополнительного параметра A^*, с которого начинается поиск оптимальных параметров демпфирования и возбуждения колебаний.

В точках минимума $A^* \approx 1{,}75$ (с диссипативной нелинейностью, рис. 1, кривая *1*) и $A^* \approx 1{,}0$ (с упругой нелинейностью, рис. 1, кривая *2*) отсутствует силовое воздействие. В этих точках минимум условия (9) $U^* = 0$, что соответствует решению уравнений (10), (11). Точка минимума, в которой $A^* \approx 1{,}3$; $U^* \approx 0{,}5$, соответствует на кривой *3* (см. рис. 1) с одновременно диссипативной и упругой нелинейностями.

На рис. 2 представлены зависимости от времени амплитуды колебаний $x(t)$, закона силового воздействия $u(t)$ и интегральной интенсивности воздействия $Iu(t)$ при наличии

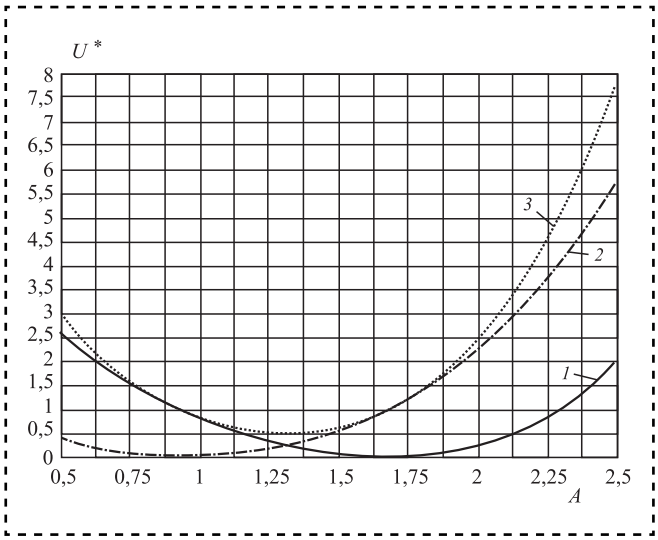


Рис. 1. Поиск минимума условия (9) для определения дополнительного параметра A^* ($\omega_0 = 1$; $\omega = 1$; $h = 0$; $B = 0$):
1 — $\mu = -0{,}5$; $k_1 = 0{,}3$; $k_2 = 0{,}1$; $k_3 = 0{,}5$; *2* — $n_1 = 0{,}3$; $n_2 = 0{,}1$; $n_3 = 0{,}5$; *3* — $\mu = -0{,}5$; $k_1 = 0{,}3$; $k_2 = 0{,}1$; $k_3 = 0{,}5$; $n_1 = 0{,}3$; $n_2 = 0{,}1$; $n_3 = 0{,}5$

только упругой нелинейности колебаний при решении задачи демпфирования колебаний.

Переход к параметру $A = 0{,}25$ уменьшает амплитуду колебаний в 2 раза, а дополнительный переход к новой частоте силового воздействия $\omega = 1{,}05$ требует повышения интенсивности воздействия еще на 1,1 %.

На рис. 3 представлены зависимости $x(t)$, $u(t)$ и $Iu(t)$ также при наличии только упругой нелинейности колебаний при решении задачи возбуждения колебаний.

Переход к параметру $A = 1{,}5$ увеличивает амплитуду колебаний в 2,5 раза, а дополнительный переход к новой частоте силового воздействия $\omega = 0{,}95$ требует повышения интенсивности воздействия в 2,2 раза.

На рис. 4 показан вариант с одновременно упругой и диссипативной нелинейностями при демпфировании колебаний с применением силового воздействия.

Переход к параметру $A = 0{,}25$ уменьшает амплитуду колебаний в 2,5 раза, а дополнительный переход к новой частоте силового воздействия $\omega = 1{,}05$ требует незначительного повышения интенсивности воздействия.

