

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ  
ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИЙ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ

3 2008  
(92)

### СОДЕРЖАНИЕ

#### Современные технологии сборки

- Назаров Ю.Ф., Соловьева М.В., Сорокина И.В., Точилин П.В. Оценка эффективности при внедрении высоких наукоемких технологий . . . . . 3
- Шишкарев М.П. Влияние точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт на массу привода машины . . . . . 6
- Кузнецов М.В., Симаков А.Л. Сравнительный анализ регуляторов в средствах активной адаптации для автоматизированной сборки . . . . . 13
- Ильицкий В.Б., Ерохин В.В. Погрешности базирования и положения деталей в призмах . . . . . 17
- Хейфец М.Л. Технологическое и эксплуатационное наследование показателей качества в жизненном цикле изделий машиностроения . . . . . 22

#### Сборочное оборудование и его элементы

- Шиляев С.А. Разработка устройства ротационного ленточного шлифования для обеспечения точности деталей в сборочном производстве . . . . . 25

#### Сборочно-сварочные работы. Пайка

- Коротков А.Н., Дубинкин Д.М. Анализ методов обработки сварных швов . . . . . 28

#### Сборка с использованием клея

- Мурзаева И.В., Гуляев В.А. Уточняющий расчет физико-механических свойств клея для стекла методом конечных элементов (МКЭ) . . . . . 31

#### Обеспечение качества. Испытания. Контроль

- Емельянов А.А. Импульсное кондиционирование пленочных электродов фотоэлектронных приборов . . . . . 34

#### Информация

- Лапидус В.А. Уход от массового производства . . . . . 41
- Болтрукевич В. 5S: Как улучшить свое рабочее место . . . . . 44
- Новиков В.В., Рябов И.М., Колмаков В.И., Чернышов К.В. Универсальный стенд для испытания подвесок и колес автотранспортных средств . . . . . 45

#### Нормативная документация

- Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения (по материалам ГОСТ 22061-76) . . . . . 51

#### Соединения деталей и машин

- Крайнев А.Ф. Подвижные соединения и уплотнения (функциональная целесообразность и технологичность) . . . . . 2-я, 3-я стр. обложки

**Председатель редакционного совета**  
Ф.М. МИТЕНКОВ, академик РАН

#### Редакционный совет

##### МОСКВА

В.М. БЕДРИН  
А.С. ВАСИЛЬЕВ  
(главный редактор)  
А.А. ГУСЕВ  
А.М. ДАЛЬСКИЙ  
И.Н. ЖЕСТКОВА  
(зам. главного редактора)  
Ю.Л. ИВАНОВ  
Ю.Г. КОЗЫРЕВ  
А.И. КУМЕНКО

А.В. МЕДАРЬ  
Е.А. МИКРИН  
Ю.Ф. НАЗАРОВ  
В.В. ПОРОШИН  
О.Н. РУМЯНЦЕВА  
Б.В. ШАНДРОВ  
А.А. ШАТИЛОВ  
А.Г. ХОЛОДКОВА  
Г.А. ЯРКОВ

#### Региональные редсоветы

##### АСТРАХАНЬ

В.В. МИКITYАНСКИЙ

##### БЕЛГОРОД

Н.А. ПЕЛИПЕНКО

##### БРЯНСК

О.А. ГОРЛЕНКО

##### ВЛАДИВОСТОК

Ю.Н. КУЛЬЧИН  
А.А. СУПОНЯ  
В.М. КОРНИЕНКО

##### ВЛАДИВОСТОК

В.Г. КАРАБАНЬ  
М.Г. КРИСТАЛЬ  
В.И. ЛЫСАК  
В.М. ТРУХАНОВ

##### ИЖЕВСК

И.В. АБРАМОВ  
Б.А. ЯКИМОВИЧ  
В.Г. ОСЕТРОВ  
И.К. ПИЧУГИН

##### КАЗАНЬ

Р.И. АДГАМОВ

##### КОВРОВ

Ю.З. ЖИТНИКОВ

##### КОЛОМНА

Ю.Д. АМИРОВ

##### КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ

Б.Н. МАРЬИН

В.И. ШПОРТ

##### НАБЕРЕЖНЫЕ ЧЕЛНЫ

С.В. ДМИТРИЕВ

Р.М. ХИСАМУТДИНОВ

##### ОМСК

В.Н. КОСТЮКОВ

##### ОРЕЛ

Ю.С. СТЕПАНОВ

Г.А. ХАРЛАМОВ

##### ОРЕНБУРГ

А.Н. ПОЛЯКОВ

А.И. СЕРДЮК

А.П. ФОТ

##### РЫБИНСК

В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ

В.В. НЕПОМИЛУЕВ

А.Н. СЕМЕНОВ

##### САМАРА

М.В. ЕВДОКИМОВ

Ю.А. ВАШУКОВ

Г.А. КУЛАКОВ

В.А. НИКОЛАЕВ

##### ТОЛЬЯТТИ

А.И. РЫЖКОВ

Б.Ф. ХАЗОВ

##### САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

В.Ф. КУЗЬМИН

Е.В. ШАЛОБАЕВ

##### ХАБАРОВСК

В.А. ЛАШКО

##### Украина

##### КМВБ

А.С. ЗЕНКИН

В.А. МАТВИЕНКО

##### ДОНЕЦК

А.И. МИХАЙЛОВ

##### СЕВАСТОПОЛЬ

Е.Л. ПЕРВУХИНА

##### ХАРЬКОВ

Б.М. АРПЕНТЬЕВ

##### Беларусь

##### МИНСК

В.Л. БАСИНОК

##### ГОМЕЛЬ

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ

##### ПОЛОЦК

М.Л. ХЕЙФЕЦ

#### Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Н.М. КУЩ-ЖАРКО, О.Н. ЛУТОВИНИНА,  
Л.В. САВЕЛЬЕВА

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индексы по каталогу "Роспечать" – 79748, Объединенному каталогу "Пресса России" – 84967, каталогу "Почта России" – 60257) или непосредственно в издательстве  
Тел.: (495) 268-38-42; тел./факс: 268-85-26. Факс: (495) 269-48-97.  
E-mail: sborka@mashin.ru

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-1747 от 25 февраля 2000 г.

THE MONTHLY  
NEWSMAGAZINE  
FOR SCIENTISTS  
AND MANUFACTURERS

# ASSEMBLING



## IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE MAGAZINE IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERS  
THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY AAC RF FOR DISSERTATION PUBLICATION

3      2008  
(92)

### CONTENTS

#### Modern Technologies in Assembly

- Nazarov Y.F., Soloviova M.V., Sorokina I.V., Tochilin P.V.** Effectiveness assessment in introducing high science-intensive technologies . . . . . 3
- Shishkarev M.P.** Influence of accuracy of operation adaptive frictonal cones on weight of a drive of tre machine . . . . . 6
- Kuznetsov M.V., Simakov A.L.** The comparative analysis of regulators in active means of adaptation for the automated assembly . . . . . 13
- Ilickiy V.B., Erohin V.V.** Errors of basing and position of details in prisms . . . . . 17
- Heifec M.L.** Technological and operational heritage of parameters of quality in life cycle of products of mechanical engineering . . . . . 22

#### Production Tools and Machinery for Assembly

- Shiljaev S.A.** Development of the device of rotational tape grinding for maintenance of accuracy of details in assembly manufacture . . . . . 25

#### Assembly Welding Works. Solder

- Korotkov A.N., Dubinkin D.M.** The analysis of methods of processing of welded seams . . . . . 28

#### Assembly with Use Glue

- Murzaeva I.V., Gulyaev V.A.** The precision calculation of the physical and mechanics characteristic of the glass glue by the method of final element . . . . . 31

#### Quality Assurance. Testing. Monitoring

- Emel'yanov A.A.** Pulse air-coditioning of film electrodes of photoelectronic devices . . . . 34

#### Information

- Lapidus V.A.** Leaving from mass production . . . . . 41
- Boltrukevich V.** 5S: How to improve the workplace . . . . . 44
- Novikov V.V., Ryabov I.M., Kolmakov V.I., Chernyshov K.V.** The universal stand for test of suspension brackets and wheels of vehicles . . . . . 45

#### Command Papers

- Machines** and technological equipment balance quality grade system. General (on the GOST 22061-76) . . . . . 51

#### Connections of Details of Machines and Devices

- Krainev A.F.** Mobile connections and condensations (functional expediency and adaptability to manufacture) . . . . . 2-nd, 3-d pp. of cover

Journal is distributed on subscription, which can be issued in any post office (index on the catalogue of the "Rospechat" agency 79748, the union catalogue "Pressa Rossii" 84967, the catalogue "Pochta Rossii" 60257) or directly in editorial of the journal.  
Ph.: (495) 268-38-42; ph./fax: 268-85-26. Fax: (495) 269-48-97.  
<http://www.mashin.ru>  
E-mail: [sborka@mashin.ru](mailto:sborka@mashin.ru)  
Labor Red Banner Order Public Corporation "Publishing House "Mashine Building" 107076, Moscow, Stromynsky per. 4  
The reference to the *Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal* during reprint of the materials is mandatory.  
Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

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

#### Editors

##### MOSCOW

- |  |   |
|--|---|
| BEDRIN V.M.<br>VASIL'EV A.S.<br>(Chief editor)                       | MEDAR' A.V.<br>MIKRIN E.A.<br>NAZAROV Yu.F.<br>POROSHIN V.V.          |
| DALSKY A.M.<br>GUSEV A.A.<br>ZHESTKOVA I.N.<br>(Deputy chief editor) | RUMIANTSEVA O.N.<br>SHANDROV B.V.<br>SHATILOV A.A.<br>KHOLODKOVA A.G. |
| IVANOV YUL.<br>KOZYREV YU.G.<br>KUMENKO A.I.                         | YARKOV G.A.   |

#### Regional editors

##### ASTRACHAN

MIKITIANSKI V.V.

##### BELGOROD

PELIPENKO N.A.

##### BRIANSK

GORLENKO O.A.

##### VLADIVOSTOK

KULSHIN Yu.N.  
SUPONIA A.A.

KORNIENKO V.M.

##### VOLGOGRAD

KRISTAL M.G.  
KARABAN' V.G.

LYSAK V.I.  
TRUKHANOV V.M.

##### IZNEVSK

ABRAMOV I.V.  
YAKIMOVICH B.A.

OSETROV V.G.  
PITCHUGIN I.K.

##### KAZAN

ADGAMOV R.I.

##### KOVROV

ZHITNIKOV Yu.Z.

##### KOLOMNA

AMIROV Yu.D.

##### KOMSOMOLSK-ON-AMUR

MARJIN B.N.  
SCHPORT V.I.

##### NABEREZHNYE CHELNY

DMITRIEV S.V.  
KHISAMUTDINOV R.M.

##### OMSK

KOSTIUKOV V.N.

##### OREL

STEPANOV Yu.S.  
KHARLAMOV G.A.

##### OREL

STEPANOV Yu.S.  
KHARLAMOV G.A.

##### OMSK

KOSTIUKOV V.N.

##### OREL

STEPANOV Yu.S.  
KHARLAMOV G.A.

##### POLOTSK

KHEIFETZ M.L.

**Executive editors of current issue:**  
KUSH-ZHARKO N.M., LUTOVININA O.N.,  
SAVELIEVA L.V.

The journal is registered by RF Ministry of Press, Tele-and Broadcasting and Mass Communications Media.  
Registration certificate ПИ № 77-1747,  
February 25, 2000      Free price

# СОВРЕМЕННЫЕ ТЕХНОЛОГИИ СБОРКИ

Ю.Ф. Назаров, д-р техн. наук; Соловьева М.В., канд. эконом. наук; И.В. Сорокина (Московский государственный открытый университет);  
П.В. Точилин (ОАО "АК Туламашзавод")

## Оценка эффективности при внедрении высоких наукоемких технологий

*Предложена методика оценки эффективности от использования наукоемких технологических решений, учитывающих основные критерии оценки сравниваемых технологий и их приоритетность.*

*Methods of effectiveness assessment are suggested that allow to measure effectiveness of using science-intensive technologies taking into account main criteria of assessing compared technologies and their priority.*

При создании новой техники с переходом одного поколения изделий на другое их производство усложняется в соответствии с новым (высоким) качеством, которое требует применения наукоемких технологических процессов их изготовления.

Создание высоких наукоемких технологий связано с конструктивными особенностями выпускаемых изделий, а также с обеспечением их оптимальных технических характеристик при эксплуатации.

В машиностроительном производстве применяют наукоемкие технологии, которые базируются на различных видах размерной обработки и сборки. В их основе лежат механические, тепловые, химические, магнитные и ядерные способы воздействия на поверхности обрабатываемых деталей и выполнения различных соединений. Среди них есть как традиционные методы формообразования, в основе которых лежит механическое воздействие, так и новые методы, получившие название нетрадиционных и сочетающие в себе последние достижения в области физики и химии.

Следует отметить, что традиционные технологические процессы достигли такого уровня, что последующие работы в этом направлении давали только локальные и незначительные улучшения технологических характеристик процессов механической обработки и сборки. Значительно позднее началось интенсивное развитие электрофизических и электрохимических методов обработки и сборки, в основе которых лежит использование электрической энергии для формообразования де-

талей сложного профиля и выполнения соединений высокого качества.

С учетом зарубежного опыта можно определить основные признаки высоких технологий, которые дают возможность создавать продукцию на основе методов обработки и сборки, возникающих на базе фундаментальных научных открытий; обеспечивать быстрое изменение технологии для увеличения жизненного цикла изделий; жесткие требования по сокращению сроков их изготовления при ограниченных ресурсах [2, 3].

Алгоритм, который охватывает основные элементы высоких наукоемких технологий, можно представить следующим образом (см. рисунок) [2].

Эффект от разработки наукоемких технологий, например капитальное строительство или внедрение новой техники, все же остается неразрывно связанным с экономикой, поскольку при производстве товара фирмы и предприятия заинтересованы в получении прибыли. Привести же к общему знаменателю чисто экономические и социально-политические слагаемые эффекта весьма трудно.

Будем исходить из не вызывающего ни у кого сомнений понятия эффективности как соотноше-



Структурная схема высоких наукоемких технологий



ния между эффектом и затратами [1]. Более конкретно будем использовать относительную или сравнительную эффективность  $E$  объекта  $A$  по отношению к базовому объекту  $B$ :

$$E = \frac{\Delta_{\text{э}}}{C_A - C_B}, \quad (1)$$

где  $\Delta_{\text{э}} = \text{Э}_A - \text{Э}_B$  – экономический эффект (искомая величина), соответствующий разности между эффектами, обеспечиваемыми внедряемым и базовым техническими решениями и технологиями;

$C_A, C_B$  – затраты по внедряемому и базовому вариантам соответственно.

Проблему определения экономического эффекта от внедрения наукоемких технологий рассмотрим на примере внедрения лазерных технологий, используемых при обработке деталей и сборке, в частности: резки, сварки, перфорации, сверления, гравирования. Все указанные разновидности наукоемких технологий имеют базовые технологические решения.

Рассмотрим случай, когда базовые технологии не являются наукоемкими.

Из формулы (1) видно, что возможны два случая. Если знаменатель меньше нуля, это значит, что затраты на наукоемкий вариант технологии меньше, чем на базовый. В этом случае экономический эффект следует определять поэлементным расчетом, что является предметом отдельного рассмотрения. Однако более сложным и актуальным является второй случай, когда затраты на наукоемкую технологию больше, чем на базовую. Для этого случая мы предлагаем производить расчет экономического эффекта по комплексному показателю эффективности.

Комплексный показатель эффективности (КПЭ) технического решения широко используется, и показал свою адекватность в функционально-стоимостном анализе (ФАС). Комплексный показатель эффективности определяют на основе экспертной оценки различных частных критериев предпочтительности при помощи методики "растановки приоритетов".

Комплексный показатель эффективности  $Q_i$  для  $i$ -го варианта технологии определяют по формуле

$$Q_i = \sum_{r=1}^m P_{i(r)} B_r, \quad (2)$$

где  $P_{i(r)}$  – относительный приоритет  $i$ -го варианта по  $r$ -му критерию оценки;

$B_r$  – относительный приоритет  $r$ -го критерия оценки;

$m$  – количество критериев оценки.

Предлагаем отождествить относительную эффективность  $E$  сравниваемых технологий (1) с отношением  $Q_i$  для наукоемкой и базовой технологий (2):

$$E = \frac{Q_A}{Q_B}, \quad (3)$$

где  $Q_A$  и  $Q_B$  – КПЭ наукоемкой и базовой технологий соответственно.

Подставив величину, определенную по формуле (3), в формулу (1), можно определить искомый экономический эффект  $\Delta_{\text{э}}$ .

Для определения величин, входящих в формулу (2), следует составить список критериев оценки сравниваемых технологий. В качестве примера в табл. 1 приведен список критериев оценки при внедрении лазерных технологий.

Число критериев оценки не должно быть менее пяти и более девяти, что следует из положений экспериментальной психологии в соответствии с оптимальным количеством альтернатив, с которыми одновременно должен работать эксперт.

### 1. Критерии оценки при внедрении лазерных технологий

| Критерий  | Обозначение критерия |
|---|----------------------|
| Трудоемкость технологии (количество затрачиваемых на изготовление изделий человеко-часов) | $K_1$                |
| Сложность технологического оборудования   | $K_2$                |
| Сложность технологической оснастки, включая инструменты                                   | $K_3$                |
| Первоначальные затраты на приобретение и монтаж   | $K_4$                |
| Ресурс, т.е. полезная отдача за весь срок службы  | $K_5$                |
| Затраты на обслуживание и ремонт, включая затраты на электроэнергию                       | $K_6$                |
| Точность, обеспечиваемая технологией  | $K_7$                |
| Габаритность, материалоемкость и транспортабельность                                      | $K_8$                |
| Обеспечиваемое качество изделий   | $K_9$                |





Состав критериев оценки определяют конкретной разновидностью лазерной технологии. Этот состав можно формировать методом экспертного опроса, который должен зависеть от условий конкретного предприятия и внедрения данной технологии. Таким образом, конкретный состав критериев оценки при внедрении конкретной лазерной технологии, например на Тулмашзаводе, формируется проведением опроса его экспертов.

Для определения относительных приоритетов  $B_r$ , входящих в формулу (2), необходимо построить матрицу значимости.

Коэффициенты предпочтительности  $a_{ij}$  определяют на основании экспертного опроса, который проводят среди широкого круга специалистов. Возможна как дихотомическая, так и метризованная оценка. При дихотомической оценке  $a_{ij} = 1$ , если  $K_i$  более значимо, чем  $K_j$ , и  $a_{ij} = 0$ , если  $K_j$  более значимо, чем  $K_i$ . При метризованной оценке величина  $a_{ij}$  указывает, во сколько раз критерий  $K_i$  значимее критерия  $K_j$ .

Относительный (нормированный) приоритет каждого критерия, входящий в формулу (2), определяют по формуле

$$B_r = \frac{B_{a(r)}}{\sum_{r=1}^m B_{a(r)}}, \quad (4)$$

где  $B_{a(r)}$  – абсолютный приоритет  $r$ -го критерия, определяемый как следующее произведение матриц:

$$B_{a(r)} = \bar{A} \times \bar{B}. \quad (5)$$

Причем  $\bar{A} = |K_{i1}, K_{i2}, \dots, K_{im}|$  –  $i$ -я матрица – строка коэффициентов предпочтительности в матрице значимости критериев.

Матрица-столбец сумм коэффициентов предпочтительности по строкам матрицы значимости критериев

$$\bar{B} = \begin{pmatrix} \sum_{j=1}^m a_{1j} \\ \vdots \\ \sum_{j=1}^m a_{mj} \end{pmatrix}.$$

Относительные приоритеты технологий  $P_{i(r)}$ , подставляемые в формулу (2), вычисляют аналогично определению значимости критериев с той разницей, что объектами сравнения становятся варианты технологий. Матрицы предпочтительности при малом числе  $m_p$  сравниваемых вариантов технологий можно свести в одну таблицу, в которой принято  $m_p = 2$ .

Подставляемые в формулу (2) величины вычисляются по формуле

$$P_{i(r)} = \frac{P_{ai(r)}}{\sum_{i=1}^2 P_{ai(r)}}, \quad (6)$$

где  $P_{ai(r)}$  – абсолютный приоритет, вычисляемый по формуле

$$P_{ai(r)} = (b_{ij}) \times \sum_{j=1}^2 b_{ij}. \quad (7)$$

Таким образом, подставляя значения, подсчитанные по формулам (6) и (4), в формулу (2), можно определить комплексные показатели эффективности для внедряемой  $Q_A$  и базовой  $Q_B$  технологий, которые и подставляют в формулу (3).

Это дает возможность рассчитывать экономический эффект по формуле (1).

Переходя к рассмотрению случая, когда обе сравниваемые технологии являются наукоемкими, будем определять относительную эффективность  $E$  по формуле

$$E = \frac{I_A}{I_B}, \quad (8)$$

где  $I_A$  и  $I_B$  – интегральные показатели качества, обеспечиваемые внедряемой и базовой технологиями соответственно, которые следует определять по формуле

$$I = \frac{L}{C}, \quad (9)$$

где  $L$  – длина проходки за весь срок службы (суммарная длина реза при лазерной резке, общая длина шва при лазерной сварке, суммарная толщина листов при лазерной перфорации, суммарная длина отверстий при лазерном сверлении, суммарная длина линий при лазерном гравировании);

$C$  – суммарные затраты на реализацию наукоемкой технологии.



Подстановка величин, подсчитанных по формулам (8) и (9), в формулу (1) позволяет также определить искомый экономический эффект.

### Вывод

Предложенную методику расчета экономического эффекта при внедрении наукоемких технологий можно использовать во всех переделах машиностроительного производства с учетом критериев оценки сравниваемых технологий.