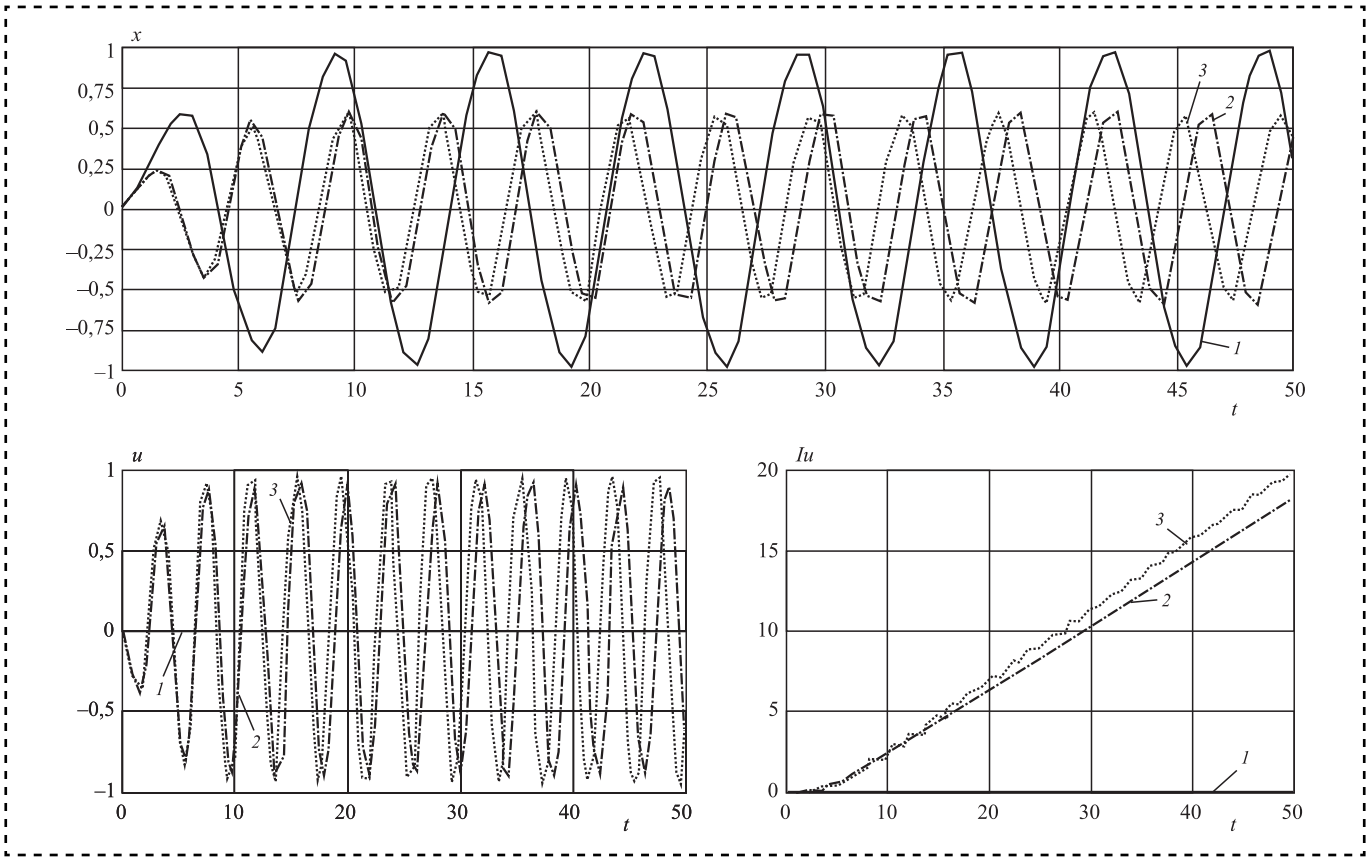


Рис. 2. Решение уравнения (1) при наличии только упругой нелинейности с применением закона силового воздействия при демпфировании колебаний ($\omega_0 = 1$; $\mu = 0$; $n_1 = 0{,}3$; $n_2 = 0{,}1$; $n_3 = 0{,}5$; $h = 0$; $B = 0$):
1 — $A = 0{,}936$; $\omega = 1$; $Iu = 0$; *2* — $A = 0{,}25$; $\omega = 1$; $Iu = 18{,}03$; *3* — $A = 0{,}25$; $\omega = 1{,}05$; $Iu = 19{,}9974$

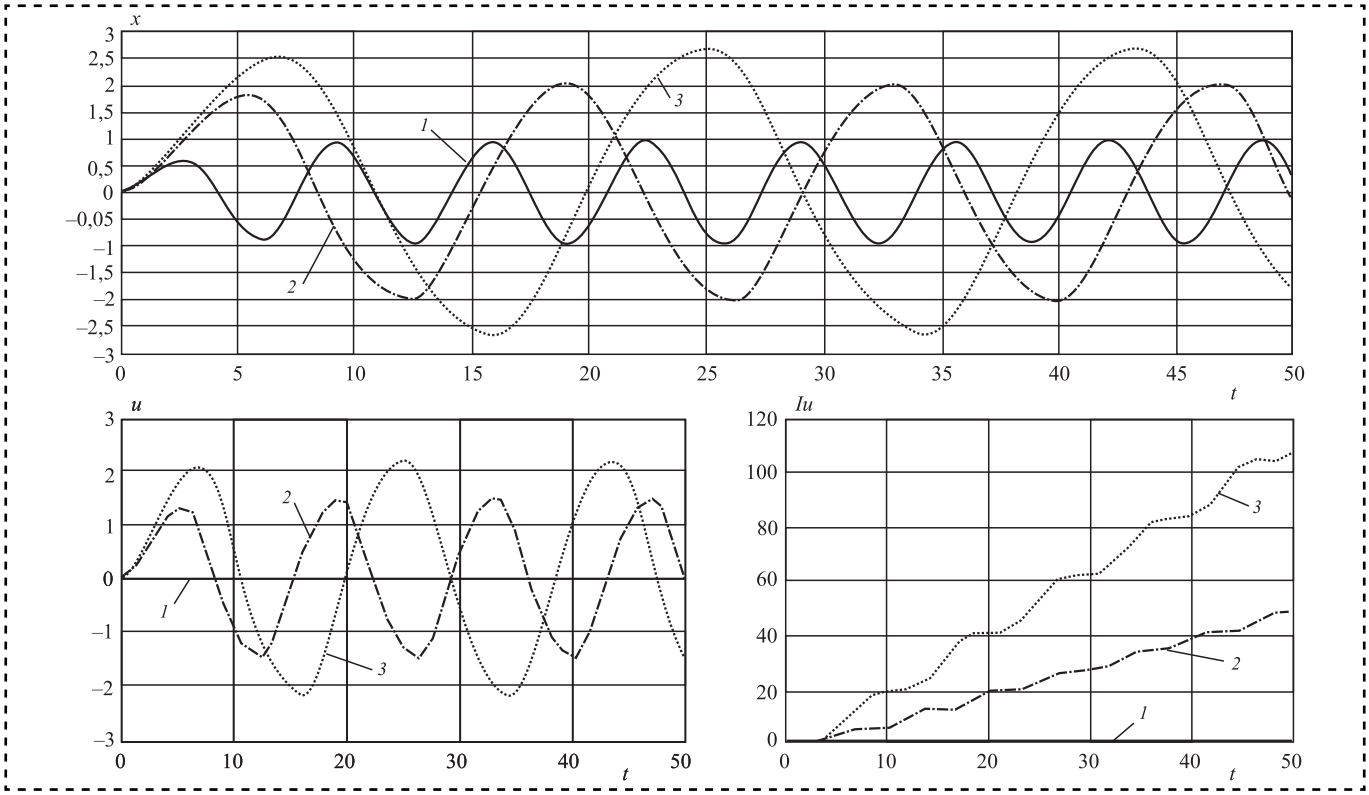


Рис. 3. Решение задачи возбуждения колебаний с упругой нелинейностью с применением закона силового воздействия (ω_0 = 1; μ = 0; n_1 = 0,3; n_2 = 0,1; n_3 = 0,5; h = 0; B = 0):
1 — A = 0,936; ω = 1; Iu = 0; *2* — A = 1,5; ω = 1; Iu = 48,7256; *3* — A = 1,5; ω = 0,95; Iu = 106,6823

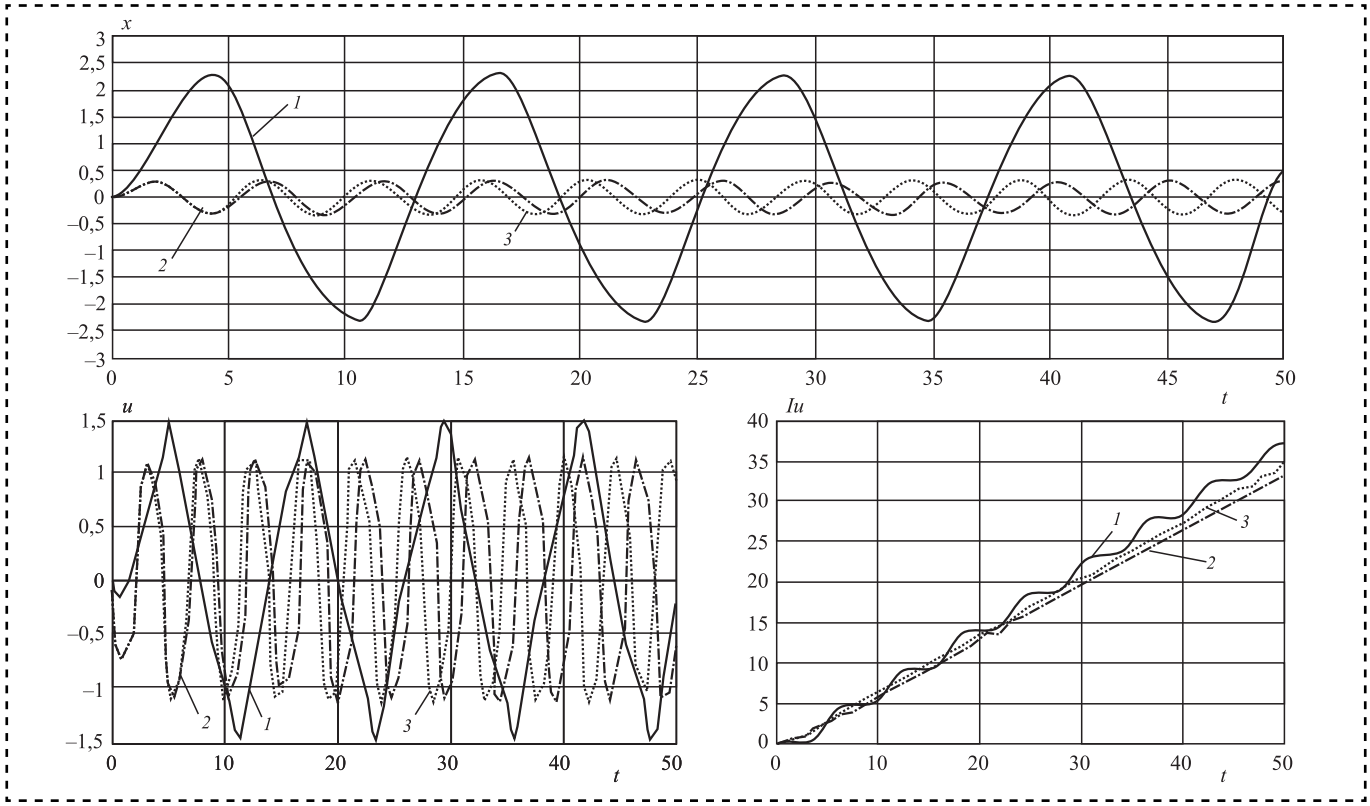


Рис. 4. Расчет демпфирования колебаний с применением силового воздействия при наличии одновременно упругой и диссипативной нелинейностей (ω_0 = 1; μ = −0,5; k_1 = 0,3; k_2 = 0,1; k_3 = 0,5; n_1 = 0,3; n_2 = 0,1; n_3 = 0,5; h = 0; B = 0):
1 — A = 1,338; ω = 1; Iu = 37,0758; *2* — A = 0,25; ω = 1; Iu = 33,0744; *3* — A = 0,25; ω = 1,05; Iu = 34,5441

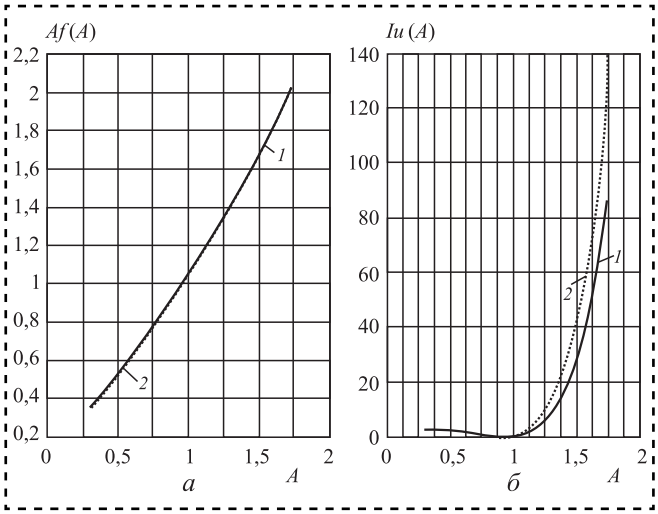


Рис. 5. Результаты численного расчета показателей *Af*(*A*) (*а*) и *Iu*(*A*) (*б*) при силовом воздействии (ω_0 = 1; μ = 0; n_1 = 0,3; n_2 = 0,1; n_3 = 0,5; *h* = 0; *B* = 0):
1 — ω = 1; *A** = 0,9; *2* — ω = 1,05; *A** = 0,9