### Список литературы

1. Точилин П.В., Сагателян Г.Р., Назаров Ю.Ф. Методика расчета экономической эффективности внедрения наукоемких технологий. М.: МГОУ, "Новые технологии XXI века", 2001. № 1. С. 29–34.
2. Никифоров А.Д. Современные проблемы науки в области технологии машиностроения. М.: Высшая школа, 2006. 392 с.
3. Никифоров А.Д., Ковшов А.Н., Назаров Ю.Ф., Схиртладзе А.Г. Высокие технологии размерной обработки в машиностроении: учеб. для вузов. М.: Высшая школа, 2007. 258 с.

УДК 621.825.54

М.П. Шишкарёв, канд. техн. наук (Ростовская-на-Дону государственная академия сельскохозяйственного машиностроения)

## Влияние точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт на массу привода машины

*На основе анализа зависимости массы адаптивных фрикционных муфт различных принципиальных схем от величины коэффициента усиления обратной связи показано влияние точности срабатывания их на совокупную массу элементов привода машины. Установлено, что отсутствие влияния коэффициента усиления на массу муфты предложенной схемы позволяет рекомендовать ее для применения как обеспечивающую максимальный эффект по критерию снижения общей массы привода.*

*On the basis of the analysis of dependence of weight adaptive frictional cones various basic schemes from size of factor of strengthening of a feedback influence of accuracy of their operation on cumulative weight of elements of a drive of the machine is shown. It is established, that absence of influence of factor of strengthening cone the offered scheme allows to recommend it for weight for application as providing the maximal effect.*

В отличие от предохранительных фрикционных муфт обычной точности срабатывания (неадаптивных) адаптивные фрикционные муфты (АФМ) могут обладать различной точностью срабатывания (для конкретной модели муфты). Это достигается за счет изменения величины коэффициента усиления

(КУ) обратной связи [1]. Точность срабатывания АФМ первого поколения, имеющих одноконтурную отрицательную обратную связь, увеличивается по мере роста величины КУ, что одновременно приводит к увеличению массы муфты из-за возрастания ее радиальных габаритов [2].

В [3] показано, что для АФМ существует область оптимальных значений КУ, при которых масса привода, включая АФМ, минимальна. Существование области минимальных значений массы привода объясняется влиянием величины КУ на массу АФМ (по данным Р.М. Запорожченко [2] – прямая зависимость массы АФМ от величины КУ) и на массу остальных узлов и деталей привода (по данным [3] – обратная зависимость между указанными параметрами).

Указанная особенность АФМ с отрицательной обратной связью является их существенным недостатком и приводит к недостаточно высокой эффективности применения муфт данного класса.

Разработанные в последнее время принципиальные и конструктивные схемы АФМ с отрицательной обратной связью и зеркальным (по сравнению с существующими схемами муфт) расположением управляющего устройства (УУ) относительно фрикционной группы не имеют указанного недос-



татка [4]. У этих АФМ нагрузочная способность возрастает с увеличением КУ, поэтому при сохранении прежней величины (настроечной) вращающего момента увеличивать габариты и массу муфт не требуется. Наоборот, необходимо уменьшение силы натяжения замыкающих пружин, их размеров и массы.

В связи с этими обстоятельствами представляет научный и практический интерес исследование и решение следующих проблем:

- о исследовании эффективности новых конструкций АФМ с точки зрения снижения массы привода машины по сравнению с существующими АФМ;

- о исследовании влияния места установки новых конструкций АФМ в приводе машины на его массу.

#### Исследование эффективности применения АФМ.

При исследовании примем, в целях упрощения математических выкладок и последующего анализа, что привод машины состоит из механических редукторов с цилиндрическими прямозубыми передачами, а на валы передач действуют только вращающие и изгибающие моменты: осевая нагрузка на валы отсутствует.

Предохранительная муфта защищает от перегрузок часть привода, включающего редукторы, расположенные между муфтой и двигателем. Очевидно, что двигатель также является объектом защиты с помощью муфты. Остальная часть привода условно относится к незащищаемой.

Последнее утверждение представляется не вполне корректным, поскольку исследованиями установлено, что часть привода, расположенная между предохранительной муфтой и рабочим органом машины, в результате действия муфты испытывает перегрузки меньше тех, которые возникают в указанной части привода при отсутствии в его составе предохранительной муфты.

В ходе исследований состав защищаемой и незащищаемой частей привода остается неизменным.

В качестве математической основы исследования примем наиболее часто используемый в практике расчет на сопротивление усталостной прочности. Полагая, что механические редукторы являются двухступенчатыми, будем считать количество зубчатых колес равным  $4/3$  количества валов.

При расчете валов коэффициент запаса усталостной прочности определяют по формуле [5]

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}, \quad (1)$$

где  $n_\sigma$  и  $n_\tau$  – коэффициенты запаса усталостной прочности по нормальным и по касательным напряжениям соответственно.

С учетом сделанных выше допущений коэффициенты [5]

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma D} \sigma_a}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau D} \tau_a}, \quad (2)$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости материала детали соответственно при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом;

$\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитудные составляющие цикла изменения нормальных и касательных напряжений;

$k_{\sigma D}$  и  $k_{\tau D}$  – приведенные коэффициенты концентрации напряжений.

Переменные составляющие цикла изменения напряжений определяют по формулам [5]:

$$\sigma_a = \frac{10^3 M_{\text{изг}} (1 + \varphi)}{W}, \quad (3)$$

$$\tau_a = \frac{10^3 T_{\text{вр}} (1 + \varphi)}{W_k},$$

где  $M_{\text{изг}}$  и  $T_{\text{вр}}$  – суммарный изгибающий и вращающий моменты соответственно;

$W$  и  $W_k$  – моменты сопротивления сечения вала изгибу и кручению соответственно;

$\varphi$  – коэффициент динамичности нагрузки.

В прямозубых передачах изгибающий момент возникает в результате действия радиальных сил в зацеплениях, которые зависят от вращающего момента, следовательно, изгибающий момент также является функцией вращающего момента. В соответствии с этим можно принять

$$M_{\text{изг}} = b T_{\text{вр}}$$

где  $b$  – коэффициент.

В качестве  $M_{\text{изг}}$  и  $T_{\text{вр}}$  принимаются максимальные значения моментов, которые можно представить через их номинальные значения как

$$M_{\text{изг}} = b K_T M_H, \quad (4)$$

$$T_{\text{вр}} = K_T T_H,$$

где  $K_T$  – коэффициент точности муфты.



Для существующих АФМ и муфт новых конструкций первого поколения коэффициент точности определяют по формуле:

$$K_T = \frac{f_{\max}(1 + zCf_{\min})}{f_{\min}(1 + zCf_{\max})}, \quad (5)$$

где  $f_{\min}$  и  $f_{\max}$  – соответственно минимальное и максимальное значения, которые может принимать коэффициент трения для выбранного сочетания материалов пар трения в конкретных условиях их эксплуатации;

$z$  – число пар поверхностей трения фрикционной группы муфты;

$C$  – КУ обратной связи.

Из курса сопротивления материалов следует [6]:

$$W_k = 2W. \quad (6)$$

Масса вала как цилиндрического тела равна

$$M = \gamma V = \gamma \frac{\pi d^2}{4} L, \quad (7)$$

где  $\gamma$  – плотность материала (далее принята одинаковой для всех деталей привода);

$V$  – объем тела;

$d$  – средний диаметр вала;

$L$  – длина вала.

Средний диаметр вала при проектировании ступенчатых валов является расчетным при  $L \leq 8d$  [5], поэтому, приняв  $L = 8d$ , запишем (7) как

$$M = 2\pi d^3 \gamma,$$

откуда найдем

$$d^3 = \frac{M}{2\pi\gamma}. \quad (8)$$

Моменты сопротивления изгибу и кручению находят соответственно по формулам

$$W = \frac{\pi d^3}{32}, \quad (9)$$

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16},$$

поэтому после подстановки правой части (8) в (9) и учитывая полученный результат, а также (2)–(6) в соотношение (1), найдем при значении  $n = [n]$  (где

$[n]$  – допускаемое значение коэффициента запаса прочности исходя из выносливости [5]):

$$M_i = \left( 16 \cdot 10^{-6} [n] K_{\sigma D} K_{\tau D} b K_T T_H (1 + \phi) \gamma \times \right. \\ \left. \times \sqrt{\frac{\sigma_{-1}^2}{(K_{\sigma D} b)^2} + \frac{16 \tau_{-1}^2}{K_{\tau D}^2}} \right) \times \frac{1}{\sigma_{-1} \tau_{-1} u_i \eta_i}, \quad (10)$$

где  $u_i$  – общее передаточное число механической передачи, расположенной между АФМ и  $i$ -м валом защищаемой части привода, для которого определяется искомая масса;

$\eta_i$  – общий коэффициент полезного действия упомянутой механической передачи.

Из (10) следует, что масса вала зависит прямо пропорционально от коэффициента точности АФМ.

Общая масса всех валов механических передач защищаемой части привода может быть вычислена по формуле:

$$M_{\text{вп}} = \sum_{i=1}^n M_i, \quad (11)$$

для применения которой необходимо использовать (10) при переменных  $u_i$  и  $\eta_i$ .

Для определения зависимости  $M'_i(u_i)$  (где  $M'_i$  – масса зубчатого колеса) для зубчатых передач найдем зависимость диаметра делительной окружности колеса от вращающего момента на нем.

Для этого представим межосевое расстояние передачи как

$$a_n = \frac{d_1(u'_i + 1)}{2}, \quad (12)$$

где  $d_1$  – диаметр делительной окружности шестерни;

$u'_i$  – передаточное число зубчатой передачи.

Учитывая, что  $d_2 = u'_i d_1$  (где  $d_2$  – делительный диаметр зубчатого колеса), и используя известную из работы [5] зависимость, запишем с учетом (12):

$$d_1 = 2k_a \sqrt[3]{\frac{T_{1i} K_{H\beta}}{u'_i \Psi_{ba} \sigma_{H\beta}^2}}, \quad (13)$$

$$d_2 = 2k_a u'_i \sqrt[3]{\frac{T_{1i} K_{H\beta}}{u'_i \Psi_{ba} \sigma_{H\beta}^2}},$$

где  $k_a$  – размерный коэффициент;





$T_{li}$  – максимальный (расчетный) вращающий момент на шестерне;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии;

$\psi_{ba}$  – коэффициент ширины зубчатого венца;

$\sigma_{Hp}$  – допускаемое контактное напряжение при расчете зубьев на выносливость.

С учетом вращающего момента, действующего на валу АФМ, формулы (13) можно записать как

$$\begin{aligned} d_1 &= 2k_a \sqrt[3]{\frac{K_T T_n K_{H\beta}}{u_i \eta_i u'_i \psi_{ba} \sigma_{Hp}^2}}, \\ d_2 &= 2k_a u'_i \sqrt[3]{\frac{K_T T_n K_{H\beta}}{u_i \eta_i u'_i \psi_{ba} \sigma_{Hp}^2}}. \end{aligned} \quad (14)$$

Полагая, что зубчатые колеса представляют собой детали в форме дисков, массу шестерен и зубчатых колес определим с учетом (14) по формулам

$$\begin{aligned} M_{шi} &= 2\pi k_a^3 \gamma \frac{K_T T_n K_{H\beta} q}{u_i \eta_i u'_i \sigma_{Hp}^2}, \\ M_{ки} &= 2\pi k_a^3 (u'_i) \gamma \frac{K_T T_n K_{H\beta} q}{u_i \eta_i u'_i \sigma_{Hp}^2}, \end{aligned} \quad (15)$$

где  $q$  – коэффициент, учитывающий уменьшение объема деталей за счет центрального (посадочного) отверстия, впадин между зубьями и боковых выштамповок ( $q < 1$ ).

Зависимости (15) получены при значении  $\psi_{ba} = 0,4$  [5].

Размеры (габаритные и элементов конструкции) и масса корпусов редукторов при изменении действующей нагрузки не остаются постоянными: они уменьшаются по мере уменьшения вращающего момента на выходном валу редукторов в результате соответствующего изменения межосевого расстояния [5]. При этом происходит уменьшение толщины стенок корпуса, их длины и высоты (все указанные размеры пропорциональны межосевому расстоянию [5]).

Поскольку межосевое расстояние зависит от вращающего момента на шестерне в степени  $1/3$ , объем продольной стенки корпуса как третья степень межосевого расстояния и ее масса зависят прямо пропорционально от вращающего момента и, соответственно, от коэффициента точности АФМ.

Толщина поперечной стенки корпуса редуктора пропорциональна межосевому расстоянию, т.е. величине  $T_{li}^{1/3}$ . Длина поперечной стенки с учетом коэффициента ширины зубчатого венца колеса и шестерни мало зависит от межосевого расстояния, а высота стенки, согласно второму соотношению (14), пропорциональна величине  $(u_i T_{li})^{1/3}$ , поэтому можно приближенно записать:

$$M_{корi} = p_1 \sqrt[3]{\left(K_T \frac{T_n}{u_i \eta_i'}\right)^2}, \quad (16)$$

где  $M_{корi}$  – масса корпуса  $i$ -го редуктора;

$p_1$  – размерный коэффициент пропорциональности, кг/(Н·м)<sup>2/3</sup>;

$u_i''$  – передаточное число механической передачи, расположенной между АФМ и  $i$ -м редуктором, с учетом среднего передаточного числа ступеней редуктора, равного:

$$u_i'' = u_{шi} u_{срi},$$

$u_{шi}$  – передаточное число упомянутой механической передачи;

$u_{срi}$  – среднее передаточное число ступеней редуктора:

$$u_{срi} = \frac{1}{n} \prod_{k=1}^n u_k,$$

$u_k$  – передаточное число  $k$ -й ступени редуктора;

$n$  – число ступеней редуктора;

$\eta'$  – общий коэффициент полезного действия упомянутой механической передачи и половины ступеней зубчатых зацеплений  $i$ -го редуктора (при нечетном числе ступеней принимается половина плюс одна ступень).

При неизменном номинальном вращающем моменте и увеличении КУ (в целях повышения точности срабатывания) масса существующих АФМ первого поколения возрастает практически пропорционально силе натяжения замыкающей пружины [2], поэтому запишем:

$$M_m = \frac{p_2 T_n (1 + z C f_{\min})}{z R_{ср} f_{\min}}, \quad (17)$$

где  $M_m$  – масса существующей АФМ первого поколения;

$p_2$  – размерный коэффициент пропорциональности, кг/Н.



В (17) учтен способ настройки АФМ по минимальному значению коэффициента трения, рекомендованный в [7].

При увеличении КУ и соответствующем росте силы натяжения пружины  $F_n$  увеличивается контактное давление на поверхностях трения, поэтому необходимо увеличение площади поверхностей трения, для того чтобы давление не превысило допустимого значения. Следовательно, в (17) параметр  $R_{cp}$  не является постоянным, и данная формула должна отражать его изменение. Полагая, что фактическое давление на поверхностях трения равно допустимому давлению, запишем:

$$[q] = \frac{F_n}{S}, \quad (18)$$

где  $[q]$  – допустимое контактное давление на поверхностях трения;

$F_n$  – нормальная сила, действующая на поверхности трения;

$S$  – площадь поверхности трения.

Площадь поверхности трения фрикционного диска равна

$$S = \pi(R_n^2 - R_b^2), \quad (19)$$

где  $R_n$  и  $R_b$  – соответственно наружный и внутренний радиусы диска.

В расчетах фрикционных дисковых муфт принимают [8]:

$$R_{cp} = \frac{R_n + R_b}{2} \quad (20)$$

и

$$\frac{2b_1}{R_{cp}} = \psi,$$

где  $b_1$  – ширина поверхности трения:

$$b_1 = R_n - R_b, \quad (21)$$

$\psi$  – коэффициент ширины диска [8].

Обычно  $\psi = 0,25$  [8], поэтому после разложения разности в скобках в (19) и с учетом (20) и (21) получим

$$S = \pi R_{cp}^2.$$

Используя последнее равенство в (18), найдем функциональную зависимость между параметрами муфты  $R_{cp}$  и  $F_n$  в виде

$$R_{cp} = \sqrt{\frac{F_n}{\pi[q]}}. \quad (22)$$

При заданной величине вращающего момента  $T_n$  существующих АФМ первого поколения силу натяжения замыкающей пружины находят по формуле

$$F_n = \frac{T_n(1 + zCf_{\min})}{zR_{cp}f_{\min}},$$

поэтому, подставив правую часть (22) в последнее равенство, найдем после некоторых преобразований

$$F_n = \sqrt[3]{\pi[q] \left[ \frac{T_n(1 + zCf_{\min})}{zf_{\min}} \right]^2}. \quad (23)$$

На основе (17) и (23) массу АФМ определим по соотношению

$$M_m = p_2 \sqrt[3]{\pi[q] \left[ \frac{T_n(1 + zCf_{\min})}{zf_{\min}} \right]^2}. \quad (24)$$

Соотношение (24) показывает, что масса муфты изменяется пропорционально дробной степени величины КУ.

Найденные функциональные зависимости позволяют определить общую массу привода с применением муфт различных конструкций (существующей АФМ первого поколения, новой конструкции АФМ и неадаптивной муфты – муфты обычной точности срабатывания), в зависимости от величины КУ (для первых двух конструкций АФМ). Проследить динамику изменения массы привода и осуществить сопоставление масс с различными конструкциями муфт удобнее графическим способом. При этом величина вращающего момента  $T_n$  должна оставаться постоянной, а коэффициент точности неадаптивной предохранительной фрикционной муфты равен:

$$K_T = \frac{f_{\max}}{f_{\min}}. \quad (25)$$

Поскольку величина номинального вращающего момента муфты и место ее установки в приводе

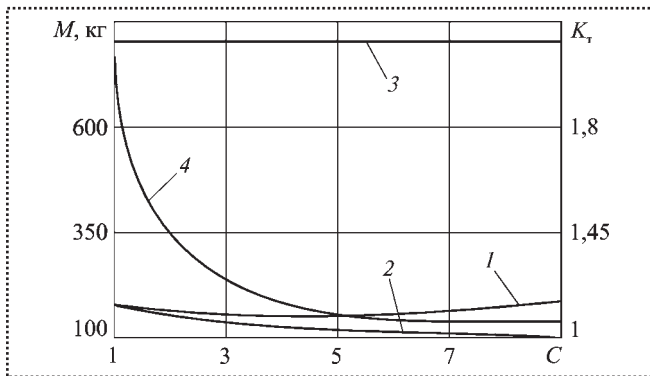


Рис. 1. Зависимости общей массы элементов защищаемой части привода от КУ:

1 – существующая АФМ; 2 – новая АФМ; 3 – неадаптивная фрикционная муфта; 4 – коэффициент точности АФМ

остаются неизменными на входе привода, т.е. на валу приводного двигателя, вращающий момент при перегрузках будет изменяться в соответствии с величиной коэффициента точности муфты.

Это будет влиять на перегрузочный режим работы двигателя: его номинальный вращающий момент, мощность и масса останутся прежними, если величина перегрузки на валу двигателя не будет превышать максимальный (по характеристике двигателя) вращающий момент.

В противном случае мощность двигателя должна быть принята с учетом фактической величины действующих перегрузок, следовательно, повышение точности срабатывания АФМ может привести к снижению мощности и массы двигателя.

В нашем случае будем считать мощность и массу двигателя неизменными. В этом заключается некоторый резерв эффективности применения АФМ.

При построении графиков примем соотношение числа зубчатых колес и валов редукторов как 1,4:1. В качестве примера примем, что защищаемая часть привода состоит из двух двухступенчатых редукторов с цилиндрическими зубчатыми колесами. Тогда при общем числе валов, равном 6, число зубчатых колес составит 8. По аналогии с АФМ того же типа (МПФС [9]) коэффициент пропорциональности  $p_2 = 0,0015 \dots 0,0027$  кг/Н (принимая  $p_2 = 0,0025$  кг/Н). Остальные исходные данные, принятые при расчетах и построении графиков:  $[n] = 1,8$ ,  $k_{\sigma D} = 1,88$ ,  $k_{\tau D} = 3,36$ ,  $b = 1,2$ ,  $\varphi = 0,25$ ,  $T_H = 500$  Нм,  $\gamma = 7,8 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>,  $\sigma_{-1} = 350$  МПа,  $\tau_{-1} = 210$  МПа,  $k_a = 485$  МПа<sup>1/3</sup>,  $k_{H\beta} = 1,03$ ,  $\psi_{ba} = 0,4$ ,  $\sigma_{Hp} = 730$  МПа,  $q = 0,65$ ,  $p_1 = 0,45$  кг/(Нм)<sup>2/3</sup>,  $\eta = 0,9$ ,

$\eta' = 0,92$ ,  $u_x = u'_i = 2,5$ ,  $z = 8$ ,  $f_{\min} = 0,1$ ,  $R_{cp} = 0,1$  м,  $[q] = 0,4$  МПа,  $f_{\max} = 0,8$ .

Массу валов редукторов вычисляли по (10), общую массу элементов защищаемой части привода (без учета массы электродвигателя) – по (11) с учетом конкретных значений параметров  $u_i$  и  $\eta_i$ . Массу шестерен и зубчатых колес редукторов определяли по (15) с учетом индивидуальных для каждого зацепления значений  $u_i$ ,  $u'_i$  и  $\eta_i$ . Изменение массы корпусов редукторов определяли по (16).

Графики зависимости общей массы элементов защищаемой части привода от КУ показаны на рис. 1. Кривая 1 (см. рис. 1) отражает упомянутую зависимость для привода с существующей АФМ первого поколения, кривая 2 – для привода с новой конструкцией АФМ первого поколения. Прямая 3 отражает общую массу элементов защищаемой части привода с неадаптивной фрикционной муфтой. Кривая 4 показывает изменение коэффициента точности АФМ в зависимости от КУ.