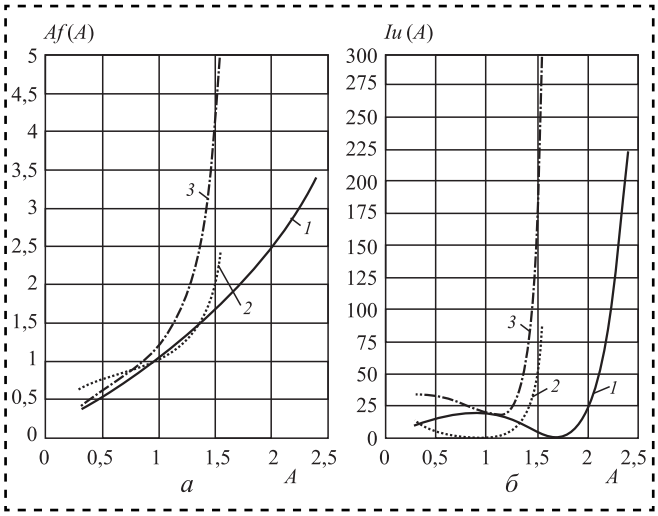


Рис. 6. Результаты численного расчета показателей *Af* (*а*) и *Iu* (*б*) от параметра *A* с применением силового воздействия для различных типов нелинейностей сложного типа:
1 — μ = −0,5; k_1 = 0,3; k_2 = 0,1; k_3 = 0,5; n_1 = 0; n_2 = 0; n_3 = 0; ω = 1; *A** = 1,698; *2* — μ = 0; k_1 = 0; k_2 = 0; k_3 = 0; n_1 = 0,3; n_2 = 0,1; n_3 = 0,5; ω = 1; *A** = 0,936; *3* — 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; ω = 1; *A** = 1,338

Параметры $\omega = \omega_0$, $A = A^*$ (см. рис. 2—4, кривые *1*) соответствуют случаю минимума условия (9). Кривые *2* на рис. 2—4 соответствуют случаю равенства частот $\omega_0 = \omega$ и значению параметра *A*, близкому к оптимальному. Кривые *3* — случаю $\omega_0 \neq \omega$ и значению параметра *A*, также близкому к оптимальному.

На рис. 5 показаны итоговые зависимости фактических значений максимальной амплитуды колебаний *Af* и интегральной интенсивности *Iu* в широком диапазоне изменения параметра *A* с применением закона силового воздействия при наличии только упругой нелинейности.

Во всем рассматриваемом диапазоне изменения дополнительного параметра *A* растет максимальная фактическая амплитуда. Правая часть рис. 5 показывает, как при этом меняются затраты на решение задач демпфирования и возбуждения колебаний, причем затраты на возбуждение колебаний значительно больше.

На рис. 6 показаны итоговые зависимости при решении задач демпфирования и возбуждении колебаний при наличии трех вариантов нелинейностей: только упругая нелинейность, только диссипативная нелинейность, одновременно упругая и диссипативная нелинейность.

В настоящей работе не приведены результаты решения задач демпфирования и возбуждения колебаний при наличии возмущающих сил. Вариант с только диссипативной нелинейностью колебаний приведен в укороченном виде [3, 4].

Выводы

1. Разработана методика применения силового воздействия при решении задач демпфирования и возбуждения колебаний в машинах и механизмах с различными вариантами нелинейностей произвольной структуры: упругие, диссипативные, одновременно упругие и диссипативные. В методике учтено возможное наличие одновременно двух источников внешних возмущений и несовпадение собственной частоты колебаний и частоты силового воздействия. При выборе параметров силового воздействия учитываются два фактора: изменение максимальной фактической амплитуды колебаний и интегральной интенсивности воздействия.

2. Приведенные результаты расчетов подтверждают работоспособность предлагаемой методики.

Библиографический список

1. **Израилович М.Я.** Синтез систем возбуждения квазигармонических автоколебаний. М.: Либроком, 2011. 120 с.

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

3. **Эрлих Б.М.** Применение общей процедуры параметрического и силового гашения фрикционных колебаний в системах с нелинейными силами // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2018. Т. 19. № 8. С. 360—366.

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

УДК 621.757

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

Особенности применения деталей с нерегулярным шагом в резьбовых соединениях

Рассмотрены конструктивные и функциональные особенности резьбовых соединений с нерегулярным шагом витков посадочного участка крепежных деталей. Представлена хронология изобретений данного вида деталей и соединений. Приведены области их применения. Установлены основные формы модифицированных резьбовых профилей. Проанализированы возможные технические свойства таких соединений.

The design and functional features of a little-known type of threaded connections with an irregular step of the landing site of fasteners are considered. The chronology of inventions of this type of details and connections is presented. The areas of their application are given. Set the main forms of modified thread profiles. The possible technical properties of such compounds are analyzed.

Ключевые слова: резьбовые соединения, самонарезающие винты, экспериментальные образцы, гладкое отверстие, нерегулярный шаг, вибростойкость, самоотвинчивание, деформирующие шпильки, стопорящие свойства, базовый профиль, модифицированный профиль.

Keywords: threaded jonts, self-tapping screws, experimental sample, smooth hole, irregular pitch, vibration resistance, self-unscrewing, deforming studs, locking properties, base profile, modified profile.

Многообразие конструктивных исполнений крепежных изделий с резьбой так велико, что с трудом поддается типизации. Тем не менее оно постоянно увеличивается с ростом потребностей современного производства и усложнением конструкций машин. Разработка конструктивных групп изделий подчинена исполнению определенных функций — повышению прочности соединений, устойчивости к самоотвинчиванию, вибростойкости, герметичности и пр. Выделить подобные группы достаточно сложно, поскольку они одновременно могут отрабатывать несколько функций. Поэтому чаще всего анализом устанавливают такие группы, в которых свойства формируются видоизменением какого-то отдельного конструктивного признака: формы головки, участка стержневой части, вида заходной (концевой) части, формы резьбового профиля и т.д.

Одна из таких групп сформирована по признаку дифференциации шага нарезной части. У таких элементов шаг винтовой линии непостоянен или нарезная часть разбита на участки с разными шагами нарезки. Группа имеет единый конструктивный признак — нерегулярный шаг нарезной части.

Интерес к резьбам с переменным шагом начал проявляться в 30-х годах прошлого века. Изобретатели разрабатывали различные приспособления к токарным станкам для коррекции перемещения суппорта по ходовому винту [А. с. 37960. Приспособление для нарезания резьбы... / Барклайд И.М., опубл. 31.07.1934]. Так, изготавливали шнеки с переменным шагом и винты для специальных механизмов. К крепежным изделиям эти новации отношения в основном не имели.