На основании анализа графиков отметим следующее:

- учет массы зубчатых колес и корпусов редукторов в общей массе защищаемой части привода не изменяет существенно характер кривой  $M(C)$  для существующей АФМ первого поколения: кривая 1 имеет точку минимума при значении  $C \approx 5$ . Увеличение КУ приводит к росту общей массы защищаемой части привода;

- новая конструкция АФМ первого поколения позволяет с увеличением КУ устойчиво снижать общую массу защищаемой части привода (кривая 2): при значении  $C = 9$  уменьшение массы по сравнению с массой привода, включающего существующую АФМ первого поколения, составляет 31 %;

- наибольшее абсолютное уменьшение массы привода имеет место при изменении КУ в интервале значений 1...3; это объясняется аналогичным резким уменьшением величины коэффициента точности (кривая 4);

- по сравнению с неадаптивной фрикционной муфтой (в отношении указанного критерия сравнения) обе АФМ имеют значительное преимущество: применение существующей АФМ снижает общую массу защищаемой части привода в 5,43 раза, а применение новой конструкции АФМ – в 8,27 раза.

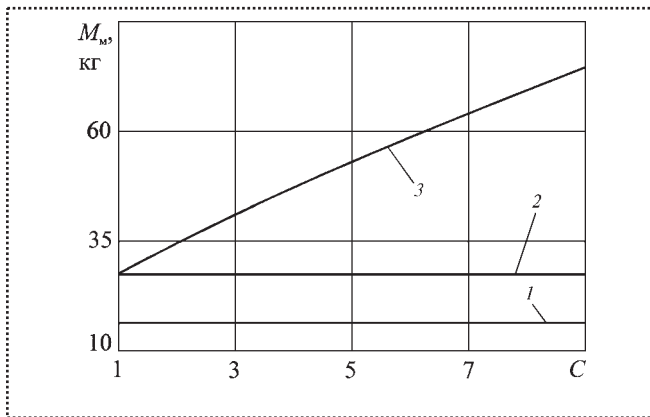


Рис. 2. Зависимости массы предохранительных фрикционных муфт от КУ:

1 – неадаптивная фрикционная муфта; 2 – новая АФМ; 3 – существующая АФМ

Изменение массы существующей АФМ первого поколения в зависимости от КУ показано на рис. 2 (кривая 3). Прямые 1 и 2 (см. рис. 2) отражают соответственно массу неадаптивной фрикционной муфты и новой конструкции АФМ первого поколения. Кривая 3 показывает, что масса муфты практически пропорциональна величине КУ и, согласно (24), – силе натяжения замыкающей пружины.

В проведенном исследовании получены лишь приближенные зависимости изменения общей массы защищаемой части привода от величины КУ, учитывающие основные элементы привода. В общем случае привод содержит неучтенные здесь соединительные муфты, раму и т.п. элементы, размеры которых и, следовательно, их масса также зависят от действующих максимальных нагрузок и габаритов узлов привода, т.е. от величины КУ. Поэтому ожидаемый реальный эффект применения АФМ в отношении массы привода будет выше, чем эффект, указанный в данной работе.

Полученные результаты являются основой для практических расчетов эффективности примене-

ния АФМ как устройств, снижающих массу приводов машин.

## Выводы

1. Масса существующих АФМ первого поколения практически прямо пропорциональна силе натяжения замыкающей пружины и коэффициенту усиления обратной связи.

2. Масса предложенной конструкции АФМ первого поколения не зависит от коэффициента усиления.

3. Предпочтительным, с точки зрения снижения массы привода с АФМ, является применение предложенной конструкции АФМ первого поколения, которая при величинах коэффициента усиления, больших единицы, позволяет получить значительную экономию материалов и энергии.

## Список литературы

1. Есипенко Я.И. и др. Муфты повышенной точности ограничения нагрузки / Я.И. Есипенко, А.З. Паламаренко, М.К. Афанасьев. Киев: Техніка, 1972. 168 с.
2. Запороженко Р.М. О характеристиках предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. 1971. № 1. С. 48–52.
3. Шишкарев М.П. Оптимизация величины коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2003. № 6. С. 30–31.
4. А.с. 1055915 СССР, МПК<sup>3</sup> F 16 D 7/02, F 16 D 13/04. Предохранительная фрикционная муфта / М.П. Шишкарев (СССР). № 3475963/25–27. Заявлено 28.07.82. Оpubл. 23.11.83. Бюл. № 43. 6 с.: ил.
5. Жуков К.П., Гуревич Е.Ю. Проектирование деталей и узлов машин. М.: Изд-во "Станкин", 1999. 615 с.
6. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: учеб. для вузов. 9-е изд., перераб. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. 512 с.
7. Шишкарев М.П. Эффективность применения адаптивных фрикционных муфт // Изв. вузов. Машиностроение. 2001. № 1. С. 27–31.
8. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. Л.: Политехника, 1991. 384 с.





УДК 621.757

**М.В. Кузнецов, А.Л. Симаков**, д-р техн. наук  
(Ковровская государственная технологическая академия им. В.А. Дягтерёва)

## Сравнительный анализ регуляторов в средствах активной адаптации для автоматизированной сборки

*Проведен сравнительный анализ систем управления сборкой на базе ПИД-регулятора и нечеткого контроллера. Для оценки качества и быстродействия этих систем использовалась программа Simulink из пакета Matlab.*

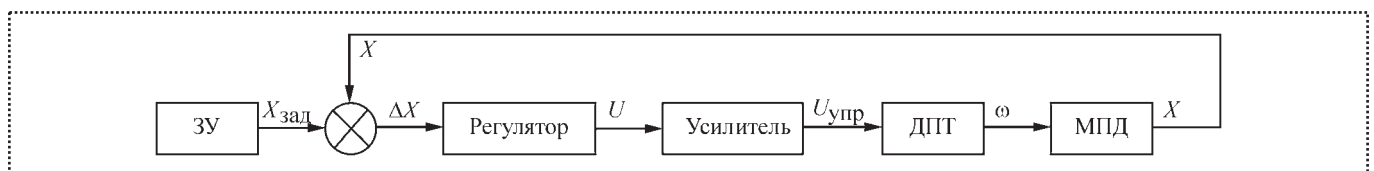
*In the given work the comparative analysis of control systems of assembly based on the PID-controller and Fuzzy Logic Controller will be carried out. For an estimation of quality and speed of these systems the program Simulink from a package Matlab was used.*

Использование средств активной адаптации для автоматизированной сборки ограничено уровнем точности и быстродействием следящих приводов по координатам адаптации. Погрешности активных систем возрастают при наличии неопределенности, обусловленной нелинейностями типа: сухое трение, люфт, зона нечувствительности, шум усилителя. Для получения приемлемой точности в активных системах используют дополнительные адаптирующие устройства пассивного и квазипассивного типа, например, упругие подвесы или компенсаторы [1]. Поскольку задача совмещения сопрягаемых поверхностей является задачей управления движением детали, то для ее решения в условиях неопределенности могут применяться методы интеллектуального управления, хорошо зарекомендовавшие себя в решении аналогичных задач для робототехнических систем [2], подвижных объектов [3]. При этом воз-

можно использование интеллектуальных регуляторов в качестве корректирующих средств нелинейной системы с пропорционально-интегро-дифференциальным управлением (ПИД-управлением) и построение системы управления на базе непосредственно интеллектуального регулятора, обеспечивающего адаптивное управление движением детали в зависимости от рассогласования сопрягаемых поверхностей.

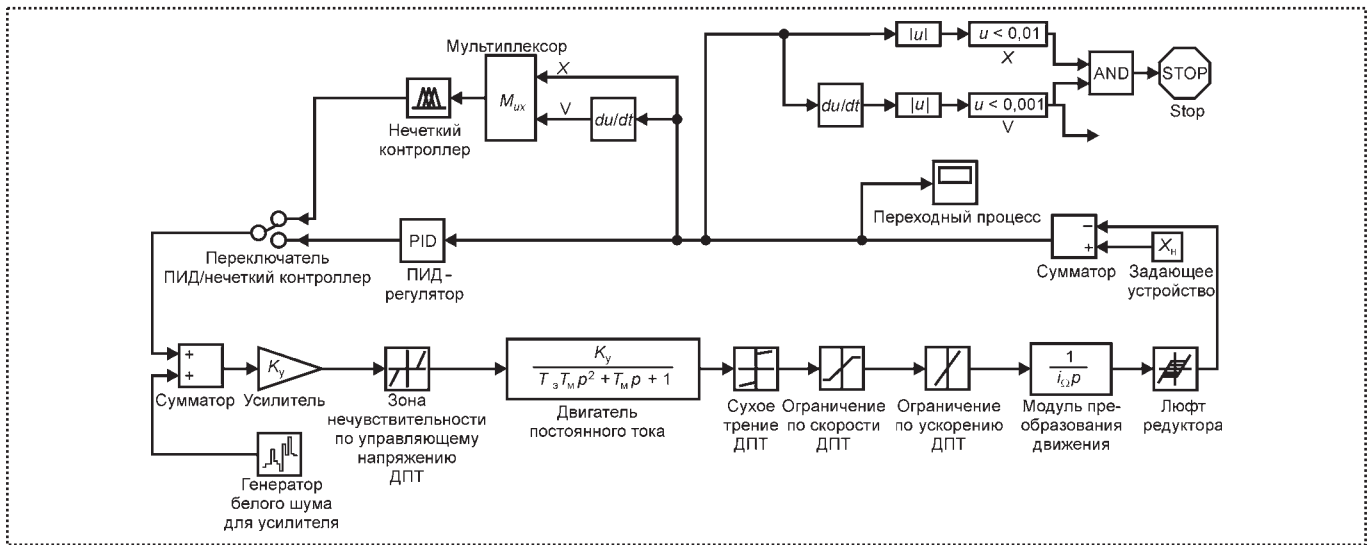
Целью работы является сравнение уровня быстродействия системы управления движением детали на базе ПИД-регулятора и нечеткого контроллера. Система управления (рис. 1) включает в себя двигатель постоянного тока, редуктор, механизм преобразования движения – винтовой механизм, соединяемую деталь. Управление движением соединяемой детали осуществляют по нескольким координатам. Структура систем управления по каждой из координат одинакова. Между каналами управления существуют перекрестные связи, влияние которых в статье не рассматривают.

Приведенная на рис. 1 структура соответствует изолированному каналу управления по координате адаптации. Позиционирование детали в заданной точке обеспечено обратной связью на базе регулятора. Сигнал рассогласования, формируемый регулятором, усиливается и подается на исполнительный двигатель. Предполагается, что в начальный момент времени величина относительного рассогласования сопрягаемых поверхностей известна и задающее устройство (ЗУ) формирует сигнал, про-



**Рис. 1.** Структурная схема системы управления по координате адаптации:

ЗУ – задающее устройство; ДПТ – двигатель постоянного тока; МПД – механизм преобразования движения;  $X_{\text{зад}}$  – сигнал задающего устройства;  $X$  – сигнал датчика перемещения детали;  $\Delta X$  – сигнал рассогласования;  $U$  – сигнал регулятора;  $U_{\text{упр}}$  – управляющий сигнал;  $\omega$  – угловая скорость вала двигателя


**Рис. 2. Модели систем управления:**

$K_y$  – коэффициент передачи усилителя;  $K_d$  – коэффициент передачи двигателя;  $T_a$ ,  $T_m$  – постоянные времени двигателя;  $i_{\Omega}$  – передаточное отношение редуктора;  $p$  – оператор дифференцирования;  $X$  – управляемая координата;  $v$  – управляемая скорость детали

порциональной величине этого рассогласования. Этот сигнал сравнивают с выходным сигналом датчика перемещения детали, и напряжение, пропорциональное разности координат  $\Delta X$ , преобразуясь в регуляторе и усилителе, поступает на двигатель постоянного тока (ДПТ). Вращение выходного вала двигателя преобразуется в поступательное перемещение детали механизмом преобразования движения (МПД).

Для сравнения характеристик быстродействия систем на базе ПИД-регулятора и нечеткого контроллера воспользуемся их моделями в среде Matlab. Эти модели (рис. 2) содержат неизменяемую часть – двигатель, усилитель, редуктор, задающее устройство.

Уравнения движения указанных элементов имеют вид

$$\begin{aligned}
 U_d &= I_{\text{я}} R_d + L_{\text{я}} \frac{di_{\text{я}}}{dt} + c_e \frac{d\varphi_d}{dt} + K_{\text{о.с}} q_{\text{пр}}; \\
 M_d &= c_m I_{\text{я}}; \\
 J_d \frac{d^2 \varphi_d}{dt^2} + \mu \frac{d\varphi_d}{dt} &= M_d - M_p - M_b; \\
 \varphi_d &= q_{\text{пр}} i_{\text{м.п}}; \quad M_p = \frac{F_{\text{дв}}}{i_{\text{м.п}}}; \quad F_{\text{дв}} = C(q_{\text{пр}} - q); \\
 m \frac{d^2 q}{dt^2} + f \frac{dq}{dt} &= F_{\text{дв}} - F_b,
 \end{aligned}$$

где  $U_d$  – управляющее напряжение в якорной цепи двигателя;

$I_{\text{я}}$  – ток якорной цепи;

$R_d$  – реактивное сопротивление якорной цепи двигателя;

$L_{\text{я}}$  – индуктивность якорной цепи двигателя;

$c_e$  – коэффициент противо-ЭДС;

$K_{\text{о.с}}$  – коэффициент передачи цепи обратной связи;

$M_d$  – крутящий момент двигателя;

$c_m$  – коэффициент передачи по моменту;

$J_d$  – приведенный момент инерции подвижных частей привода двигателя;

$\mu$  – приведенный коэффициент вязкого трения на валу двигателя;

$M_p$  – момент реакции со стороны нагрузки;

$M_b$  – возмущающий внешний момент;

$\varphi_d$  – угол поворота вала двигателя;

$i_{\text{м.п}}$  – передаточное отношение механизма передачи движения;

$q_{\text{пр}}$  – программное перемещение детали;

$q$  – действительное перемещение детали;

$F_{\text{дв}}$  – движущее усилие на выходе механизма передачи движения;

$C$  – приведенная к выходному звену жесткость механизма передачи;

$m$  – масса соединяемой детали;

$f$  – коэффициент сухого трения при поступательном перемещении соединяемой детали;



$F_b$  – возмущающая сила, действующая на соединяемую деталь.

Перейдем от дифференциальных уравнений движения к передаточным функциям элементов системы:

- исполнительный двигатель:

$$W_d(p) = \frac{K_d}{T_\omega T_m p^2 + T_m p + 1},$$

где  $T_m = \frac{J_d R_y}{c_e c_m}$  – механическая постоянная времени;

$T_\omega = \frac{L_y}{R_y}$  – электромеханическая постоянная времени;

мени;

$K_d = \frac{1}{c_e}$  – коэффициент передачи двигателя;

$p \equiv \frac{d}{dt}$  – оператор дифференцирования;

$W_d(p)$  – передаточная функция двигателя;

- редуктор – механизм преобразования движения:

$$W_p(p) = \frac{1}{i_\Omega p},$$

где  $i_\Omega$  – передаточное отношение редуктора;

$p \equiv \frac{d}{dt}$  – оператор дифференцирования;

$W_p(p)$  – передаточная функция редуктора;

- усилитель:

$$W_y(p) = K_y,$$

где  $W_y(p)$  – передаточная функция усилителя;

$K_y$  – коэффициент передачи усилителя.

При движении системы необходимо учесть влияние существенных нелинейностей: шум в усилителе; сухое трение, ограничение по максимальной скорости и ускорению, зона нечувствительности по управляющему напряжению в двигателе; люфт в редукторе (см. рис. 2).

Структура ПИД-регулятора показана на рис. 3.

Выбор коэффициентов усиления каждого из каналов ПИД-регулятора производится исходя из обеспечения требуемых запасов устойчивости системы при выбранных параметрах остальных элементов.

Для моделирования выберем двигатель типа СЛ-321.

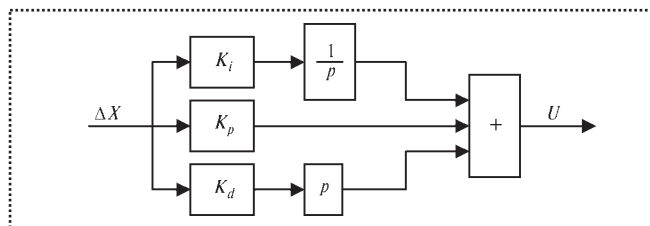


Рис. 3. Структура ПИД-регулятора:

$K_i$  – коэффициент усиления интегрирующего канала;  $K_p$  – коэффициент усиления пропорционального канала;  $K_d$  – коэффициент усиления дифференцирующего канала;  $\Delta X$  – сигнал рассогласования;  $U$  – сигнал регулятора;  $p$  – оператор дифференцирования

#### Технические данные

|  |                      |
|--|----------------------|
| Мощность $P_n$ , Вт  | 38                   |
| Напряжение $U_{я.н.}$ , В  | 110                  |
| Скорость вращения $\Omega_n$ , $c^{-1}$                                      | 314                  |
| Ток якоря $I_{я.н.}$ , А   | 0,7                  |
| Момент инерции якоря $J_d$ , $кг \cdot м^2$                                  | $0,6 \cdot 10^{-4}$  |
| Сопrotивление якорной цепи $R_y$ , Ом  | 25,8                 |
| Индуктивность якорной цепи $L_y$ , Гн  | $0,91 \cdot 10^{-2}$ |
| Напряжение возбуждения $U_b$ , В   | 110                  |
| Ток в цепи возбуждения $I_b$ , А   | 0,11                 |
| Максимальная угловая скорость вращения двигателя $\omega_{max}$ , $мин^{-1}$ | 3000                 |

Будем считать, что соединяются детали цилиндрической формы, начальное рассогласование составляет 100 мм, а требуемая точность позиционирования детали 0,01 мм.

Исходя из требуемой точности позиционирования детали, выбираем коэффициент усиления разомкнутой системы  $K_y = 150$ , передаточное отношение редуктора  $i_\Omega = 349$ .

#### Параметры нелинейных элементов

|  |      |
|--|------|
| Уровень шумов усилителя, %                             | 0,2  |
| Минимальная амплитуда сигнала управления $U_{min}$ , В | 2    |
| Максимальное ускорение, $c^{-2}$                       | 3000 |
| Величина силы сухого трения, Н                         | 5    |
| Величина люфта в редукторе $0^\circ$ , угл. мин        | 25'  |

Требуемый запас устойчивости системы управления на основе ПИД-регулятора, определяемый по ЛАЧХ\* и ЛФЧХ\*\* [4] (рис. 4), обеспечивается при значениях коэффициентов усиления: 20 – пропорциональный канал, 0,01 – интегральный канал, 0,8 – дифференциальный канал.

Нечеткий контроллер обеспечивает управление движением детали по законам нечеткой логики.

\*Логарифмическая амплитудно-частотная характеристика.

\*\*Логарифмическая фазочастотная характеристика.

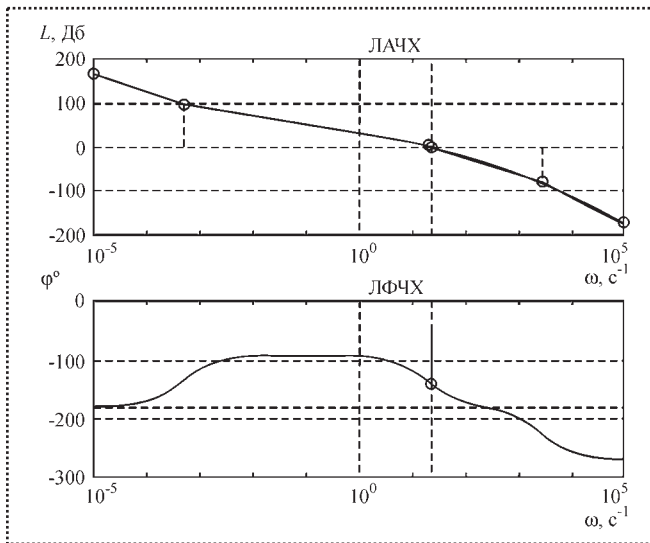


Рис. 4. ЛАЧХ и ЛФЧХ системы на базе ПИД-регулятора:  $L$  – коэффициент усиления;  $\varphi$  – фаза сигнала;  $\omega$  – частота

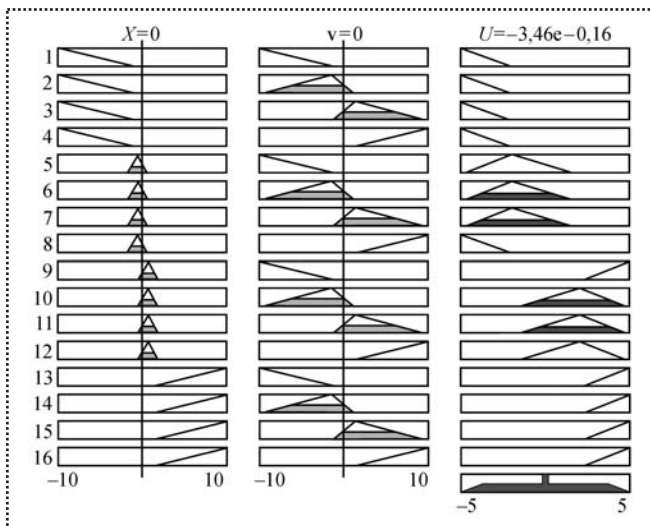


Рис. 5. Набор функций принадлежности

Характеристики нечеткого контроллера задаются функциями принадлежности (рис. 5), определяемыми соотношениями между выходными сигналами датчиков перемещения  $X$  и скорости  $v$  и управляющим сигналом  $U$ .

Для моделей систем с ПИД-регулятором и с нечетким контроллером построены переходные процессы, показанные на рис. 6 и 7 соответственно. По оси ординат откладывается перемещение детали  $x$  (сантиметры), по оси абсцисс – время  $t$  (секунды). Начальное положение детали ( $x = 100$  мм,  $t_0 = 1$  с), конечное – рассогласование  $x = 0 \pm 0,01$  мм.

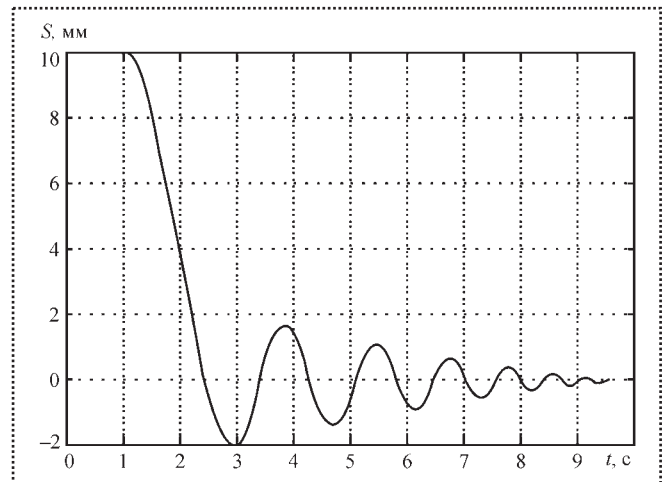


Рис. 6. Переходный процесс системы на базе ПИД-регулятора

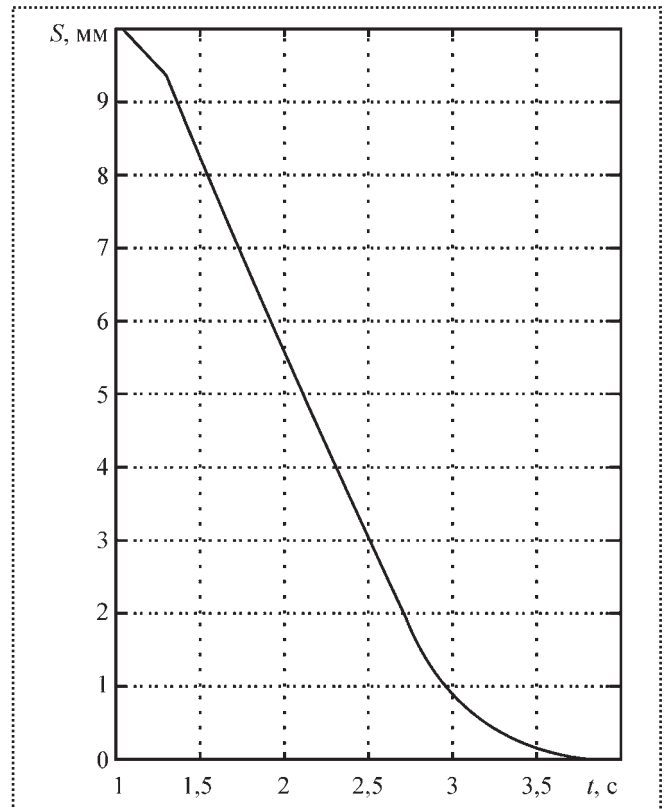


Рис. 7. Переходный процесс системы на базе нечеткого контроллера:

$S$  – рассогласование деталей;  $t$  – время движения

*Время совмещения или время окончания переходного процесса, с*

|  |       |
|--|-------|
| Система с ПИД-регулятором без шумов усилителя, сухого трения двигателя и люфта редуктора | 6,053 |
| Система с ПИД-регулятором со всеми нелинейностями  | 8,549 |





|  |       |
|--|-------|
| Система с нечетким контроллером без шумов усилителя, сухого трения двигателя и люфта редуктора . . . | 3,431 |
| Система с нечетким контроллером со всеми нелинейностями . . . . .                                    | 3,076 |

Условия совмещения (окончания переходного процесса): значение конечного рассогласования должно быть меньше или равно 0,01 мм и скорость движения меньше или равна 0,001 мм/с.

### Вывод

Моделирование системы управления движением детали с нечетким контроллером, имеющей идентичные характеристики с системой на базе ПИД-регулятора в условиях действия ряда существенных нелинейностей, показало увеличение быстродействия более чем в два раза при улучшении качества переходного процесса (отсутствие перерегулирования нежелательных колебаний привода). Эти результаты дают основание для рекомендаций по использованию в активных средствах адаптации для высокопроизводительной автоматизированной

сборки точных соединений по цилиндрическим и коническим поверхностям с небольшими зазорами методов интеллектуального управления (в частности нечеткого управления) процессом относительной ориентации детали.

Поскольку такое управление по сравнению с пропорционально-интегрально-дифференциальным управлением требует привлечения дополнительных программно-аппаратных ресурсов, необходимо учитывать экономическую целесообразность его применения в каждом конкретном случае.

### Список литературы

1. Бедрин В.М., Бедрина А.В. Обзор методов и устройств автоматического ориентирования деталей при сборке // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2000. № 2. С. 7–21.
2. Ямпольский Л.С. Гибкие автоматизированные производственные системы. К.: "Техника", 1985.
3. Интеллектуальные системы автоматического управления / под ред. И.М. Макарова, В.М. Лохина. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001. 576 с. ISBN 5-9221-0162-5 (УДК 519.711).
4. Теория систем автоматического регулирования. Бесекерский В.А., Попов Е.П., издательство "Наука". Главная редакция физико-математической литературы. М., 1972. 768 с.

УДК 621.9.06; 621.7.07

**В.Б. Ильицкий**, д-р техн. наук, **В.В. Ерохин**, канд. техн. наук  
(Брянский государственный технический университет)

## Погрешности базирования и положения деталей в призмах

*Рассмотрены основные положения по определению погрешностей базирования и положения деталей при их установке на две жесткие узкие призмы. Управление этими погрешностями на этапе конструкторско-технологической подготовки сборочного производства позволяет повысить точность и качество сборки, а также рационально проектировать сборочные приспособления на основе призм.*

*In clause are stated substantive provisions by definition of errors of basing and position of details at their installation on two rigid narrow prisms. Management of these errors at a stage of technological preparation of assembly manufacture allows to raise accuracy and quality of assembly, and also it is rational to design assembly adaptations on the basis of prisms.*

Заданная точность размеров изделий и сборочных единиц при сборке зависит от погрешности их установки в сборочных приспособлениях (СП). Большинство деталей имеют форму тел вращения, которые базируют в СП по цилиндрическим поверхностям. Наиболее распространенным способом базирования таких деталей является базирование на две узкие жесткие призмы. В этом случае возникают достаточно большие значения погрешностей базирования  $\varepsilon_0$  и положения  $\varepsilon_{пл}$  изготавливаемых поверхностей деталей. Управление этими погрешностями позволяет сформировать наиболее оптимальный технологический процесс как сборочного производства, так и механического производства по изготовлению СП. При этом погрешность положения деталей в результате неточности изготовления деталей СП и погрешность базирования деталей при уста-

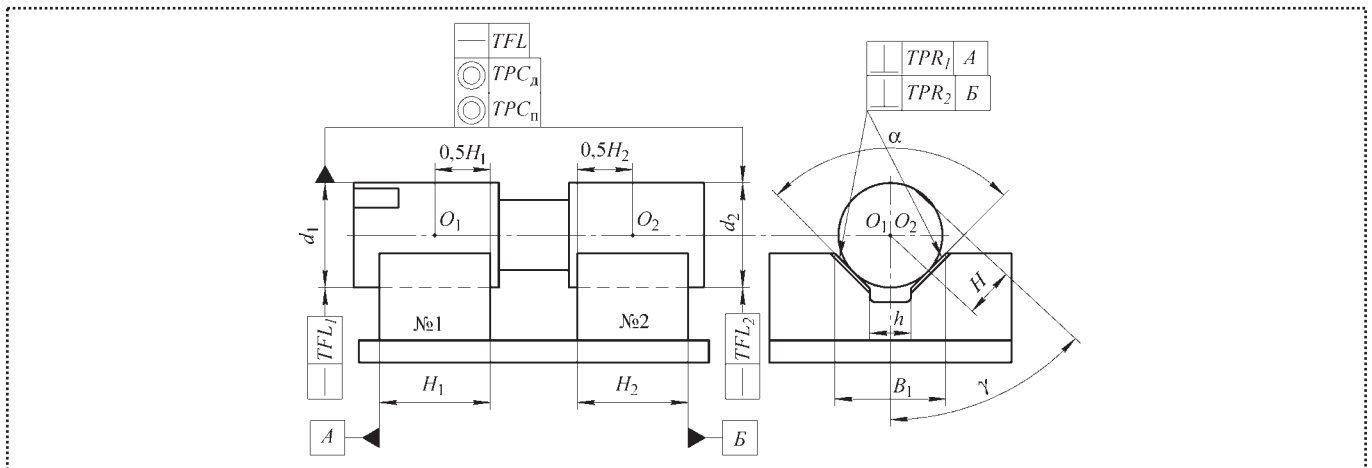


Рис. 1. Схема базирования детали на две узкие жесткие призмы

новке их на две узкие жесткие призмы недостаточно математически описаны.

Для рассмотрения базирования цилиндрических поверхностей деталей на две узкие жесткие призмы зададимся точками базирования призм (рис. 1) – точка  $O_1$  (относится к призме № 1), точка  $O_2$  (относится к призме № 2). На рис. 1 показано, что  $O_1$  и  $O_2$  относятся к центрам окружностей, базирваемым на соответствующие призмы 1 и 2. Далее индексы 1 и 2 относятся к параметрам базирования соответственно на призму № 1 и № 2.

При базировании детали на две узкие жесткие призмы возникают погрешности, связанные с неравенством между собой двух базирваемых диаметров ( $d$ ) наружных цилиндрических поверхностей детали, несоосностью ( $TPC_{\text{п}}$ ) продольных осей симметрии призм и несоосностью ( $TPC_{\text{д}}$ ) продольных осей симметрии базирваемых цилиндрических поверхностей детали, неравенством между собой углов  $\alpha$  призматических поверхностей призм, несимметричностью ( $TPS$ ) призматических поверхностей призм (рис. 2), неравенством между собой размеров  $B_1$  призматических поверхностей призм, неперпендикулярности ( $TPR$ ) призматических поверхностей призм их боковым поверхностям, непрямолинейности ( $TFL$ ) продольных осей симметрии базирваемых цилиндрических поверхностей детали. Это приводит к колебанию точек баз  $O_1$  и  $O_2$ , что, соответственно, влияет на погрешность базирования и положения изготавливаемой поверхности базирваемой детали.

Для определения погрешности базирования размера  $H$  (см. рис. 1) необходимо из погрешно-

стей базирования  $\varepsilon_{O_1}$  и  $\varepsilon_{O_2}$  выделить большую ( $\varepsilon_{O_6}$ ) и меньшую ( $\varepsilon_{O_m}$ ) базу относительно их значений.

Расчет погрешности базирования проводим по одному из трех вариантов в зависимости от местоположения изготавливаемой поверхности.

1. Поверхность находится за базой с большей погрешностью базирования:

$$\varepsilon_H = \frac{b}{c}(\varepsilon_{O_6} + \varepsilon_{O_m}) - \varepsilon_{O_m}, \quad (1)$$

где  $b$  – расстояние от наиболее удаленной точки изготавливаемой поверхности детали до базы с меньшей погрешностью базирования;

$c$  – расстояние между  $O_1$  и  $O_2$ .

2. Поверхность расположена между  $O_1$  и  $O_2$ :

$$\varepsilon_H = \frac{b}{c}(\varepsilon_{O_6} - \varepsilon_{O_m}) + \varepsilon_{O_m}. \quad (2)$$

3. Поверхность расположена за базой с меньшей погрешностью базирования:

$$\varepsilon_H = \frac{c+b}{c}(\varepsilon_{O_6} + \varepsilon_{O_m}) - \varepsilon_{O_6}. \quad (3)$$

При граничных условиях:

1) когда  $b = 0$ , расчет ведем по зависимостям (2) либо (3);

2) когда  $b = c$ , – по зависимостям (1) или (2);

3) если базируют ступенчатый вал,  $\varepsilon_{O_1} = \varepsilon_{O_2}$  и место обработки расположено за  $O_1$  или  $O_2$ , то используют зависимость (1) ( $b$  определяют от наиболее удаленной базы) или зависимость (3) ( $b$  определяют от наиболее близкой базы);

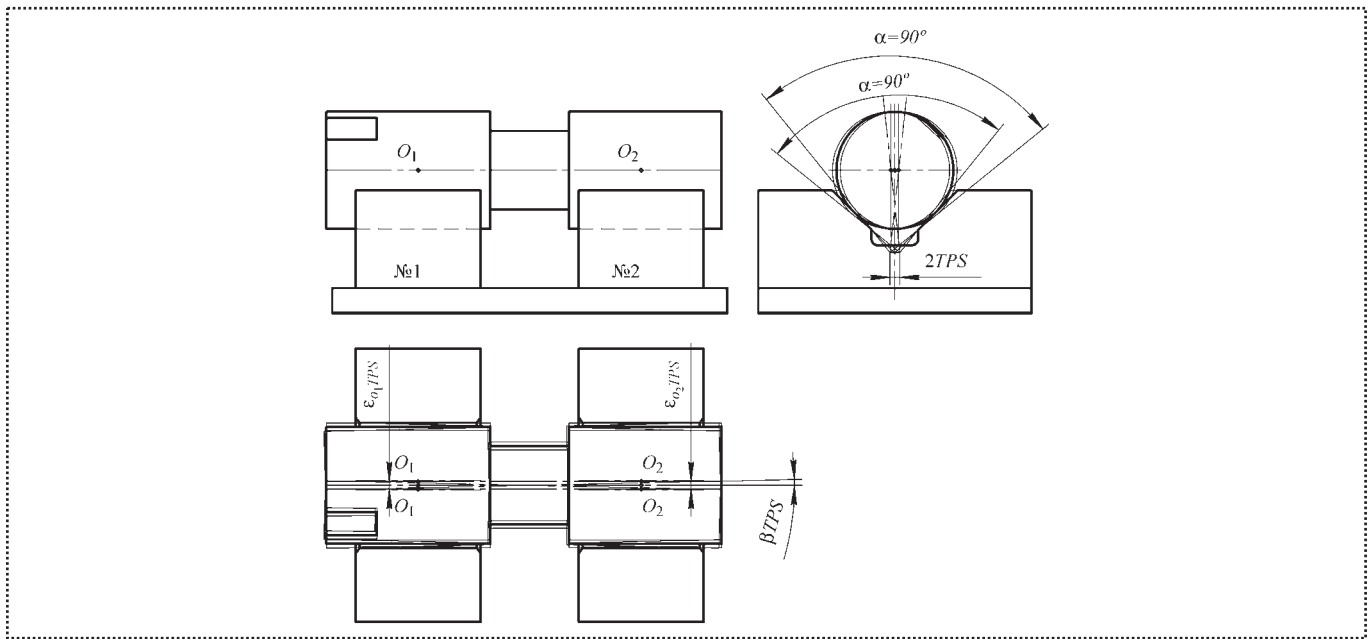


Рис. 2. Схема образования составляющей  $\varepsilon_{TPS}$  погрешности положения детали при ее установке на две узкие жесткие призмы

4) если базируют ступенчатый вал,  $\varepsilon_{O_1} = \varepsilon_{O_2}$  и место обработки расположено между  $O_1$  и  $O_2$ , то используют зависимость (2);

5) если базируют гладкий вал,  $\varepsilon_{O_1} = \varepsilon_{O_2}$  и вне зависимости от местоположения изготавливаемой поверхности используют зависимость (2).

Для определения угла перекоса  $\beta$  оси базируемой детали используют зависимость

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\varepsilon_{O_1} + \varepsilon_{O_2}}{2c} = \frac{\varepsilon_{O_m} + \varepsilon_{O_6}}{2c}. \quad (4)$$

Погрешность положения  $\varepsilon_{пл}$  заготовки, возникающая в результате неточности изготовления деталей приспособления, определяют аналогично погрешности базирования, т.е. по формулам (1)–(4).

Погрешность базирования детали, базируемой на две узкие жесткие призмы, определяют по формуле

$$\varepsilon_{\sigma} = \varepsilon_{\Delta d} + \varepsilon_{TPC_d} \varepsilon_{TFL},$$

где  $\varepsilon_{\Delta d}$ ,  $\varepsilon_{TPC_d}$ ,  $\varepsilon_{TFL}$  – составляющие погрешности базирования, соответственно обусловленные отклонениями диаметров базируемых цилиндрических поверхностей детали, зависящие от несоосности продольных осей симметрии базируемых цилиндрических поверхностей детали, возникающие вследствие непрямолинейности продольных осей

симметрии базируемых цилиндрических поверхностей детали.

Погрешность положения детали, базируемой на две узкие жесткие призмы, определяют по формуле

$$\varepsilon_{пл} = \varepsilon_{TPC_{пл}} + \varepsilon_{\Delta\alpha} + \varepsilon_{TPS} + \varepsilon_{B_1} + \varepsilon_{TPR},$$

где  $\varepsilon_{TPC_{пл}}$ ,  $\varepsilon_{\Delta\alpha}$ ,  $\varepsilon_{TPS}$ ,  $\varepsilon_{B_1}$ ,  $\varepsilon_{TPR}$  – составляющие погрешности положения базируемой детали, соответственно обусловленные несоосностью продольных осей симметрии призм, зависящие от допусков углов  $\alpha$  призматических поверхностей призм, возникающие при несимметричности призматических поверхностей призм, зависящие от допусков на размеры  $B_1$  призматических поверхностей призм (см. рис. 1), появляющиеся вследствие неперпендикулярности призматических поверхностей призм их боковым поверхностям.

Для расчета составляющей  $\varepsilon_{\Delta d}$  погрешности базирования найдем ее компоненты – погрешности базирования баз  $O_1$  и  $O_2$ :

$$\varepsilon_{O_1\Delta d} = \frac{IT_{d_1} \sin \gamma}{2 \sin(0,5\alpha)}; \quad \varepsilon_{O_2\Delta d} = \frac{IT_{d_2} \sin \gamma}{2 \sin(0,5\alpha)},$$

где  $IT_{d_1}$ ,  $IT_{d_2}$  – допуски диаметров  $d_1$  и  $d_2$  соответственно;

$\alpha$  – угол призмы (см. рис. 1);

$\gamma$  – угол между осью симметрии призмы и изготавливаемой поверхностью.



Угол перекоса  $\beta_{\Delta d}$  продольной оси симметрии детали, зависящий от непостоянства диаметров  $d_1$  и  $d_2$ , на направление технологического размера, определяющего изготавливаемую поверхность, определяют в случаях:

1) при базировании ступенчатой детали цилиндрическими поверхностями на призмы используют формулу (4);

2) при базировании гладкой цилиндрической детали на призмы

$$\operatorname{tg}\beta_{\Delta d} = \frac{IT_d \sin \gamma}{2c \sin(0,5\alpha)},$$

где  $IT_d$  – допуск диаметра  $d$  гладкой цилиндрической детали;

3) при базировании гладкой цилиндрической детали на призмы в случаях, если формообразование базирюемых поверхностей осуществляют за один технологический установ и при обработке резанием базирюемых поверхностей детали износ режущего инструмента составляет менее 10 % от суммарной погрешности получения размера  $d$ :

$$\operatorname{tg}\beta_{\Delta d} = \frac{TFK_d \sin \gamma}{2c \sin(0,5\alpha)},$$

где  $TFK_d$  – допуск круглости базирюемой цилиндрической (диаметром  $d$ ) поверхности детали.

Для расчета составляющей  $\varepsilon_{TPC_n}$  погрешности положения вне зависимости от местоположения изготавливаемой поверхности используют зависимость (1) и  $b$  определяют от наиболее удаленной базы. В этом случае большая и меньшая погрешности базирования равны:

$$\varepsilon_{O_6 TPC_n} = \varepsilon_{O_2 TPC_n} = TPC_n \left( 2 + \frac{H_1 + H_2}{2c} \cos \gamma \right);$$

$$\varepsilon_{O_M TPC_n} = \varepsilon_{O_1 TPC_n} = \frac{H_1 + H_2}{4c} TPC_n (1 + \cos \gamma),$$

где  $H_1, H_2$  – длины призм (см. рис. 1).

Угол перекоса  $\beta_{TPC_n}$  продольной оси симметрии детали, зависящий от параметра  $TPC_n$ , на направление технологического размера, определяющего изготавливаемую поверхность, найдем по формуле (4).

Большая и меньшая составляющие  $\varepsilon_{TPC_d}$  погрешности базирования имеют вид:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{O_6 TPC_d} &= \varepsilon_{O_M TPC_d} = \varepsilon_{O_1 TPC_d} = \\ &= \varepsilon_{O_2 TPC_d} = \frac{H_1 + H_2}{4c} TPC_d (1 + \cos \gamma). \end{aligned}$$

Угол перекоса  $\beta_{TPC_d}$  продольной оси симметрии детали, зависящий от параметра  $TPC_d$ , на направление технологического размера, определяющего изготавливаемую поверхность, найдем по формуле (4).

Большая и меньшая составляющие  $\varepsilon_{\Delta\alpha}$  погрешности положения имеют вид:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{O_6 \Delta\alpha} &= \varepsilon_{O_M \Delta\alpha} = \varepsilon_{O_1 \Delta\alpha} = \varepsilon_{O_2 \Delta\alpha} = \\ &= \frac{d_1 + d_2}{4} \left( \frac{\sin \gamma}{\sin \frac{\alpha_{\min}}{2}} - \frac{\sin \gamma}{\sin \frac{\alpha_{\max}}{2}} \right) - \\ &- \frac{h_1 + h_2}{4} \left( \operatorname{ctg} \frac{\alpha_{\min}}{2} - \operatorname{ctg} \frac{\alpha_{\max}}{2} \right) \sin \gamma, \end{aligned}$$

где  $h_1, h_2$  – ширина пазов соответственно призм № 1 и № 2 (см. рис. 1);

$\alpha_{\min}, \alpha_{\max}$  – минимальный и максимальный углы призм соответственно.