Изменение шага в затянутом резьбовом соединении начали применять для формирования необходимого закона распределения напряжений по длине резьбового контакта, для повышения усталостной прочности и несущей способности соединений, виброустойчивости,

стопорящих свойств и т.д. [1]. За рубежом для повышения сопротивления усталости в 50-х годах прошлого века применяли соединения с преднамеренным отклонением шага резьбы одной из деталей (увеличенным до 1,5 % шагом резьбы гайки или уменьшенным до такого же предела шагом резьбы болта). При этом отклонение шага назначали таким, чтобы первый (от опорного торца гайки) виток соединения воспринимал 1...2 % общего усилия, а последний — около 45 %. Подобная модификация резьбы целесообразна для исключения пластических деформаций в болте в соединениях высокопрочных болтов с гайками из менее прочных и пластичных материалов. Недостаточную прочность соединения компенсировали увеличением высоты гайки до 1,3 диаметра резьбы [2, 3].

С появлением резьбообразующих крепежных деталей область применения резьб с модифицированным шагом заметно расширилась. Начали разрабатывать крепежные изделия специфических конструкций и назначений, далеких от машиностроения и строительства, например в хирургии спинального и тазового остеосинтеза.

Хронологический перечень изобретений крепежных изделий с нерегулярным или модифицированным шагом приведен в табл. 1. Анализ представленных разработок устанав-

Таблица 1

Изобретения резьб и соединений с нерегулярным шагом

№ п/п	Номер патента	Страна	Дата регистрации	Авторы	Название
1	А.с. 37960	СССР	31.07.1934	И.М. Барклайд	Приспособление для нарезания резьб с переменным шагом на токарных станках с обычным ходовым винтом
2	А.с. 78678	СССР	8.12.1947	Г.Л. Дорфман	Винтовая пара
3	US 2842180	США	8.07.1958	C.O. Brown	Самостопорящиеся резьбы с посадкой с натягом
4	А.с. 540069	СССР	25.12.1976	И.Ф. Молохов, В.А. Оконешников	Тугое резьбовое соединение
5	А.с. 608995	СССР	01.07.1976	Н.С. Рубцов	Самоконтрящаяся резьба Н.С. Рубцова
6	US 4071067	США	31.01.1978	R.Ch. Goldby	Самостопорящийся резьбовой профиль
7	US 4346920	США	31.08.1982	P.E. Deily	Резьбовое соединение с переменным шагом нарезки
8	SU 1219280	СССР	23.03.1986	В.И. Горелов, Г.И. Быковцев, В.Ф. Кузнецов	Способ изготовления резьбового соединения с переменным шагом резьбы
9	US 4956888	США	18.09.1990	P. Green William	Получение крепежных деталей и соединений с переменным шагом резьбы
10	RU 2029894	Россия	27.02.1995	А.С. Лейкин	Резьбовое соединение
11	WO 1995015727 A1	Германия	15.06.1995	W. Burke Dennis	Компрессионный винт с переменным шагом
12	RU 2070995	Россия	27.12.1996	В.Г. Матросов	Самотормозящееся резьбовое соединение
13	US 6129730	США	10.10.2000	F.S. Bono, M.A. Fenton	Винт для остеосинтеза с относительным смещением шага
14	US 20120029579	США	2.02.2012	M. Bootland, M. Keith, J. Doornink, A.L. Koser	Кортикальный винт для остеосинтеза с компрессионной пластиной
15	US 9322275	США	26.04.2016	M.R. Ferslew, R.S. Walker	Самостопорящееся сборочное соединение винт—гайка

ливает определенную систему признаков, лежащих в их основе. Во-первых, области с измененным шагом по-разному располагаются по всей длине нарезки:

— шаг непрерывно меняется по всей длине, прогрессивно увеличиваясь или уменьшаясь;

— нарезка разбивается на два участка — с базовым и измененным относительно него шагами, при этом винтовая линия не прерывается, например, основной шаг 2,0 мм, а на следующем участке шаг начинает расти (уменьшаться) на каждом витке по 0,02 мм;

— нарезка разбивается на два участка — с базовым и смещенным относительно него равными шагами;

— резьбовая часть имеет разделенные участки с разными шагами.

Во-вторых, можно выделить различные способы модификации шага относительно базовой части нарезки:

— шаг меняется путем смещения на определенную величину всего резьбового профиля относительно базовой части [Пат. US 2842180 п. 3 таблицы или пат. US 4346920, п. 7];

— смещается вершина профиля;

— смещается впадина профиля;

— смещение реализуется изменением формы профиля, например созданием участка с бочкообразностью одной из боковых сторон профиля [Пат. US 4071067, п. 6 таблицы] или изменением угла профиля в сторону сжатия витков [Пат. WO 1995015727, п. 11];

— внедрением специальных вставок с измененным шагом (Пат. US 9322275, п. 15) или тонких межвитковых шайб, увеличивающих шаг на данном участке (Пат. US 4956888, п. 9);

— комбинацией способов (например, резьба Н.С. Рубцова, в которой вершины модифицированного участка направлены в разные стороны (рис. 1)) [А.с. 608995, п. 5].

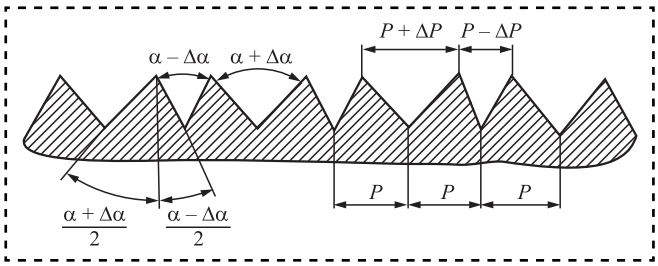


Рис. 1. Самотормозящаяся резьба, сформированная по комбинированному принципу:
α — угол профиля; P — шаг резьбы; Δα — смещение угла профиля; ΔP — смещение шага

Смещения вершины или впадины профиля могут быть получены двумя путями. В первом случае смещением на небольшую величину относительно базовой части нарезки. При этом шаги обоих участков сохраняются равными. Во втором случае вершины или впадины модифицированного участка прогрессивно (с определенным коэффициентом) увеличиваются или уменьшаются.