На угол призм  $\alpha$  назначают симметричные предельные отклонения поля допуска. Предельные значения угла  $\alpha$  определяем из выражений

$$\alpha_{\min} = \alpha - 0,5IT_\alpha;$$

$$\alpha_{\max} = \alpha + 0,5IT_\alpha,$$

где  $\alpha$  – номинальный угол призмы (см. рис. 1);

$IT_\alpha$  – допуск на угол  $\alpha$  призмы.

Угол перекоса  $\beta_{\Delta\alpha}$  продольной оси симметрии детали, зависящий от параметра  $IT_\alpha$ , на направление технологического размера, определяющего изготавливаемую поверхность, найдем по формуле (4).

Большая и меньшая составляющие  $\varepsilon_{TPS}$  (см. рис. 2) погрешности положения имеют вид

$$\begin{aligned} \varepsilon_{O_6 TPS} &= \varepsilon_{O_M TPS} = \varepsilon_{O_1 TPS} = \varepsilon_{O_2 TPS} = \\ &= \left( \frac{d_1 + d_2}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \sin \left( 0,5 \arcsin \frac{4TPS}{h_1 + h_2} \right) - 2TPS \right) \cos \gamma. \end{aligned}$$





Угол перекоса  $\beta_{TPS}$  (см. рис. 2) продольной оси симметрии детали, зависящий от параметра  $TPS$ , на направление технологического размера, определяющего изготавливаемую поверхность, найдем по формуле (4).

Большая и меньшая составляющие  $\varepsilon_{B_1}$  погрешности положения определяются по зависимости

$$\varepsilon_{O_6 B_1} = \varepsilon_{O_M B_1} = \varepsilon_{O_1 B_1} = \varepsilon_{O_2 B_2} = \frac{IT_{B_{11}} + IT_{B_{12}}}{4 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \sin \gamma,$$

где  $IT_{B_{11}}$ ,  $IT_{B_{12}}$  – допуски размера  $B_1$  (см. рис. 1) соответственно призм № 1 и № 2.

Угол перекоса  $\beta_{B_1}$  продольной оси симметрии детали, зависящий от параметра  $IT_{B_1}$ , на направление технологического размера, определяющего изготавливаемую поверхность, найдем по формуле (4).

Составляющие  $\varepsilon_{TPR}$  погрешности положения  $O_1$  и  $O_2$  определяют по зависимостям

$$\varepsilon_{O_1 TPR} = \frac{TPR_1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \left( 1 + \frac{H_1}{2c} \right) \sin \gamma;$$

$$\varepsilon_{O_2 TPR} = \frac{TPR_2}{\sin \frac{\alpha}{2}} \left( 1 + \frac{H_2}{2c} \right) \sin \gamma,$$

где  $TPR_1$ ,  $TPR_2$  – допуски перпендикулярности базирующих призматических поверхностей призм относительно боковых поверхностей соответственно призм № 1 и № 2 (см. рис. 1).

Угол перекоса  $\beta_{TPR}$  продольной оси симметрии детали, зависящий от параметра  $TPR$ , на направление технологического размера, опреде-

ляющего изготавливаемую поверхность, найдем по формуле (4).

Для расчета составляющей  $\varepsilon_{TFL}$  погрешности базирования определим ее компоненты – погрешности базирования  $O_1$  и  $O_2$ :

$$\varepsilon_{O_1 TFL} = \frac{TFL_1 \sin \gamma}{2 \sin(0,5\alpha)}; \quad \varepsilon_{O_2 TFL} = \frac{TFL_2 \sin \gamma}{2 \sin(0,5\alpha)},$$

где  $TFL_1$ ,  $TFL_2$  – допуски прямолинейности осей цилиндрических поверхностей диаметров  $d_1$  и  $d_2$  соответственно.

Угол перекоса  $\beta_{TFL}$  продольной оси симметрии детали, зависящий от непостоянства допусков  $TFL_1$  и  $TFL_2$ , на направление технологического размера, определяющего изготавливаемую поверхность, определяется в случаях:

1) при базировании ступенчатой детали цилиндрическими поверхностями на призмы по формуле (4);

2) при базировании гладкой цилиндрической детали на призмы

$$\operatorname{tg} \beta_{TFL} = \frac{TFL \sin \gamma}{2c \sin(0,5\alpha)},$$

где  $TFL$  – допуск прямолинейности оси гладкой цилиндрической поверхности диаметром  $d$ .

Приведенные математические формализации расчета погрешности базирования цилиндрических деталей на две призмы позволяют более точно оценить погрешность установки на 22...40 % по сравнению с другими методиками их оценки.

*Работа была выполнена в соответствии с грантом Президента Российской Федерации для государственной поддержки молодых российских ученых (шифр МК-9356.2006.8).*

## Новые книги издательства "Машиностроение"

**Методы обоснования ресурса ядерных энергетических установок** / Ф.М. Митенков, В.Б. Кайдалов, Ю.Г. Коротких и др.; под общ. ред. Ф.М. Митенкова. М.: Машиностроение, 2007. 448 с.

ISBN 978-5-217-03369-0

Рассмотрены теоретические основы, методология и средства контроля выработанного и остаточного ресурсов оборудования и систем эксплуатирующихся корабельных и судовых ядерных энергетических установок (ЯЭУ) с учетом развивающихся деградиционных процессов в условиях нестационарного нагружения. Показаны возможности применения эксплуатационного мониторинга ресурса по условиям прочности для проектируемых транспортных ЯЭУ. Приведены методы математического моделирования процессов деформирования конструкционных материалов, накопления повреждений, зарождения и развития дефектов.

Для специалистов, занимающихся вопросами повышения прочности и надежности ЯЭУ, может быть полезна аспирантам и студентам втузов.

Цена с НДС 363 руб.



УДК 658.512:621.002

М.Л. Хейфец, д-р техн. наук (Полоцкий государственный университет)

## Технологическое и эксплуатационное наследование показателей качества в жизненном цикле изделий машиностроения\*

*Рассмотрены различные интенсивные методы обработки в целях создания математических моделей показателей качества.*

*Various intensive methods of processing with a view of creation of mathematical models of parameters of quality are considered.*

Определение и оценка изменений в технологических и эксплуатационных процессах показателей качества машин затруднены многосвязным характером взаимодействий формирующихся свойств изделий. Для разработки математического аппарата передачи показателей качества изделий при технологическом и эксплуатационном наследовании необходимо корректное понижение размерности задачи описания трансформации свойств.

Последнему способствует замена множества объектов, взаимодействующих с изделием, одним объектом – технологической или эксплуатационной средой при тождественности результатов такой замены. Определение характеристик многосвязной среды позволяет при известных результатах ее взаимодействия с изделием находить рациональные значения его показателей качества и осуществлять направленное формирование технологической и эксплуатационной среды. Эти среды должны предусматривать благоприятное развитие полезных свойств и пресечение развития свойств, снижающих качество изделий путем использования технологических и эксплуатационных барьеров.

Особенно актуально понижение размерности задачи описания трансформации свойств при создании новых интенсивных методов обработки, основанных на сочетании в одном процессе различных видов энергии или разных способов воздействия на обрабатываемый материал.

\*Материалы конференции "Материалы, технологии и оборудование в производстве, эксплуатации, ремонте и модернизации машин".

**Системная модель технологии.** В общем виде модель технологии представляют сочетанием трех входных потоков:

- вещества;
- энергии;
- информации.

Метод обработки целесообразно рассматривать в виде подсистем:

- материальной;
- информационной.

*Первая* доставляет и преобразует энергию, необходимую для воздействия на заготовку в целях изменения ее физико-химических свойств, снятия или нанесения материала. Она определена видом процесса обработки.

*Вторая* управляет потоками энергии и вещества, обеспечивая их доставку в необходимом количестве в заданное место рабочего пространства в целях обеспечения определенной формы, размеров и свойств изделия.

В результате под методом обработки понимают совокупность энергетических и информационных процессов, направленных на изменение формы, размеров, качества поверхности и физико-химических свойств конструкционного материала.

**Модель интенсивной обработки.** Согласно синергетической концепции устойчивые моды подстраиваются под доминирующие неустойчивые моды и могут быть исключены. Это приводит к резкому сокращению числа контролируемых параметров – степеней свободы. Остающиеся неустойчивые моды могут служить в качестве параметров порядка.

В результате сокращения числа степеней свободы получают уравнения, группирующиеся в несколько универсальных классов, вида:

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \vec{U}^* = \vec{G}(\vec{U}^*, \nabla \vec{U}^*) + D \nabla^2 \vec{U}^* + \vec{F}(\tau),$$

где  $\vec{U}^*$  – контролируемый параметр;



$\tau$  – текущее время;

$G$  – нелинейная функция  $\vec{U}^*$  и, возможно, градиента  $\vec{U}^*$ ;

$D$  – коэффициент, описывающий диффузию, когда его значение действительно, или описывающий распространение волн при мнимом значении;

$\vec{F}$  – флуктуирующие силы, обусловленные взаимодействием с внешней средой и диссипацией внутри системы.

Уравнения такого вида схожи с описывающими фазовые переходы первого и второго рода, которые определяют критериями переноса.

В соответствии с синергетической концепцией фазовые переходы происходят в результате самоорганизации, процесс которой описывается тремя степенями свободы, отвечающими параметру порядка ( $p$ ), сопряженному ( $c$ ) ему полю и управляющему ( $y$ ) параметру.

Единственная степень свободы – параметр порядка – описывает только квазистатические фазовые переходы. В системах, значительно удаленных от состояния равновесия, каждая из указанных степеней свободы приобретает самостоятельное значение, а процесс самоорганизации складывается в результате конкуренции положительной обратной связи параметра порядка с управляющим параметром и отрицательной обратной связи с сопряженным полем. Поэтому, кроме релаксации к равновесному состоянию в течение времени  $\tau^p$ , при участии двух степеней свободы могут реализовываться как режим запоминания, так и автоколебания, а при участии трех – возможен переход в хаотическое состояние.

В результате состояние технологической и эксплуатационной системы характеризуется несколькими режимами:

1) *релаксационным* – при времени релаксации параметра порядка, намного превосходящим времена релаксации остальных степеней свободы ( $\tau_n^p \gg \tau_y^p$  и  $\tau_n^p \gg \tau_c^p$ );

2) *с запоминанием* – при переходе из неупорядоченного состояния в "замороженный" беспорядок, реализуемым в случае, когда время релаксации параметра порядка окажется намного меньше остальных времен ( $\tau_n^p \ll \tau_y^p$  и  $\tau_n^p \ll \tau_c^p$ );

3) *автоколебательным* – при соизмеримости характерных времен изменения параметра порядка и

управляющего параметра или сопряженного поля ( $\tau_n^p \leq \tau_y^p$  и  $\tau_n^p \leq \tau_c^p$ );

4) *стохастическим* – возможным при соизмеримости характерных времен всех трех степеней свободы ( $\tau_y^p \leq \tau_n^p \leq \tau_c^p$ ).

При моделировании технологического и эксплуатационного наследования возможно понижение размерности задачи описания передачи показателей качества до трех степеней свободы в процессах обработки и изнашивания изделия. Моделирование процессов передачи на основе синергетического подхода позволяет учитывать стабильность формирования параметров качества и рассматривать механизмы управления устойчивостью технологического и эксплуатационного процессов через использование обратных связей.

**Модель процессов изнашивания.** При анализе процессов изнашивания деталей машины и их сопряжений целесообразно рассматривать вектор:

$$\varphi(X, t) = [\xi_{ni}(X, t), \dots, \xi_{mi}(X, t), \dots, \xi_{ni}(X, t)],$$

где  $\xi_{mi}(X, t)$  – скорость изнашивания  $i$ -й детали (сопряжения) в момент времени  $t$  при нагрузочном воздействии  $X$  на узел машины.

Тогда принимается, что процесс изнашивания обладает последствием, если модуль и направление вектора  $\varphi(X, t)$  в момент времени  $t$  зависят не только от модуля и направления вектора  $X$  в данный момент времени, но и от модуля и направления вектора  $X$  в моменты времени  $\tau < t$ , а также от величины износа  $U$  трущихся поверхностей за отрезок времени  $[0, t]$ . Здесь  $U$  –  $n$ -мерный вектор:  $U = (i_1, \dots, i_r, \dots, i_n)$ , у которого  $i_i$  – величина износа  $i$ -й детали:

$$i_i(t) = \int_0^t \xi_{mi}(\tau) d\tau.$$

Для процесса изнашивания без последствия характерно то, что модуль и направление вектора  $\varphi(X, t)$  в момент времени  $t$  зависят от модуля и направления вектора  $X$  только в данный момент.

В зависимости от времени  $\tau_p$ , в течение которого сохраняются изменения процесса утраты работоспособности, связанные с предысторией эксплуатации изделия, различают два вида последствия: первого и второго рода.

Последствие **первого рода** характеризуется тем, что изменения в процессе утраты работоспо-



способности изделия, обусловленные предисторией нагрузочного воздействия  $X$ , сохраняются в течение всего срока службы изделия  $\tau_d$ , т.е.  $\tau_p \geq \tau_d$ .

Если  $\tau_p < \tau_d$ , то имеет место процесс с "затухающей памятью" – последствие **второго рода**.

Зависимости интенсивности изнашивания узлов трения машин от продолжительности работы  $t$  отличаются друг от друга видом связей между управляющим параметром – нагрузочным воздействием  $X$  и сопряженным с ним изнашиванием интенсивностью  $J$ .

Выбор параметра порядка  $H$  в каждом конкретном случае зависит от задач исследования (определения долговечности, сравнения износостойкости, оценки динамических свойств системы с учетом изнашивания ее элементов и др.). Не исключено, что для одной и той же детали, но для различных показателей, процесс утраты работоспособности может иметь или не иметь последствие при по-

стоянной интенсивности изнашивания  $J$  трущихся поверхностей. Это обусловлено видом связи (линейной или нелинейной) между определяющим параметром  $H$ , по которому производится оценка ресурса работоспособности исследуемого изделия и накопленным износом  $U$ .

### Вывод

Понижение размерности задачи описания передачи свойств изделий в технологических и эксплуатационных процессах производят путем выделения параметров порядка и определения режимов состояния системы. После этого на каждом из режимов целесообразно рассмотреть взаимосвязи основных показателей качества изделия с определяющим параметром порядка и условия их устойчивого формирования.

## СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

### Показатели технологичности конструкции

Виды технологичности конструкции изделия (ТКИ) определяются основными сферами общественного производства, в которых проявляется качество изделия. Они характеризуют приспособленность конструкции изделия к сокращению затрат ресурсов и времени: на техническую подготовку производства, процессы изготовления, сборки и монтажа изделия вне предприятия-изготовителя (*производственная ТКИ*); на техническое обслуживание, текущий ремонт, хранение и транспортирование, диагностирование и утилизацию изделия (*эксплуатационная ТКИ*); на все виды ремонта, кроме текущего (*ремонтная ТКИ*).

Общие показатели ТКИ следующие:

*материалоемкость изделия* – расход материальных ресурсов, необходимых для производства, эксплуатации и ремонта изделия;

*удельная материалоемкость изделия* – отношение материалоемкости изделия к номинальному значению основного параметра или полезному эффекту, получаемому при использовании изделия по назначению;

*металлоемкость изделия* – расход металла, необходимого для производства, эксплуатации и ремонта изделия;

*энергоемкость изделия* – расход топливно-энергетических ресурсов, необходимых для производства, эксплуатации и ремонта изделия.

Производственные (ремонтные) показатели ТКИ следующие:

*трудоемкость изготовления (ремонта) изделия* – суммарные затраты труда на выполнение технологических процессов изготовления (ремонта) изделия;

*удельная трудоемкость изготовления (ремонта) изделия* – отношение трудоемкости изготовления (ремонта) к номинальному значению основного параметра или к полезному эффекту, получаемому при использовании изделия по назначению;

*технологическая себестоимость изготовления (ремонта) изделия* – сумма затрат средств на осуществление технологических процессов изготовления (ремонта) изделия;

*коэффициент применяемости материала* – отношение нормы расхода данного материала к сумме норм расхода всех материалов на изготовление (ремонт) изделия.

Производственными показателями ТКИ могут быть коэффициент использования полуфабрикатов и заготовок, минимизация некоторых видов обработки при изготовлении изделия и т.п.

Эксплуатационные показатели ТКИ следующие:

*средняя оперативная трудоемкость технического обслуживания (текущего ремонта) изделия данного вида* – математическое ожидание оперативной трудоемкости технического обслуживания (текущего ремонта) изделия данного вида за определенные периоды эксплуатации или наработку;

*средняя оперативная продолжительность технического обслуживания (текущего ремонта) данного вида* – математическое ожидание продолжительности технического обслуживания (текущего ремонта) данного вида за определенные периоды эксплуатации или наработку.



# СБОРОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ И ЕГО ЭЛЕМЕНТЫ

С.А. Шиляев, канд. техн. наук (ИжГТУ)

## Разработка устройства ротационного ленточного шлифования для обеспечения точности деталей в сборочном производстве

*Рассмотрена возможность применения ротационного ленточного шлифования при обработке деталей для обеспечения оптимальной собираемости изделий и повышения эксплуатационной надежности сборочных единиц.*

*The summary: The opportunity of application of rotational tape grinding is considered at processing details for maintenance of an optimum collecting of products and increase of operational reliability of assembly units.*

В современных машинах, отличающихся быстротой и повышенными удельными нагрузками, шероховатость сопряженных поверхностей деталей играет большую роль в повышении износостойкости и эксплуатационной надежности машины.

Качество обработки поверхности оказывает также значительное влияние на постоянство плотности соединений, полученной при сборке, так как при грубой обработке гребешки микронеровностей на этих поверхностях быстро изнашиваются и меняется характер присадки.

При обработке материалов режущими инструментами на поверхности остаются риски и неровности, размеры которых зависят от способа обработки. При выполнении пригоночных работ в процессе сборки изделия необходимо учитывать, что состояние поверхности деталей оказывает существенное влияние не ее прочность и износостойкость. Объясняется это тем, что на обработанных поверхностях смазка растекается по микроскопическим впадинам и несущая способность масляного слоя снижается, происходит частичное или полное соприкосновение трущихся поверхностей, и, как следствие, увеличивается износ деталей пары трения.

В условиях массового и крупносерийного производства все детали поступают на сборку в окончательно

обработанном виде, и поэтому никакой подгонки не требуется. Для получения определенных зазоров в сопряжениях иногда применяют метод подбора деталей по их размерам в пределах допуска на изготовление, в результате чего точность сопряжения повышается.

В условиях мелкосерийного производства методом подбора воспользоваться нельзя, так как сопрягаемых деталей немного, поэтому для получения требуемой посадки детали часто пригоняют друг к другу, применяя дополнительную обработку сопрягаемых деталей. Пригоночные работы при сборке выполняют вручную и требуют дополнительного времени, что удлиняет процесс сборки [1].

Таким образом, детали, поступающие на сборку, должны иметь определенные показатели качества поверхности. Вследствие этого возникает необходимость в разработке технологического оборудования, позволяющего получить необходимые качественные характеристики детали, которые в дальнейшем обеспечивают высокие эксплуатационные свойства деталей в конкретных условиях работы. Во многих современных машинах и специальных устройствах (рис. 1) находят широкое применение детали малой жесткости, представляющие собой различного вида

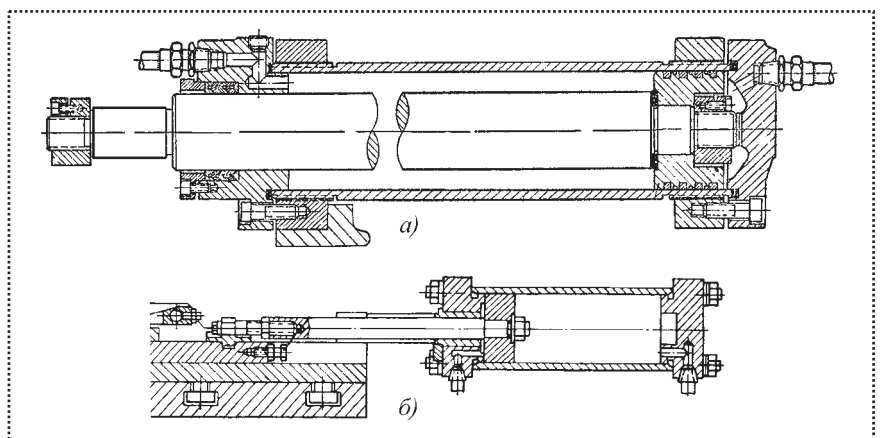


Рис. 1. Примеры использования длинномерных цилиндрических деталей: а – рабочий цилиндр гидропривода возвратно-поступательного движения; б – привод механизма досылателя заготовок в зону сборки

валики длиной 500...2500 мм при отношении длины к диаметру в пределах от 10:1 до 40:1. В этой связи становятся актуальными разработка и создание устройства для ротационного ленточного шлифования цилиндрических длинномерных поверхностей.

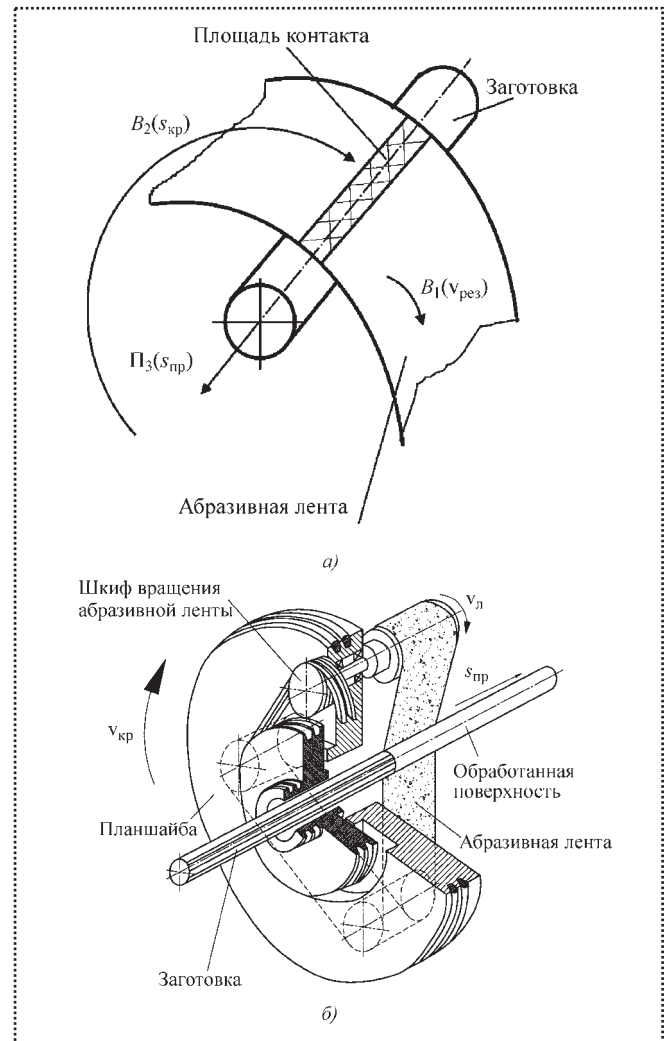
Для того чтобы создать заданную поверхность, необходимо иметь образующую и направляющую геометрически производящие линии соответствующей формы и протяженности, каждую из которых можно образовать четырьмя методами. Круглый цилиндр можно получить двумя геометрическими методами образования поверхности: прямой линией и окружностью. В случае обработки цилиндра необходимо сочетание обоих методов: окружности, перемещающейся по прямой линии. Образующая линия — образуется методом касания — двумя вращательными движениями формообразования:  $B_1$  (скорость резания) и  $B_2$  (круговая подача ленты с планшайбой), а направляющая линия — методом следа — прямолинейное движение  $\Pi_3$  (продольная подача проволоки).

В основе устройства ротационного шлифования принята схема (рис. 2), в которой абразивная лента размещается на трех роликах: приводном, натяжном и ведомом и получает главное движение со скоростью  $v_l$ . Ролики имеют устройства для поворота в пространстве, что обеспечивает устойчивость ленты в процессе работы.

Схема обработки может быть реализована с помощью ротационного ленточного шлифования свободной ветвью абразивной ленты (рис. 3, а), при этом абразивная лента движется со скоростью резания и имеет планетарное (ротационное) движение, обеспечивающее круговую подачу. При использовании данной схемы необходимо обеспечить продольную подачу обрабатываемого материала с помощью тягового устройства.

Для уменьшения упругих перемещений заготовки, вызванных воздействием сил резания и неравномерностью их распределения, можно вести обработку с использованием двух абразивных лент (рис. 3, б). При этом усилия прижима лент к заготовке направлены взаимно противоположно и по величине совпадают таким образом, что деформация даже длинномерных нежестких заготовок может быть сведена к нулю.

Особенностью ротационного ленточного шлифования абразивной лентой является увеличенная площадь контакта, при этом зона контакта инструмента и заготовки ограничена шириной ленты и углом ох-

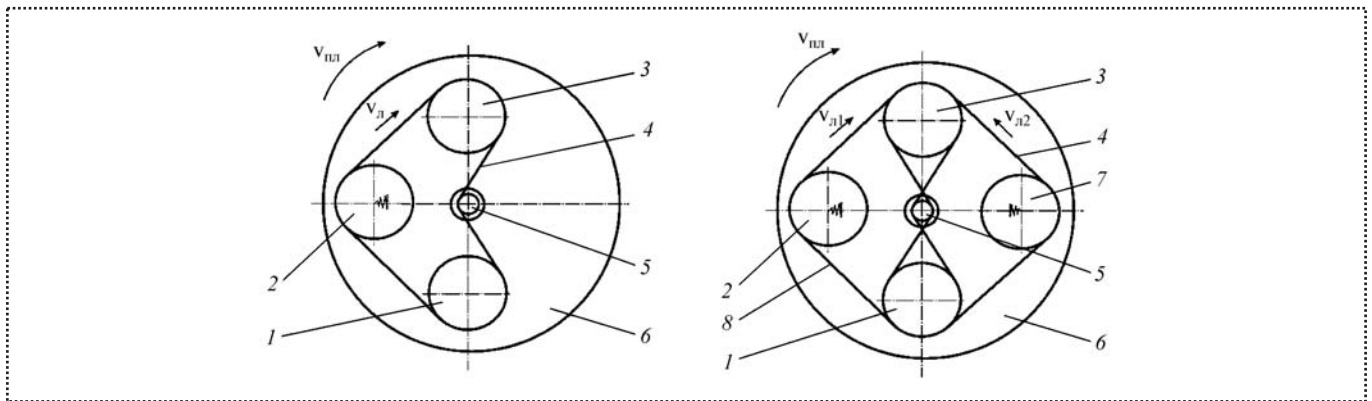


**Рис. 2. Схема обработки цилиндрических изделий методом ротационного ленточного шлифования:**

$a$  — движения формообразования:  $\Phi v(B_1 B_2)$ ,  $\Phi s(\Pi_3)$  — формообразующие движения;  $B_1$  — вращательное движение (скорость резания);  $B_2$  — вращательное движение (круговая подача ленты с планшайбой);  $\Pi_3$  — прямолинейное движение (продольная подача заготовки);  $b$  — схема экспериментального устройства

вата лентой обрабатываемой поверхности заготовки. Увеличенная площадь контакта способствует увеличению количества активных зерен на единице рабочей поверхности ленты, что, несомненно, сказывается на качестве обработанной поверхности.

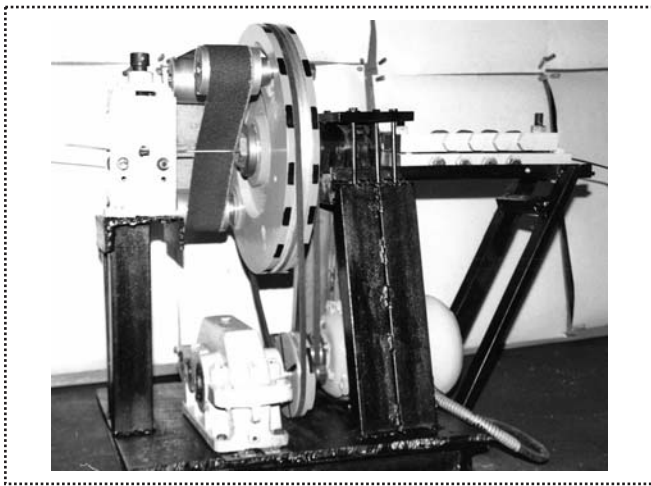
Экспериментальная модель устройства ротационного ленточного шлифования [2, 3] была изготовлена и опробована в лаборатории на кафедре "Автомобили и металлообрабатывающее оборудование" Ижевского государственного технического университета. Разработанное устройство (рис. 4) предназначено для шлифования цилиндрических заготовок — бунтовой



**Рис. 3. Варианты схем ротационного ленточного шлифования:**

*a* – шлифование одной лентой; *б* – шлифование двумя лентами:

1 – ведомый ролик; 2 – натяжной ролик; 3 – ведущий ролик; 4 – первая абразивная лента; 5 – обрабатываемая заготовка; 6 – планшайба; 7 – натяжной ролик (для случая с двумя лентами); 8 – вторая абразивная лента



**Рис. 4. Экспериментальная модель устройства ротационного ленточного шлифования**

проволоки, трубного проката и пр. Обеспечивает шероховатость поверхности в пределах  $Ra$  0,8...0,4, съем материала 120...130 г/мин, стойкость абразивной ленты 140...160 мин (при длине ленты  $L = 1240$  мм) и 250...300 мин (при  $L = 2500$  мм).

На основании экспериментально полученных данных оптимальными величинами, определяющими высокую производительность и шероховатость поверхности, для скорости ленты является диапазон 18...20 м/с при продольной подаче обрабатываемой детали 4 м/мин. Увеличение силы натяжения абразивной ленты приводит к увеличению удельного давления в зоне обработки и к увеличению съема металла, однако это приводит к ухудшению шероховатости получаемой поверхности. Оптимальная сила натяжения для тканевых лент 60...80 Н.

## Вывод

Таким образом, при ротационном ленточном шлифовании можно регулировать тепловые потоки, изменяя теплопроводность инструмента, площадь контакта, используя низкотемпературные смазочно-охлаждающие жидкости. Все это приводит к значительному снижению максимальной контактной температуры, затормаживает начало образования термопластических деформаций и способствует образованию преимущественно сжимающих остаточных напряжений на поверхности обрабатываемой детали. Как следствие облегчения пластической деформации металла абразивными зернами, уменьшаются силы и мощность шлифования, снижается высота микронеровностей обработанной поверхности.

Результаты различных экспериментов дают основание сделать вывод о том, что ротационное ленточное шлифование и предлагаемое устройство могут быть использованы при обработке высокоответственных деталей, что в конечном счете обеспечит оптимальную собираемость изделий и повысит эксплуатационную надежность сборочных единиц.

## Список литературы

1. Новиков М.П. Основы сборки машин. М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 344 с.
2. Свидетельство № 11503 "Устройство для ленточного шлифования", 6В24В21/02. (Россия). Заявл. 05.04.99, опубл. 16.10.99, бюл. № 10.
3. Патент на изобретение № 2228831 "Ленточно-шлифовальный станок", 7В24В21/02. (Россия). Заявл. 25.07.2002, опубл. 20.05.2004, бюл. № 14.

# СБОРОЧНО-СВАРОЧНЫЕ РАБОТЫ. ПАЙКА

А.Н. Коротков, д-р техн. наук (КузГТУ),  
Д.М. Дубинкин (ООО "КемеровоХиммаш")

## Анализ методов обработки сварных швов\*

*Представлен анализ различных методов обработки сварных швов на усталостную прочность. Показаны наиболее перспективные методы обработки – фрезерование и шлифование сварных швов.*

*The analysis of various methods of processing of welded seams on fatigue durability is presented. The most perspective methods of processing – milling and grinding of welded seams are shown.*

Сварка является одним из распространенных видов соединения отдельных частей деталей. К образуемому в процессе сварки сварному шву предъявляются ряд требований. Число и содержание этих требований предопределяется условиями последующей работы детали, узла или механизма с наличием сварных швов. Наряду с обычными требованиями по внешнему оформлению (отсутствия окалины, геометрическая правильность, непрерывность) и шероховатости сварного шва к нему могут предъявляться специальные требования по герметичности, прочности и сопротивлению усталости. Последнее особенно характерно для химического машиностроения, где изготавливают котлы, сосуды для проведения химических реакций, цистерны и другие изделия, к которым предъявляют высокие требования.

Подобная номенклатура изделий изготовлена на заводе ООО "КемеровоХиммаш", а соединение деталей сваркой является здесь самой распространенной операцией. В качестве обработки сварных швов на заводе используют операцию шлифования, как наиболее производительную и обеспечивающую заданные требования.

Известны и другие методы обработки сварных швов [2, 4, 5, 6]. В их числе – поверхностный наклеп, высокий отпуск, статическая перегрузка конструкций, точечный и местный нагрев, точечное и линейное пластическое обжатие, импульсная обработка. Анализ различных методов обработки на

усталостную прочность сварных швов показывает следующее.

1. *Поверхностный наклеп.* Экспериментально установлена весьма высокая эффективность поверхностного наклепа, способствующего повышению усталостной прочности. Способ дробеструйного наклепа можно рекомендовать как весьма эффективное средство для повышения сопротивления усталости деталей машин и сварных соединений. Однако применять его к металлическим конструкциям больших габаритов затруднительно, а иногда и невозможно.

2. *Точечное и линейное пластическое обжатие.* Способ создания сжимающих остаточных напряжений в местах концентраторов в целях повышения усталости сварных соединений путем местного пластического обжатия металла статической нагрузкой [1]. Местное обжатие металла изменяет характер остаточных напряжений в местах концентраторов. Однако необходимо отметить, что для такого обжатия еще не создано оборудование, которое могло бы использоваться в промышленности.

3. *Статическая перегрузка конструкции.* Г.В. Раевский [7] предложил способ повышения вибрационной прочности сварных швов статической перегрузкой до достижения предела текучести. Испытания сварных образцов в исходном состоянии и после статической перегрузки показали, что последние обладают большей вибрационной прочностью. Перегрузка во многих случаях может быть осуществлена обычными домкратами, однако применение их затруднительно, а иногда и невозможно в крупногабаритных конструкциях.

4. Из всех приемов обработки сварных соединений наименее трудоемкой является *локальная обработка зон концентрации напряжений взрывом* (импульсная обработка) в целях создания в них напряжений сжатия. Предложение использовать такой метод для повышения сопротивления усталостному разрушению сварных соединений было сделано впервые в ИЭС им. Е.О. Патона в начале 60-х годов прошлого века. Позднее исследования метода были выполнены и за рубежом. Обработку взрывом применяют для снятия остаточных напря-

\*Обработка металлов. 2004. № 2 (23).



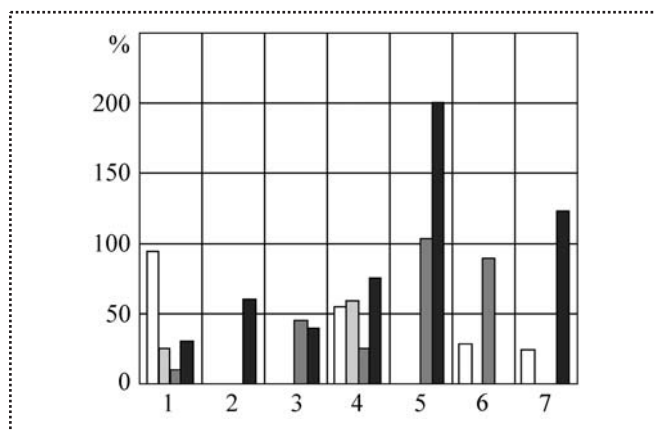


Рис. 1. Повышение пределов выносливости сварных соединений низкоуглеродистых и низколегированных сталей (%) после различных видов обработки [8]:

1 – механическая обработка швов; 2 – высокий отпуск; 3 – предварительная статическая перегрузка; 4 – поверхностный наклеп; 5 – точечный и местный нагрев; 6 – точечное и линейное пластическое обжатие; 7 – импульсная обработка; □ – стыковое соединение; ▒ – с лобовыми швами; ■ – с фланговыми швами; ■ – прикрепление конструктивных элементов

жений в стыковых швах декомпозирующих для повышения их коррозионной стойкости. Использование такой обработки для повышения усталостной прочности сварных металлоконструкций еще требует преодоления ряда формальных и организационных препятствий [8].

5. При прочих равных условиях положительное влияние *высокого отпуска* по мере увеличения степени концентрации напряжений снижается. Можно считать, что стыковые соединения из низкоуглеродистых и низколегированных сталей при доброкачественном их выполнении работают в эксплуатации удовлетворительно и без высокого отпуска. Соединения с угловыми швами, обладающие низкой усталостной прочностью, не улучшают своих качеств в результате отпуска, а, напротив, их ухудшают. В связи с этим данный метод обработки не нашел широкого применения в производстве.

6. *Метод точечного или местного нагрева*, создающий полезные сжимающие напряжения в зонах концентраторов, оказывает положительный эффект на усталостную прочность соединений разного типа. Недостатком этого метода является трудность определения требуемой зоны разогрева. Ошибка в положении зоны может привести к отрицательным результатам. Поэтому в производственных условиях метод повышения усталостной проч-

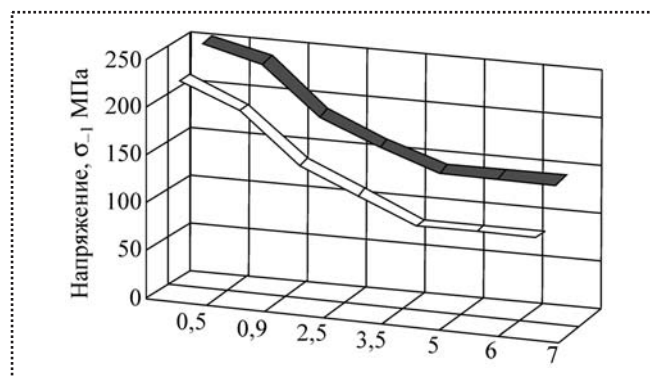


Рис. 2. Кривые усталости плоских сварных образцов [1]:

□ – швы не обработаны; ■ – швы обработаны (заглажены)

ности путем местного нагрева распространения не получил.

На рис. 1 представлены результаты оценки повышения пределов выносливости сварных соединений после различных видов обработки [8].

Анализируя представленные данные (см. п. 1...6 и рис. 1), можно прийти к выводу, что по совокупным показателям на сегодняшний день действующим и универсальным методом последующей обработки сварных швов является все же механический метод. Наряду с другими факторами механическая обработка швов, благодаря которой создается плавный переход от шва к основному металлу, способствует повышению вибрационной прочности. Кривые усталости сварных швов без обработки и с механической обработкой (рис. 2) показывают, что пределы выносливости у образцов с заглаженными швами на 35...40 % выше, чем у образцов без обработки [1].

Механическую обработку сварных швов осуществляют двумя способами:

- фрезерованием (фрезерным трактором);
- шлифованием (ручными шлифмашинками).

К достоинствам операции фрезерования относятся высокая производительность, а недостаткам – интенсивный износ инструмента и необходимость (в ряде случаев) последующей обработки шлифованием.

Шлифование обеспечивает высокую производительность, возможность обработки труднодоступных мест и снимает необходимость последующей обработки, но сопряжено с появлением на деталях прижогов и шлифовочных трещин, а также сопровождается высоким износом инструмента и возможностью его разрыва при работе.





Шлифование сварных швов в большинстве случаев является более предпочтительным, чем фрезерование, но как показывает практика, требует ряда доработок. Так применение обдирочных кругов на операциях обработки сварных швов в заготовках (карт, днищ, обечаек и др.) при изготовлении сложных и ответственных сварных конструкций в условиях завода ООО "КемеровоХиммаш" показывают, что стандартный шлифовальный инструмент не всегда удовлетворяет качеству обработанной поверхности, обладает повышенным износом, способствует образованию прижогов и шлифовочных трещин и склонен к разрыву при различных силовых нагрузках.

На кафедре металлорежущих станков и инструментов КузГТУ проводятся поисковые научно-исследовательские разработки по устранению этих недостатков. За основу исследований взято направление по упорядочению формы и расположения шлифовальных зерен в теле инструмента. Результаты говорят о том, что, варьируя форму зерен, можно существенно снизить шероховатость обработанных поверхностей, повысить стойкость и

прочность шлифовальных кругов, уменьшить температуру резания.

#### Список литературы

1. Аснис А.Е., Ивашенко Г.А. Повышение прочности сварных конструкций. Киев: Наукова думка, 1985. С. 162–169.
2. Большаков К.П. Влияние некоторых конструктивных и технологических факторов на вибрационную прочность сварных конструкций. В кн.: Вибрационная прочность сварных мостов. М.: Трансжелдорзлит, 1952. С. 5–74.
3. Гильде В. Повышение выносливости сварных соединений конструкций с помощью пластмассовых покрытий. Автоматическая сварка. 1965. № 1. С. 23–27.
4. Кравченко П.Е. Усталостная прочность. М.: Высш. школа, 1960. 104 с.
5. Крайчик М.М. Усталостная прочность и упрочнение сварных соединений из малоуглеродистых и низколегированных сталей. Автоматическая сварка. 1953. № 3. С. 24–36.
6. Кудрявцев П.И. Остаточные сварочные напряжения и прочность соединений. М.: Машиностроение, 1964. 96 с.
7. Раевский Г.В. Повышение вибрационной прочности сварных конструкций путем статической перегрузки: сб. тр. по автоматической сварке под флюсом. 1948. № 1. С. 51–59.
8. Труфяков В.И. Некоторые вопросы повышения несущей способности и долговечности сварных конструкций // Надежность и долговечность машин и сооружений. Киев: Наукова думка. Вып. 3. 1983. С. 3–12.

## СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

### Основные мероприятия по обеспечению технологичности конструкции изделия (ТКИ)

| Объект воздействия                         | Разработка  | Производство   | Эксплуатация и ремонт  |
|--|---|--|--|
| Предмет труда                              | Систематизация и стандартизация (унификация, типизация и др.) исходных конструктивных решений                                       | Применение рациональных заготовок  | Сокращение номенклатуры быстросменных и запасных частей  |
| Средства труда                             | Применение технических средств механизации и автоматизации инженерно-технических работ  | Унификация, агрегатирование и стандартизация средств технологического оснащения производственных процессов. Внедрение прогрессивных технологических методов изготовления | Унификация, агрегатирование и стандартизация средств технологического оснащения процессов, а также внедрение прогрессивных технологических методов технического обслуживания и ремонта |
| Разработчик, производитель или потребитель | Взаимодействие разработчиков конструкции изделия с производителем и потребителем. Повышение квалификации разработчика в области ТКИ | Взаимодействие производителя с разработчиком и потребителем. Повышение квалификации производителя в области обеспечения ТКИ  | Взаимодействие потребителя с разработчиком и производителем. Повышение квалификации потребителя в области обеспечения ТКИ  |
| Организация труда                          | Специализация опытно-конструкторских работ  | Применение групповой и поточной форм организации труда   | Применение рациональных форм организации технического обслуживания и ремонта изделия   |
| Результат труда                            | Каталогизация результатов инженерно-технических работ   | Корректировка базовых показателей производственной ТКИ с учетом данных прогнозирования   | Корректировка базовых показателей эксплуатационной ТКИ с учетом данных прогнозирования   |

# СБОРКА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КЛЕЯ

И.В. Мурзаева, В.А. Гуляев, канд. техн. наук, доцент  
(Тольяттинский государственный университет)

## Уточняющий расчет физико-механических свойств клея для стекла методом конечных элементов (МКЭ)

*Рассмотрен расчет физико-механических свойств клея для стекла методом конечных элементов. Полученные данные позволяют создать более точную математическую модель кузова в сборе со стеклами и получить данные, необходимые для расчета кузова на жесткость.*

*This article considers the calculation by the method of final elements which helps to calculate the physical and mechanics characteristic of the glass glue. The received data allow to make the most precision mathematical model of the automotive body with the glass assemble, to receive the data necessary for the body toughness calculation.*

Для присоединения автомобильных стекол к кузову применяется полиуретановая клеевая система.