Все варианты модификаций резьбового профиля для получения изменяемого шага нарезки на рис. 2 ориентированы на уменьшение шага винта относительно ниток нарезки корпуса (гайки) для получения натяга по правой стороне профиля. Это создает сжимающие напряжения в резьбе посадочной части и соответствующие стопорящие свойства соединения. Поэтому в данных вариантах рассматривается правая, или набегающая, сторона и левая — отступающая, по которой образуется зазор. На рис. 2, *а* показано соединение с зазором по боковым сторонам, наружному и внутреннему диаметрам. Путем уменьшения шага в набегающую сторону на ΔP по правой стороне образуется натяг, а по левой зазор увеличится (рис. 2, *б*). Натяг может быть образован изменением угла профиля витков по наружному и внутреннему диаметрам. Если угол профиля изменяется по вершине витка (рис. 2, *в*), то натяг формируется в верхней части смещением профиля на ΔP_{α}, а если по впадине, то в нижней, на $\Delta P_{\alpha 1}$ (рис. 2, *г*). Можно изменять конфигурацию одной из боковых сторон, например, набегающей, делая ее ступенчатой, овальной, многогранной (рис. 2, *д*). При этом смещение шага происходит одновременно по вершине и впадине резьбы без изменения углов профиля отступающей стороны, так и раздельно по вершине или впадине.

Образование растягивающих напряжений в резьбовом контакте менее предпочтительно, так как они в большей степени способствуют самоотвинчиванию, особенно в условиях динамических нагрузок.

При использовании резьбообразующих крепежных деталей с метрической резьбой при сборке работают, как правило, несколько участков. Первый — профилеобразующий,

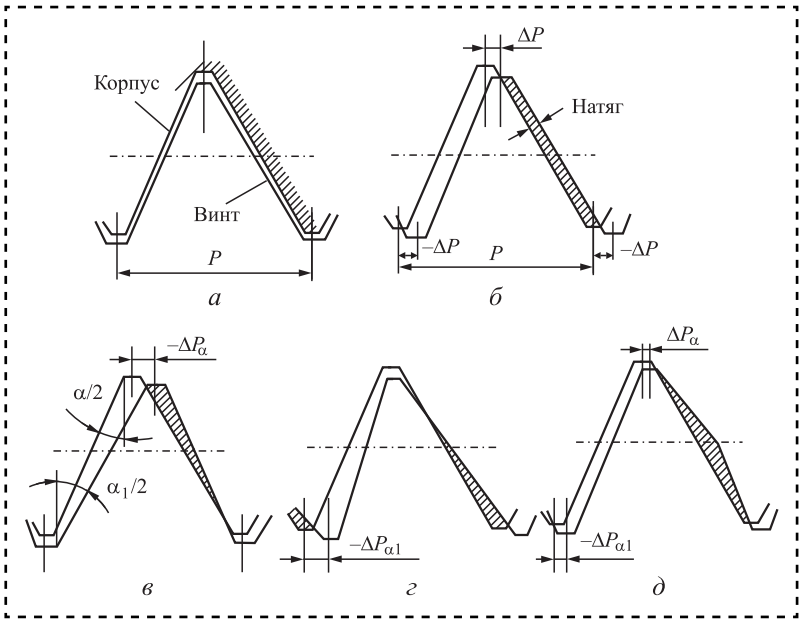


Рис. 2. Способы изменения конфигураций резьбового профиля для получения смещений по шагу:

а — исходный вид контакта при посадке с зазором; *б* — смещение всего профиля в сторону уменьшения шага относительно базовой нитки на ΔP; *в* — смещение вершины профиля и изменение его углов; *г* — то же, со смещением впадины; *д* — смещение всего профиля и изменение формы его набегающей стороны

который либо выдавливает, либо нарезает профиль в гнезде корпуса или в гайке (контакт плотный без зазоров).

Последующие участки могут действовать по-разному. По ним может образоваться зазор или небольшой натяг от действия послеформационной усадки отверстия. Примером могут служить резьбовыдавливающие винты Taptite DIN 7500 с лобулярным профилеобразующим участком и цилиндрическим последующим участком, средний диаметр резьбы которого меньше, чем средний диаметр по лепесткам профилеобразующего участка. Такая конструкция уменьшает трение при завинчивании винта.

С учетом вариантов, представленных в табл. 1 и на рис. 2, можно заметить, что число их комбинаций значительно. Каждый из возможных вариантов обладает своими технологическими и эксплуатационными свойствами. Их исследование потребует огромных временных и материальных затрат. Поэтому в данной статье приведены результаты исследования стопорящих свойств только одного типа резьбового соединения с крепежной деталью, имеющей три различных участка, один из которых несет смещенный шаг резьбы.

Для исследования устойчивости резьбовых деталей к отвинчиванию проведена серия испытаний трех типов резьбовых соединений, два из которых собраны на основе образцов со стандартной резьбой М14×1,5 из стали 35, завинчиваемых в отверстия призматических образцов из алюминиевого сплава АЛ4 по следующим схемам. Первую группу собирали на вертикально-сверлильном станке, оснащенном тензометрическим динамометром, путем завинчивания резьбовых образцов в гладкие отверстия диаметром, соответствующим среднему диаметру резьбы.

Вторая группа соответствовала соединениям с радиальным натягом. Для этого резьбу в отверстиях нарезали однониточной фрезой на вертикально-фрезерном станке с ЧПУ планетарным способом. Средний диаметр внутренней резьбы формировался программой таким образом, чтобы относительно среднего диаметра резьбового образца создавался натяг 36...42 мкм. Далее сборку проводили завинчиванием по вышеуказанной схеме.

Третья группа образована на основе применения стержневых образцов со специальной резьбой, которая по основным своим параметрам соответствовала резьбе М14·1,5, но имела три разных участка (рис. 3). Их обрабатывали дисковой угловой фрезой на том же станке с ЧПУ планетарным способом. Общая длина нарезки 20 витков. Первый участок из шести витков нес основную резьбу с шагом 1,5 мм. Следующий за ним имел восемь витков, уменьшенный средний диаметр и тот же шаг. Третий участок состоял из шести витков и имел тот же средний диаметр, что и у второго участка, но шаг резьбы составлял 1,48 мм. Такие образцы завинчивали в гладкие отверстия, аналогично образцам первой группы. Для исследования подготовлены по пять резьбовых образцов каждой группы.