Требования к основным техническим параметрам клея изложены в Техническом требовании на материал (ТТМ) – 1.96-601–93. Данное ТТМ содержит требования к клею в состоянии поставки, требования к материалу в отверженном состоянии после выдержки в течение семи суток и требования к клеевому соединению. Физико-механические свойства в данном ТТМ указаны не в полном объеме. Нет показателей, необходимых для расчета мо-

дели с помощью МКЭ, а именно модуль упругости  $E$  и коэффициент Пуассона  $\mu$ .

Основные требования к материалу по ТТМ 1.96-601–93 указаны в табл. 1.

Применяя МКЭ, можно рассчитать данные показатели, опираясь на имеющиеся данные по пределу прочности при сдвиге.

Для начала возьмем несколько экспериментальных показателей, ориентируясь на показатели  $E$  и  $\mu$  для каучука, так как этот материал ближе по свойствам к полиуретановой системе.

Сравнительная таблица по данным показателям приведена в табл. 2.

Возьмем несколько экспериментальных данных, близких по значению к указанным данным каучука (см. табл. 2).

Закладываем указанные показатели в материал при расчете, руководствуясь методикой проведения испытания на показатель – предел прочности при сдвиге –  $\sigma_{сд}$  (ТУ 2252-001-54014725-00 на клеи). Применяемый клей – Terostat-8590 UHV/M (производство фирмы "Henkel").

Моделируем с помощью метода конечных элементов в программном пакете HyperMesh две пластины: стальная размером 100×25×0,8 мм, покрытая

### 1. Технические требования на материал

| Материал  | Прочность при сдвиге на образцах, МПа | Метод испытаний  |
|---|---------------------------------------|--|
| Окрашенная сталь – стекло с нахлесткой 10 мм, толщиной клеевого шва 2 мм при (23±2) °С, не менее:<br>через (1,0± 0,1) ч<br>через (3± 1) ч<br>через (24± 1) ч  | 0,3<br>0,4<br>3,5                     | Стальная пластина размером 100×25×0,8 мм, покрытая эмалью, пластина из стекла размером 80×25×5 мм.<br>Скорость движения нижнего зажима при разрыве – 50 мм/мин |
| Окрашенная сталь – стекло с нахлесткой 15 мм, толщиной клеевого шва (5±0,5) мм:<br>через 7 сут при (23±2) °С и (50±5) % влажности, не менее<br>через 7 сут при (23±2) °С + 7 сут при (90±2) °С, испытание при (90±2) °С, не менее | 4,0<br>2,0                            | То же  |

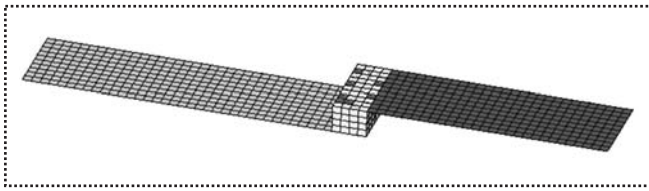


Рис. 1. Конечно-элементарная модель скрепленных пластин стекло/металл

эмалью, пластина из стекла размером 80×25×5 мм (рис. 1).

Закрепляем аналогично методике испытаний (ТУ 2252-001-54014725-00 на клеи) и прикладываем силу (рис. 2).

Усилие неизвестно, но его можно рассчитать, исходя из формулы определения предела прочности.

Предел прочности клеевого соединения при сдвиге определяют по формуле

$$\tau = \frac{P}{F},$$

где  $P$  – разрушающая нагрузка, Н;

$F$  – площадь склеивания, см<sup>2</sup>.

Площадь склеивания образца можно подсчитать с точностью до 0,01 см<sup>2</sup> по формуле

$$F = ab,$$

где  $a$  – длина нахлестки, см;

$b$  – ширина нахлестки, см.

Имея значение прочности при сдвиге  $\tau = 4,0$  МПа и площадь склеивания  $F = 375$  мм, можем вычислить силу, Н:

$$P = \tau F, P = 1500 \text{ Н.}$$

Приложим к модели рассчитанную силу  $P = 1500$  Н. С помощью процессора решим расчетный случай. В постпроцессоре посмотрим результат (рис. 3).

## 2. Экспериментальные показатели $E$ и $\mu$ для каучука

| Расчетный случай | Модуль упругости $E$ , МПа | Коэффициент Пуассона, $\mu$ | Плотность $\rho$ , т/см <sup>3</sup> |
|------------------|----------------------------|-----------------------------|--------------------------------------|
| 1                | 15                         | 0,2                         | 1,2e...09                            |
| 2                | 10                         | 0,3                         | 1,2e...09                            |
| 3                | 9                          | 0,48                        | 1,2e...09                            |

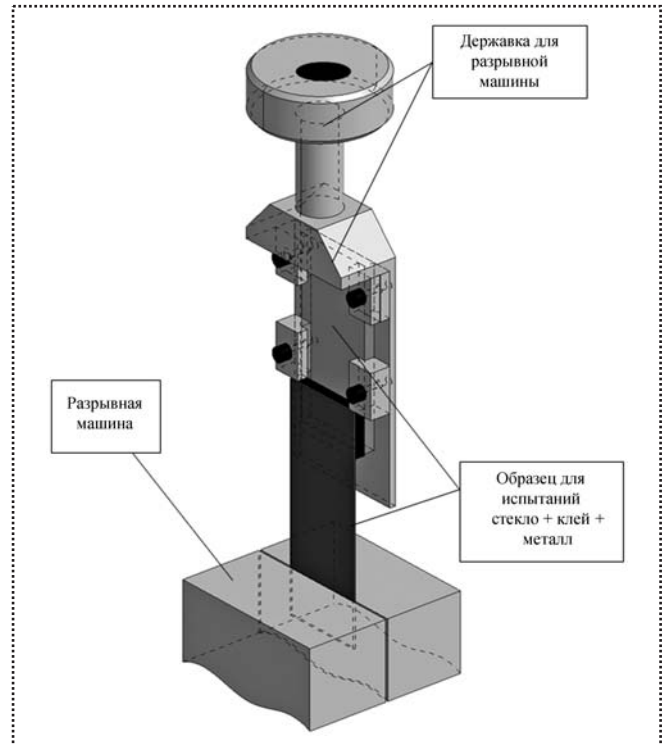


Рис. 2. Приспособление для разрывной машины

Получаем значение перемещения  $\Delta l = 9$  мм. Это значение перемещения соответствует расчетному случаю № 1 (табл. 3).

Произведем расчет для всех четырех случаев.

Дальнейший расчет производим по закону Гука при сдвиге.

Экспериментально установлено, что существует линейная зависимость между углом сдвига  $\gamma$  и касательными напряжениями  $\tau$ , являющаяся законом Гука при сдвиге:

$$\tau = G\gamma,$$

где  $G$  – модуль сдвига, характеризующий способность материала сопротивляться сдвиговой дефор-

## 3. Значение модулей упругости ( $E$ ) и перемещений ( $\Delta l$ )

| Расчетный случай | Модуль упругости $E$ , МПа | Значение $\Delta l$ , мм |
|------------------|----------------------------|--------------------------|
| 1                | 15                         | 9                        |
| 2                | 10                         | 13                       |
| 3                | 9                          | 18                       |
| 4                | 7,84                       | 20                       |

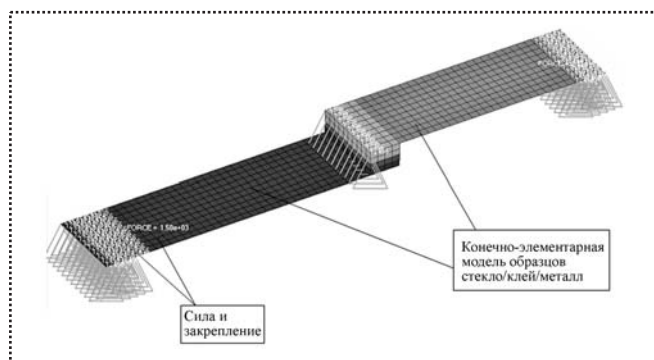


Рис. 3. Просмотр результата расчета в постпроцессоре

мации, т.е. характеризующая жесткость материала при сдвиге.

Величина модуля сдвига связана с модулем упругости при растяжении  $E$  и коэффициентом Пуассона  $\mu$  соотношением

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)}.$$

Угол сдвига  $\gamma$  определяют по формуле

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\Delta l}{h},$$

где  $\Delta l$  – величина смещения;

$h$  – высота клеевого шва.

Угол сдвига можно получить расчетным путем или измерить.

В нашем случае угол измеряли:  $\gamma_1 = 61^\circ = 1,5$  рад;  $\gamma_2 = 69^\circ = 1,1$  рад;  $\gamma_3 = 74,5^\circ = 1,3$  рад;  $\gamma_4 = 76^\circ = 1,35$  рад.

Определим для каждого расчетного случая свой модуль сдвига, МПа:

$$G_1 = \frac{E}{2(1+\mu)} = \frac{15}{2(1+0,2)} = 6,25;$$

$$G_2 = \frac{E}{2(1+\mu)} = \frac{10}{2(1+0,3)} = 3,84;$$

$$G_3 = \frac{E}{2(1+\mu)} = \frac{9}{2(1+0,48)} = 3,04;$$

$$G_4 = \frac{E}{2(1+\mu)} = \frac{7,84}{2(1+0,46)} = 2,68.$$

Рассчитаем напряжение при сдвиге, МПа:

$$\tau_1 = G_1 \gamma_1 = 6,56; \quad \tau_2 = G_2 \gamma_2 = 4,2;$$

$$\tau_3 = G_3 \gamma_3 = 3,94; \quad \tau_4 = G_4 \gamma_4 = 3,61.$$

Наиболее близкий по значению к требуемому показатель расчетного случая № 3, значит, принимаем модуль упругости для расчета клеевого соединения  $E = 9$  МПа.

### Вывод

Данный расчет показывает, как можно сделать уточняющий расчет относительно физико-механических свойств материала с помощью расчетного пакета Nupur Mesh, а полученные данные по модулю упругости  $E$  можно применять при дальнейшем расчете кузова на жесткость.

### Список литературы

1. Ицкович Г.М. "Сопротивление материалов". М.: Высш. школа, 1986. 352 с.
2. Справочник. Клеящие материалы. А.П. Петрова. Под ред. Е.Н. Каблова и С.В. Резниченко. М.: ЗАО "Редакция журнала "Каучук и резина" (К и Р), 2002. 196 с.

## Новые книги издательства "Машиностроение"

### Мельник В.А.

Торцовые уплотнения валов: справочник. М.: Машиностроение, 2008. 320 с.: ил. (Б-ка конструктора)  
ISBN 978-5-217-03383-6

Приведен механизм работы торцовых уплотнений, включая процессы, протекающие в уплотняющей щели, гипотезы уплотняющей и несущей способности торцовых уплотнений и известные методы их расчета. Представлены новые сведения по исследованиям и расчетам торцовых уплотнений, управлению работой торцового уплотнения. Показаны возможности расчетного проектирования торцовых уплотнений с заданными рабочими характеристиками. Приведены технические решения, которые могут успешно использоваться в конструкторской практике.

Впервые даны конструктивные исполнения газовых торцовых уплотнений. Описаны работа торцовых уплотнений, необходимое дополнительное оборудование, наиболее распространенные схемы и методы расчета уплотняющих пар.

Для специалистов, занимающихся разработкой и эксплуатацией узлов уплотнений валов; может быть полезна преподавателям и студентам вузов.

Цена с НДС 484 руб.

А.А. Емельянов, д-р техн. наук (Орел ГТУ)

## ИМПУЛЬСНОЕ КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ПЛЕНОЧНЫХ ЭЛЕКТРОДОВ ФОТОЭЛЕКТРОННЫХ ПРИБОРОВ

Приведены результаты экспериментального исследования импульсного кондиционирования пленочных электродов в вакууме. Эксперименты выполнены на микроканальных усилителях яркости изображения. Показана высокая эффективность оптимальных режимов кондиционирования, ликвидирующих эмиссионные центры на пленочном катоде. Разработаны технологические режимы устранения автоэмиссионных явлений в ускоряющем промежутке микроканального усилителя яркости. Импульсные технологии использованы при восстановлении усилителей, отбракованных по автоэмиссионным явлениям.

Recherch experimentally results of pulsed conditioning film electrodes in vacuum are presented. The experiments are fulfilled for microchannel image intensifiers. High effectiveness of conditioning optimal modes, which liquidate emitting centers on the film cathode, is shown. The operating practices of field-emission phenomena removal in accelerating gap of microchannel image intensifier are processed. Pulsed technologies are applied at renewal of intensifiers that burned-out for field-emission phenomena.

Широкое распространение в оптико-физическом приборостроении, астрономии, ядерно-физических исследованиях, медицине получили фотоэлектронные приборы (ФЭП) с микроканальным усилением: электронно-оптические преобразователи, фотоэлектронные умножители, временные и позиционно-чувствительные детекторы, детекторы различных видов излучения. Ускоряющие промежутки таких приборов, работающих под высоким напряжением, образованы напыленными пленочными электродами. В процессе производства и эксплуатации ФЭП с микроканальным усилением на выходной поверхности микроканальной пластины (МКП) могут возникать эмиссионные центры, вызывающие локальные свечения на катодолюминесцентном экране усилителей яркости или недопустимо большие токи фотоэлектронных умножителей в отсутствии светового сигнала на фотокатоде.

Для ликвидации эмиссионных центров и связанных с ними негативных явлений применяют технологии, основанные на воздействии темновых токов в предпробойном режиме. Однако эффективность такой обработки невысока, а вероятность разрушения металлизации в результате инициирования пробоя при длительном воздействии напряжения, близкого к пробивному, значительна. Проведение исследований, направленных на разработку новых технологий, реализующих оптимальные режимы импульсного кондиционирования и улучшающих характеристики вакуумных промежутков с напыленными электродами, имеет несомненную практическую значимость.

Высокая эффективность оптимальных режимов импульсного кондиционирования, достигнутая на цельнометаллических электродах, дает основание для проведения исследований и отработки режимов высоковольтного наносекундного кондиционирования пленочных электродов, каковыми являются и МКП, и экран усилителя яркости изображения.

С целью разработки оптимальных режимов исследовано импульсное кондиционирование пленочных электродов микроканальных усилителей яркости изображения.

Эксперименты выполнены на отпаянных вакуумных блоках усилителя яркости изображения (рис. 1), включающих ускоряющий промежуток



Рис. 1. Вакуумный блок усилителя яркости изображения



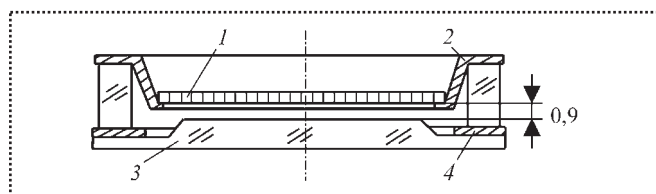


Рис. 2. Система электродов ускоряющего промежутка:  
1 – диафрагма; 2 – МКП; 3 – кольцо; 4 – экран

МКП-экран. Высоковольтный узел ускоряющего промежутка МКП-экран представлен на рис. 2.

Микроканальная пластина 1 типа 10-24 в виде диска из свинцового стекла толщиной 0,5 мм и диаметром 24,8 мм расположена на диафрагме 2 из ковара 29НК-ВИ-М-НТ-0,3. Пластина изготовлена методом вытравливания опорной жилы и содержит ~5000 микроканалов диаметром 10 мкм, расположенных под углом  $8^\circ$  относительно нормали к поверхности МКП. Для обеспечения электрического контакта на внешние поверхности МКП с помощью вакуумного распыления нанесен тонкий слой хрома. Входная поверхность пластины покрыта с напылением алюминия. Емкость пластины составляет  $C = 60...70$  пФ, удельное сопротивление –  $(0,8...4) \cdot 10^8$  Ом·м. Фронт нарастания первичного сигнала и время усиления МКП составляют 0,1 и 1 нс соответственно. Люминесцентный экран 3 представляет собой волоконно-оптическую пластину, на которую нанесен люминофор, покрытый пленкой алюминия. Пластина расположена на кольце 4 из железо-хромистого сплава Х20Н80-01. Величина ускоряющего промежутка МКП-экран  $d = 0,9$  мм, емкость промежутка составляет  $C = 7...15$  пФ. Вакуумный блок усилителя яркости перед отпайкой откачен турбомолекулярным насосом до  $p = 10^{-4}$  Па.

В целях выяснения влияния импульсного кондиционирования на статическую электрическую прочность ускоряющего промежутка МКП-экран и определения электрической прочности в наносекундном диапазоне длительностей создана экспериментальная установка, блок-схема которой приведена на рис. 3.

В режиме постоянного тока с помощью источника (И) в промежутке МКП 1 экрана 2 усилителя яркости (УЯ) создавалось электрическое поле с напряженностью до  $10^7$  В/м, под их действием возникали темновые токи. Темновые токи измеряли с помощью цифрового прибора ЦС-300 до и после воздействия на промежуток высоковольтного им-

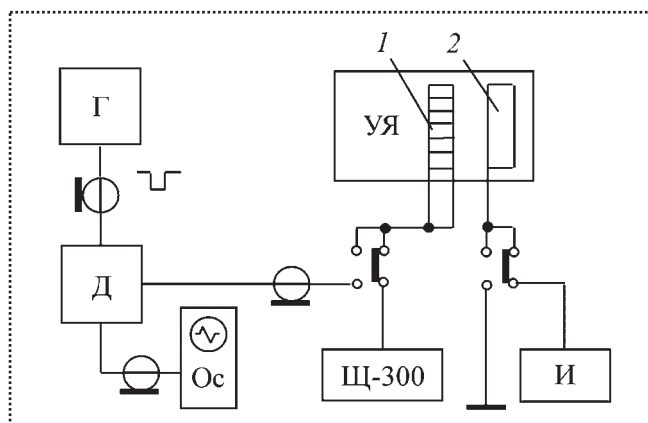


Рис. 3. Блок-схема экспериментальной установки

пульса. Ток  $I$  контролировался при рабочем напряжении ускоряющего промежутка  $U_{\text{раб}} = 5$  кВ, кроме этого фиксировались возникновение, изменение и ликвидация локальных свечений на экране усилителя яркости, вызванных эмиссией с МКП, и регистрировались напряжение  $U^i$  и ток  $I^i$  возникновения локальных свечений. Характерные эмиссионные свечения, возникающие на экране усилителя яркости при рабочем напряжении ускоряющего промежутка МКП-экран в отсутствие светового сигнала на входе усилителя, представлены на рис. 4. По полю экрана расположены свечения типа "звезда" разной интенсивности, по краям – свечения типа "сегмент".

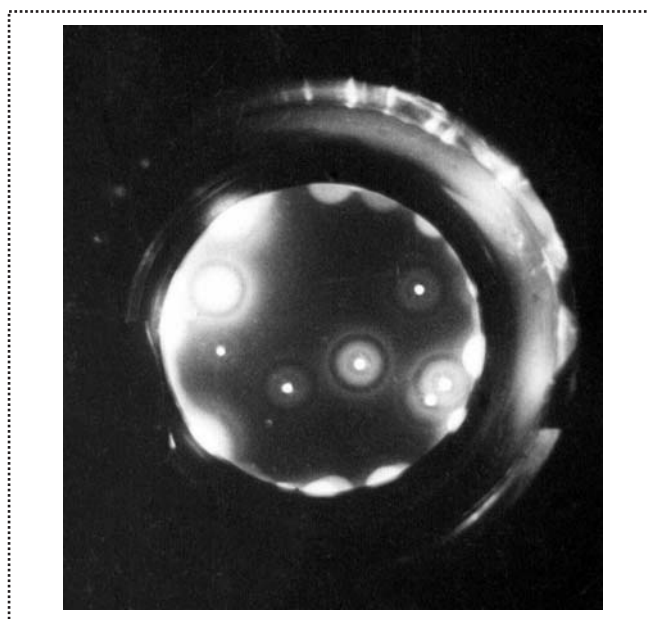


Рис. 4. Характерные эмиссионные свечения при рабочем напряжении ускоряющего промежутка МКП-экрана

В импульсном режиме на МКП от генератора (Г) подавали высоковольтные импульсы отрицательной полярности. Генератор состоял из источника постоянного напряжения на 60 кВ и схемы формирования наносекундных импульсов. В процессе обработки пленочных электродов амплитуду увеличивали от импульса к импульсу с шагом в 1 кВ, начиная с напряжения пробоя в стационарном режиме, до возникновения первого импульсного пробоя. Электрическая прочность промежутка МКП-экран в стационарном режиме  $E_{пр} \approx 10^7$  В/м в два раза превышала рабочую напряженность и могла быть определена возникновением газового разряда в порах напыления или отрывом слабосвязанных микрокастиц от пленочных электродов.

В ходе исследований использовали кондиционирование одиночными высоковольтными импульсами как в отсутствии, так и при наличии постоянной составляющей напряжения. Наложение высоковольтных импульсов на напряжение постоянного тока позволяло по изменению интенсивности локальных свечений экрана контролировать эффективность воздействия каждого импульса, что существенно сокращало продолжительность тренировки. При исследованиях электрической прочности ускоряющего промежутка вход и выход МКП были электрически соединены. Пробой ускоряющего промежутка как в импульсном, так и в стационарном режиме завершался локальным разрушением экрана и выходом прибора из строя. После возникновения пробоя вакуумный блок заменяли новым и всю процедуру кондиционирования и измерений повторяли.