При круговом движении стола с образцом в направлении орбитальной подачи фрезой за три прохода обрабатывали резьбу первых двух

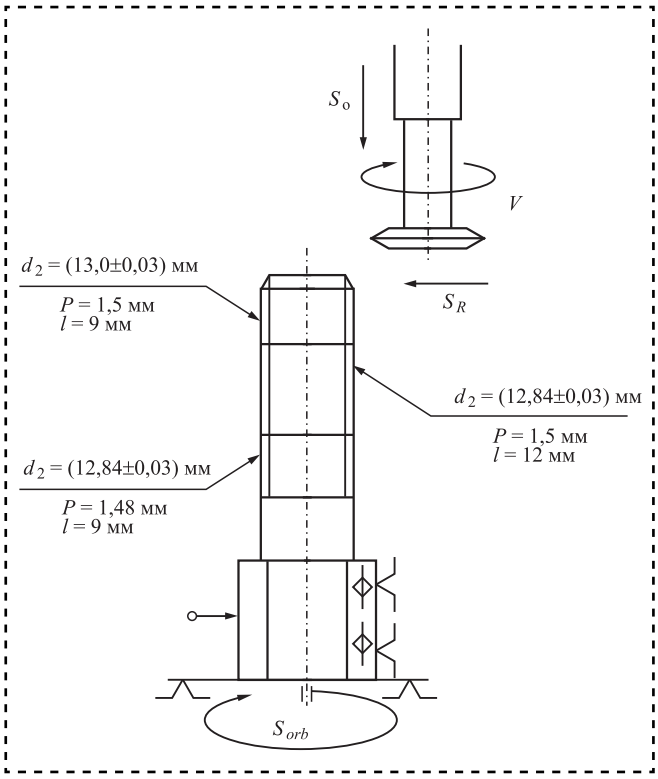


Рис. 3. Схема обработки и размерные параметры исследуемого образца крепежной детали:
S_o — осевая подача фрезы при подводе, отводе и по шагу; V — главное движение; S_R — радиальная подача; S_{orb} — круговая подача стола по двум координатам (орбитальная подача)

участков до получения среднего диаметра (13,0±0,03) мм. Далее обрабатывали второй участок до диаметра d_2 = (12,84 ± 0,03) мм. Фрезу отводили и снова устанавливали в конец нитки второго участка на начальный припуск. Обработку третьего участка с шагом 1,48 мм осуществляли за три прохода аналогичным образом.

Такая технология неприемлема для массового производства крепежных изделий и реализована только для экспериментальной работы. В реальной практике имеются примеры производства и более сложных по конструкции метизных изделий. Для этого применяют секционированные сборные плоские плашки с разными ручьями.

В каждой группе проводили по пять завинчиваний с последующей разборкой с записью крутящих моментов завинчивания и вывинчивания (рис. 4). Кривая *1* на рис. 4 соответствует процессу сборки-разборки резьбового образца из первой группы при завинчивании в гладкое отверстие. Кривая *2* — процессу сборки-разборки образцов третьей группы.

Результаты исследований стопорящих свойств соединений третьей группы сравнивали со свойствами первой и второй групп. На основании осциллограмм устанавливали наибольшие значения крутящих моментов в конце завинчивания и начале вывинчивания и соответствующих этому коэффициентов стопорения

$$K_c = \frac{M_{кр\,max}}{M_{отв\,max}},$$

где $M_{кр\,max}$ — среднее значение пиков крутящего момента в конце завинчивания (по пяти случаям);

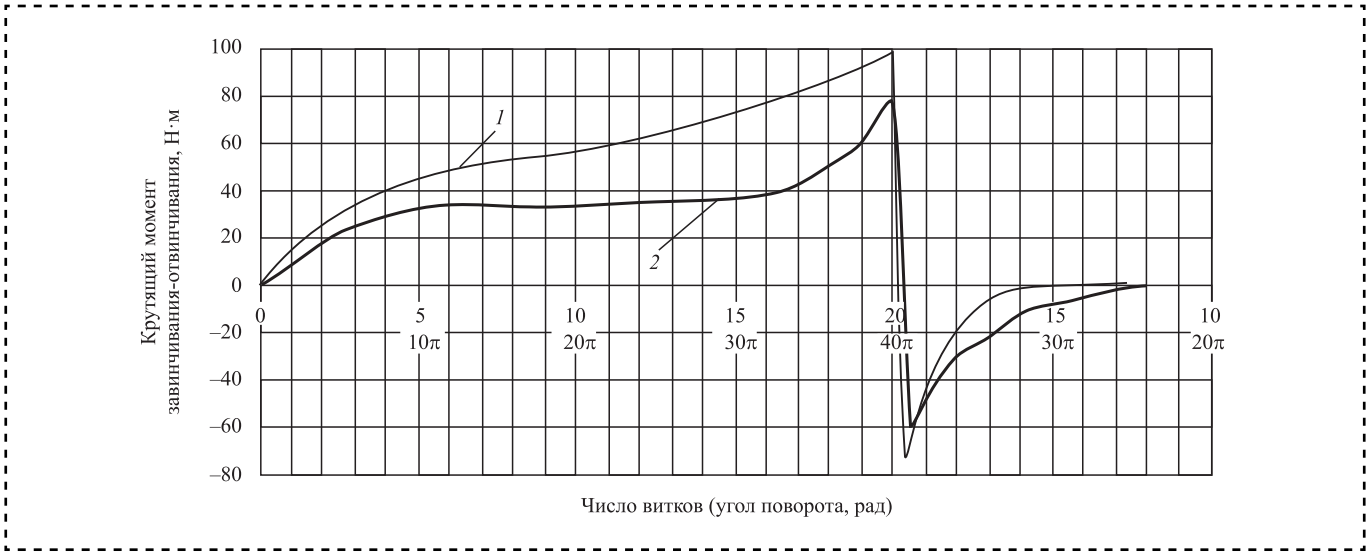


Рис. 4. Осциллограммы записи крутящих моментов при завинчивании в гладкие отверстия образцов:
1 — с постоянным шагом; *2* — с участком, несущим измененный шаг

Таблица 2

Результаты сравнительных испытаний стопорящих свойств разных соединений

Номер группы образцов	Конечный момент завинчивания, Н·м	Средний момент завинчивания, Н·м	Начальный момент отвинчивания, Н·м	Средний момент отвинчивания, Н·м	Средний коэффициент стопорения $K_с$	Интегральный показатель $K_{си}$
1	82...112	96	68...84	73	0,76	0,12...0,15
2	76...91	82	52...63	59	0,72	0,35...0,41
3	68...83	75	48...59	53	0,7	0,44...0,66

$M_{отв\ max}$ — среднее значение начальных моментов отвинчивания.

Значения интегрального показателя эффективности стопорения представлены в табл. 2 [4].

В результате сравнения данных можно считать, что соединения третьей группы обладают не худшими стопорящими свойствами, чем соединения с натягом и собранных путем завинчивания в гладкие отверстия.

Значения интегрального показателя указывают на большую удерживающую способность соединений третьей группы в сравнении с остальными. Это объясняется тем, что затраты мощности на завинчивание у них меньше, чем у предыдущих групп, а мощность, необходимая для отвинчивания, выше. Поэтому показатели $K_{си}$ для третьей группы в 3,5—4,0 раза выше, чем у первой, и в 1,4—1,55 раза, чем у второй.

Судить о преимуществах только одного вида крепежных деталей с участком измененного шага и только по показателям стопорящих свойств нельзя. Нужны дополнительные исследования их вибростойкости, показателей осевой жесткости, стабильности сил затяжки, влияния фактора времени на устойчивость и т.п.

Применение модифицированных резьб в различных областях практики решает много различных задач:

— повышение прочностных свойств (несущей способности) соединений;

— создание в сопряжении сжимающих или растягивающих напряжений и формирование необходимого закона распределения напряжений по длине резьбового контакта;

— повышение стопорящих свойств и вибростойкости соединений;

— относительное смещение двух деталей на разные расстояния для целей кинематики;

— повышение числа сборок-разборок соединений и т. д.

Подобные резьбовые изделия относятся к деталям прогрессивных конструкций и не стандартизованы, поэтому их особенности мало изучены и существует потребность в дополнительных исследованиях по данному направлению.

Библиографический список

1. **Березин С.Я.** Исторические и технические пути развития крепежных и резьбообразующих деталей. Чита: ЗабГУ, 2016. 247 с.
2. **Биргер И.А., Иосилевич Г.Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.
3. **Xin Chen, Nao-Aki Noda, Yu-Ichiro Akaishi and et al.** Effect of Pitch Difference on Anti-loosening Performance and Fatigue Strength for High Strength Bolts and Nuts // 13th International Conference on Fracture. Beijing, China. 2013. 10 p.
4. **Березин С.Я., Карпов А.Р.** Энергетический принцип оценки стопорящих свойств резьбовых соединений с волнистым профилем витков одной из деталей // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2016. № 10. С. 31—35.

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 07.05.2019. Подписано в печать 25.06.2019. 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.

К сведению авторов журнала «Сборка в машиностроении, приборостроении"

Объем статьи (текст статьи, рисунки, таблицы), предлагаемой к публикации, не должен превышать 12 страниц, напечатанных на белой бумаге (формата А4) на одной стороне листа через полтора интервала 12-м кеглем.

Все страницы в статье должны быть пронумерованы.

В редакцию представляется статья в электронном виде — файл (с расширением .doc или .pdf) с набором текста (шрифт Times New Roman) или распечатанная рукопись (на белой бумаге (формата А4) на одной стороне листа).

Требования к оформлению статьи

1. Обязательно должны быть представлены сведения об авторах:

- Ф.И.О.;
- ученая степень и звание (если есть);
- место работы;
- должность;
- адреса и телефоны (домашний и служебный), факс;
- E-mail.

Названия учреждений, в которых выполнялись исследования, необходимо раскрывать полностью, указывать город.

2. Обязательно представлять на русском и английском языках:

- фамилии, имена и отчества авторов, название учреждения, в котором выполнялось исследование;
- название статьи;
- аннотацию к статье;
- ключевые слова.

3. Начало статьи должно быть оформлено по следующему образцу:

- УДК (Индекс статьи по Универсальной десятичной классификации http://teacode.com/online/udc/);
- авторы (с указанием ученой степени);
- полное название учреждения, в котором выполнялось исследование;
- город;
- страна (для иностранных авторов).

Ссылку на гранты необходимо обозначать звездочкой (*) на первой странице.

4. Формулы, буквенные обозначения (прописные и строчные, латинского и греческого алфавитов), цифры, знаки и их расположение должны быть четкими и различимыми.

Для набора формул и буквенных обозначений следует использовать программу MathType или редактор формул Equation в офисном редакторе Microsoft Office Word.

5. После текста должен быть приведен список литературы, используемый при написании статьи.

Составляется список по порядку ссылок в тексте и оформляется по ГОСТ 7.0.5—2008. Ссылки на иностранную литературу следует писать на языке оригинала без сокращений. Количество литературных источников не должно превышать пяти наименований. Допускается ссылка на литературу не ранее 2000 г. выпуска (при необходимости ссылку на более "старый" источник литературы приводят непосредственно в тексте).

6. Иллюстрации представляются в виде отдельных файлов (с расширением .doc, .tiff, .pdf., .jpeg 600 dpi), размер не должен превышать 186 мм.

Рисунок должен быть четким и иметь подрисуночную подпись. Подрисуночные подписи следует представлять отдельным списком. Объяснение рисунков и фотографий в тексте и подписи к ним должны соответствовать содержанию рисунков.

Данные таблиц и рисунков не должны дублировать текст!

Все статьи, поступающие в редакцию, проходят рецензирование.

В случае отклонения статьи редакционным советом журнала редакция оставляет за собой право сообщать автору о решении редакционного совета без предоставления рецензии.

Материалы, присланные в редакцию, обратно не высылаются

Плата за публикацию статей не взимается