При исследовании предпробойных режимов кондиционирования установлено, что обработка электродов ускоряющего промежутка большим количеством импульсов ( $n \leq 10^5$ ) при напряжениях, в 2...3 раза меньших импульсного напряжения пробоя, дает положительные результаты, надежно предохраняя пленочные электроды от разрушения, но слишком длительна и малоэффективна. Импульсное кондиционирование при наличии контролирующего напряжения постоянного тока более эффективно и позволяет достигать положительных результатов меньшим числом импульсов, существенно сокращая продолжительность обработки [1].

Возможность визуального контроля результатов воздействия каждого импульса на эмиссионные центры выходной поверхности МКП позволила пе-

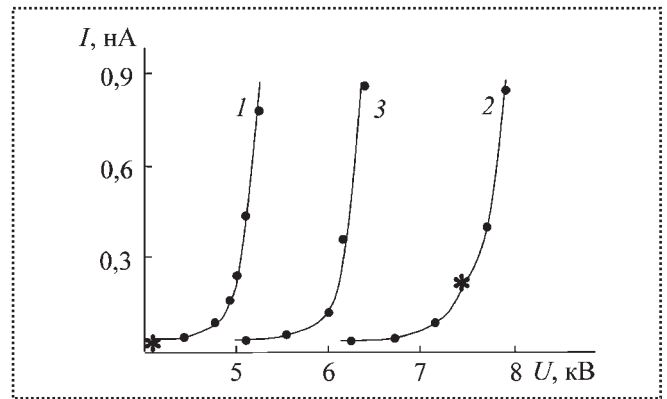


Рис. 5. Вольтамперные характеристики ускоряющего промежутка до (кривая 1) и после воздействия импульса  $t_{и} = 50$  нс:  $U_{и} = 14$  кВ при  $U^* = 4$  кВ (2);  $U_{и} = 12$  кВ при  $U^* = 7,6$  кВ (3)

рейти от кондиционирования большим количеством импульсов при малых амплитудах к обработке пленочных электродов одиночными импульсами с амплитудами, обеспечивавшими равенство длительности импульса времени запаздыванию вакуумного пробоя  $t_{и} \approx t_3$ .

На рис. 5 приведены вольтамперные характеристики ускоряющего промежутка МКП-экран одного из вакуумных блоков, кондиционированного импульсами длительностью  $t_{и} = 50$  нс. До импульсного воздействия свечение на экране прибора возникало при напряжении  $U^* = 4$  кВ (кривая 1). Воздействие одного импульса  $U_{и} = 14$  кВ, наложенного на стационарное контролирующее напряжение  $U^* = 4$  кВ, ликвидировало свечение и уменьшило темновой ток при  $U_{раб}$  на порядок величины (кривая 2). Местоположение эмиссионного центра не изменилось, но напряжение возникновения свечения  $U^* = 7,4$  кВ превысило первоначальное на 85 %.

Полученный результат демонстрирует возможности импульсной обработки, позволяющей заменить малопродуктивную тренировку электродов предпробойными токами в стационарном режиме высокоэффективной обработкой одиночными наносекундными импульсами, а в пределе — одним импульсом.

Наложение второго импульса  $U_{и} = 12$  кВ на напряжение постоянного тока  $U = 7,6$  кВ увеличило темновой ток (кривая 3) и уменьшило напряжение возникновения свечения до  $U^* = 7$  кВ. Увеличение темнового тока и снижение величины  $U^*$  можно объяснить высоким уровнем контролирующего напряжения, составившим 80 % от напряжения пробоя в стационарном режиме.



При таком уровне постоянной составляющей наложенный импульс  $U_{и} = 12$  кВ инициировал процессы, приводящие к пробое промежутка. Для проверки влияния контролирующего напряжения на эффективность импульсной обработки следующий импульс подан на промежуток в отсутствие постоянной составляющей, но при амплитуде  $U_{и} = 19,6$  кВ, равной суммарному напряжению предыдущего воздействия. Это привело к уменьшению темнового тока (вольтамперная характеристика совпала с кривой 2) и повышению напряжения возникновения свечения до  $U^* = 7,3$  кВ.

Увеличение амплитуды кондиционирующих импульсов до  $U_{и} = 21$  кВ не изменило состояние промежутка, однако воздействие импульса  $U_{и} = 22$  кВ завершилось пробоем с локальным разрушением экрана. Тренировка осуществлена шестью импульсами, два из которых при суммарном напряжении на промежутке  $U_{тр} = 19,6$  кВ, составившем  $\sim 90\%$  от напряжения импульсного пробоя, оказали кондиционирующее действие.

Представленные данные показывают, что импульсное кондиционирование пленочных электродов целесообразно осуществлять одиночными импульсами длительностью  $t_{и} \approx t_{с}$ . Применение напряжения постоянного тока, на которое накладывается высоковольтный импульс, позволяет контролировать эффективность воздействия каждого импульса и в пределах осуществлять кондиционирование одним импульсом. Однако при достаточно больших значениях постоянной составляющей кондиционирующий импульс инициирует пробой, разрушая металлизацию.

Зависимости темнового тока  $I$  от напряженности  $E_0$  в стационарном режиме до (кривая 1) и после (кривые 2, 3, 4) воздействия импульсов  $t_{и} = 7,5$  нс на пленочные электроды ускоряющего промежутка одного из усилителей яркости [2] представлены на рис. 6.

До начала кондиционирования при напряженности  $E_0^* = 4,7 \cdot 10^7$  В/т на экране возникало изображение эмиссионного центра в виде "сегмента". Темновой ток при рабочем напряжении составлял  $I = 5,1$  нА. На ускоряющий промежуток поданы импульсы с амплитудой, возраставшей в диапазоне  $10 \leq U_{и} \leq 51$  кВ. Воздействие импульсов с амплитудами  $U_{и} = 17$  кВ (кривая 2),  $U_{и} = 20$  кВ (кривая 3) и  $U_{и} = 34$  кВ (кривая 4) сопровождалось изменением

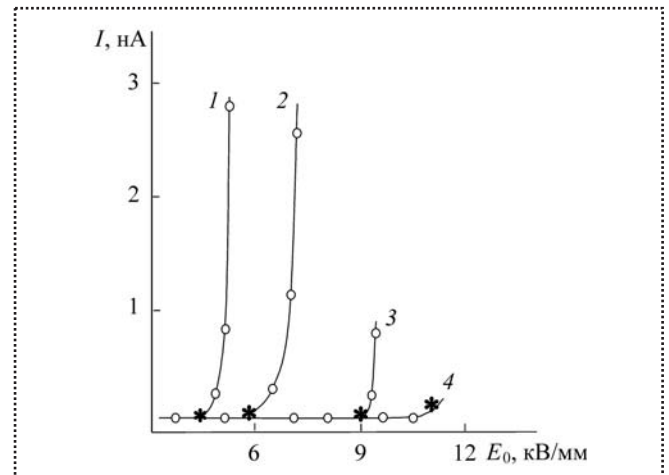


Рис. 6. Зависимость темного тока от напряженности до (кривая 1) и после воздействия импульсов при  $t_{и} = 7,5$  нс: 2 – 17 кВ; 3 – 20 кВ; 4 – 34 кВ

зависимости  $I(E_0)$  и ликвидацией эмиссионных центров.

Новые центры эмиссии давали изображения в виде "звезды" или "сегмента" в других местах экрана при большей напряженности электрического поля. Величина напряженности  $E_0^*$  при этом возрастала в 1,3 (кривая 2), 1,9 (кривая 3) и 2,3 (кривая 4) раза. Темновой ток при  $U_{раб}$  после воздействия импульса  $U_{и} = 17$  кВ был уменьшен до  $I = 30$  пА. Воздействие импульса  $U_{и} = 51$  кВ завершилось пробоем промежутка при напряженности  $E_{пр} = 5,7 \cdot 10^7$  В/м, превысившей статическую прочность в 6 раз.

Тренировка осуществлена сорока двумя импульсами с амплитудой, возраставшей в диапазоне  $10 \leq U_{и} \leq 50$  кВ, но лишь четыре из них оказали кондиционирующее действие. Полученные экспериментальные результаты по импульсному кондиционированию пленочных электродов позволили сделать выводы о его эффективности.

На рис. 7 при различных длительностях представлены гистограммы амплитуд  $U_{тр}$  импульсов, снижавших активность эмиссионных центров выходной поверхности МКП и повышавших напряжение возникновения локальных свечений экрана. При построении гистограмм учитывали значения напряжения  $U_{тр}$  (с учетом постоянной составляющей) всех воздействий, улучшавших состояние пленочных электродов. Кондиционирование начинали с амплитуды  $U_{и} = 10$  кВ, в два раза превышавшей напряжение  $U_{раб}$ , и продолжали, увеличивая амплитуду с шагом  $\Delta U_{и} = 1$  кВ, до возникновения первого

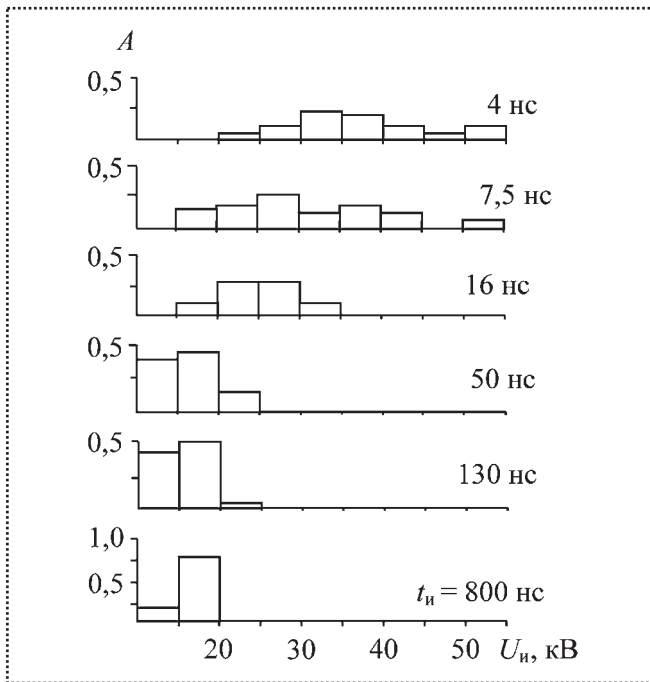


Рис. 7. Гистограммы амплитуд импульсов, оказывающих кондиционирующее действие на МКП, при разных длительностях

импульсного пробоя. Из гистограмм следует, что с уменьшением длительности  $800 \leq t_n \leq 4$  нс не только возрастает амплитуда  $U_n$  импульсов, оказывающих кондиционирующее действие на МКП, но и расширяется диапазон ее значений.

Полное число импульсов тренировочного цикла, как и число импульсов, оказывающих кондиционирующее действие, возрастает с уменьшением их длительности. Если в течение тренировочного цикла на импульсах длительностью  $t_n = 800$  нс имело место от одного до двух кондиционирующих воздействий в относительно узком интервале амплитуд  $12 \leq U_n \leq 20$  кВ, то на импульсах  $t_n = 7,5$  нс число кондиционирующих воздействий составляло от трех до семи, а диапазон амплитуд  $14 \leq U_n \leq 55$  кВ возрос в 5 раз.

Амплитуда первого импульса, воздействующего на необработанную поверхность пластины, минимальна, так как определена наличием центров эмиссии с большим коэффициентом  $\beta$  усиления поля. Последующие импульсы воздействуют на обработанную поверхность и их амплитуда определена меньшим по величине коэффициентом усиления. Амплитуду импульсов, завершающих тренировочный цикл, определяют импульсной электрической прочностью промежутка. Она возрастает

с уменьшением длительности, составляя 80...90 % от напряжения импульсного пробоя. С ростом напряжения пробоя, при соответствующем уменьшении длительности импульсов, возрастает не только диапазон амплитуд, но и число импульсов, оказывающих кондиционирующее действие, что повышает эффективность импульсной обработки пленочных электродов.

При исследовании режимов кондиционирования ускоряющего промежутка МКП-экран получены экспериментальные результаты по импульсной электрической прочности. Установлено, что с уменьшением длительности импульсов прочность возрастает более чем в пять раз от  $E_0 = 10^7$  В/м в режиме постоянного тока до  $E_0 = 5,4 \cdot 10^7$  В/м на импульсах  $t_n = 7,5$  нс. С использованием механизма джоулева инициирования пробоя оценена импульсная электрическая прочность вакуумных промежутков с напыленными электродами [3].

Расчетные зависимости времени запаздывания пробоя  $t_3(E_0)$  от макронапряженности (кривая 1) и  $t_3(E)$  от микронапряженности (кривая 2) электрического поля для электродов из хрома приведены на рис. 8, а. Экспериментальные результаты (кривая 3) получены на пленочных электродах ускоряющего промежутка микроканального усилителя яркости. Сопоставление при  $t_3 = \text{const}$  расчетных кривых  $t_3(E)$  и  $t_3(E_0)$  позволяет оценивать значения коэффициента усиления  $\beta$  и строить зависимости  $\beta(E_0)$  и  $\beta(t_n)$ , характеризующие изменение качества поверхности пленочного катода в результате оптимальных режимов импульсного кондиционирования. Расчетная (кривая 1) и экспериментальная (кривая 2) зависимости коэффициента  $\beta$  от длительности  $t_n \approx t_3$  кондиционирующих импульсов приведены на рис. 8, б.

Аналогичные расчеты выполнены для цельнометаллических электродов из разных металлов: Cu, Al, Mo, Ni, Fe и W. Значения коэффициента  $\beta$  усиления поля, определенные из экспериментов по запаздыванию вакуумного пробоя на пленочных электродах (Cr), приведены вместе со значениями коэффициента  $\beta$  для цельнометаллических электродов в виде единой зависимости от импульсной электрической прочности на рис. 9. Экспериментальные результаты для напыленных и цельнометаллических электродов с малым разбросом укладываются на одну кривую  $\beta(E_0)$ , из чего следует, что в результате оптимальных режимов наносе-



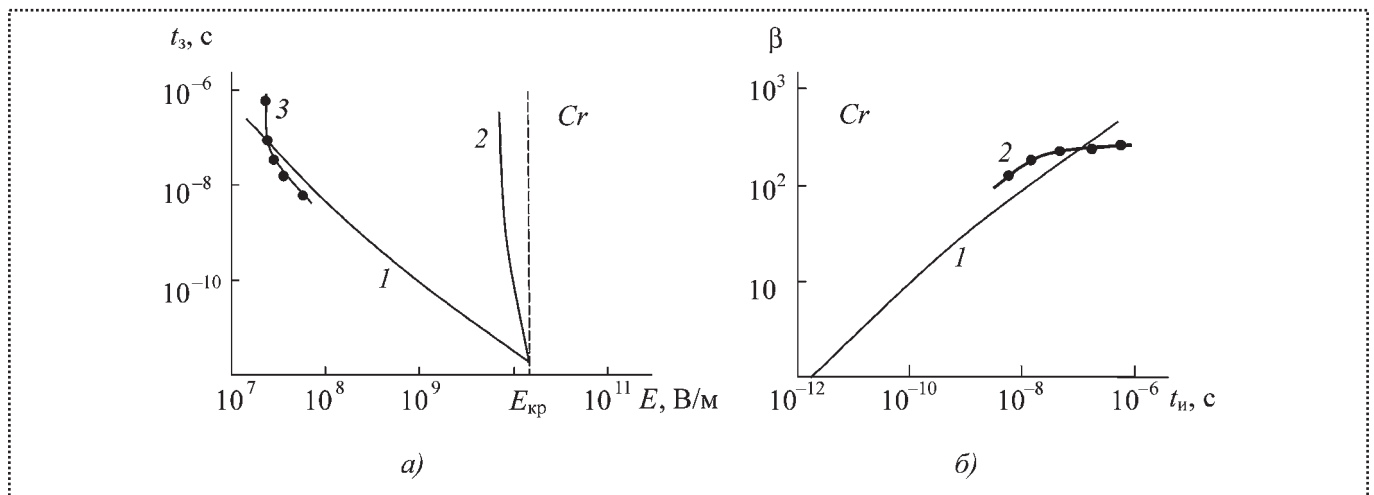


Рис. 8. Зависимости времени запаздывания пробоя от напряженности электрического поля (а) и коэффициента усиления поля от длительности кондиционирующих импульсов  $t_n \approx t_3$  (б)

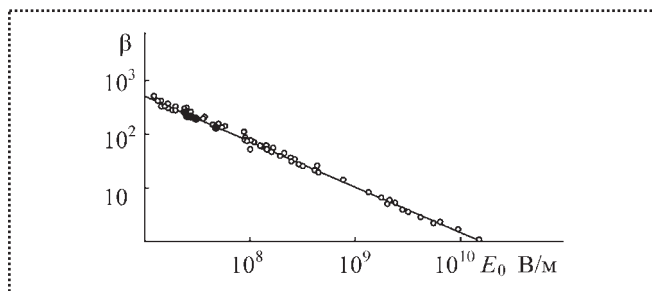


Рис. 9. Зависимость коэффициента усиления  $\beta$  от напряженности электрического поля, инициирующего пробой:  
● — для напыленных электродов; ○ — для цельнометаллических электродов

кундного кондиционирования коэффициент усиления поля не зависит от характера и материала электродов и определяется лишь макронапряженностью электрического поля, инициирующего пробой в вакууме.

Импульсные технологии повышения электрической прочности вакуумной изоляции были применены к фотоэлектронным приборам. Это позволило восстанавливать вакуумные блоки микроканальных усилителей яркости, отбракованные по автоэмиссионным явлениям. Восстановленные блоки были использованы для изготовления опытной партии приборов обнаружения слабых свечений.

На рис. 10 представлен ночной фоторегистратор, осуществляющий микрофотографирование изображения объекта с экрана усилителя с помощью фотоаппарата "Зенит". Фотоаппарат оснащен



Рис. 10. Ночной фоторегистратор

короткофокусным объективом. Объект фокусируется на фотокатод микроканального усилителя яркости с помощью длиннофокусного объектива, обладающего четырехкратным приближением. Фоторегистратор может быть применен для изучения световых явлений в отсутствие освещения. Прибор был использован для обнаружения свечения коронного разряда, возникающего на высоковольтном оборудовании, определения места и устранения причин его возникновения.

На рис. 11 приведены фотографии коронного разряда на оборудовании подстанции ЛЭП-500, выполненные с помощью ночного фоторегистратора. Регистрация свечения проведена в ночное время на пленку чувствительностью 130 ед. ГОСТ при экспозиции 1/30 с. Визуально без прибора свечение разряда не просматривалось. Фоторегистратор позволяет наблюдать свечение коронного разряда, устанавливать места его локализации и принимать меры к устранению причин возникновения.



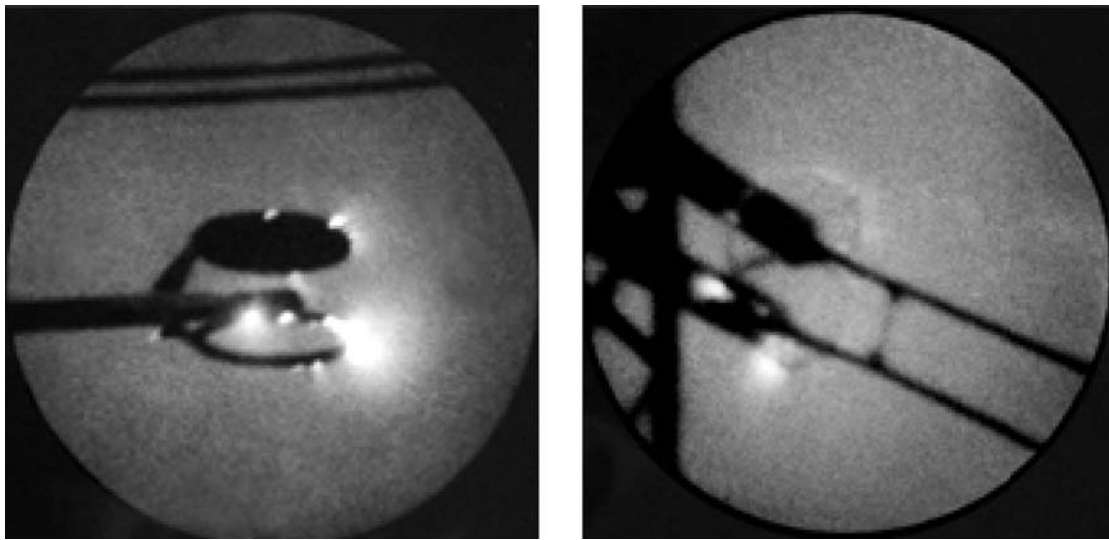


Рис. 11. Коронный разряд на оборудования подстанции ЛЭП-500

### Вывод

Получены экспериментальные результаты по импульсному кондиционированию напыленных электродов в вакууме. Эксперименты выполнены на микроканальных усилителях яркости изображения. Показана высокая эффективность оптимальных режимов импульсного кондиционирования, повышающих качество поверхности пленочного катода. Разработаны технологические режимы, позволяющие устранять автоэмиссионные явления в ускоряющем промежутке микроканального усилителя яркости. Режимы использованы при восстановлении усилителей, отбракованных по автоэмиссионным явлениям. Восстановленные усили-

тели составили основу опытной партии приборов обнаружения слабых свечений.

Приведенные результаты могут быть полезны специалистам в области вакуумной электрической изоляции и разработчикам высоковольтных электровакуумных приборов и конструкций.

### Список литературы

1. Емельянов А.А. Высоковольтное наносекундное кондиционирование вакуумного промежутка микроканальная пластина – экран // ПТЭ. 1996. № 6. С. 69–71.
2. Емельянов А.А. Электропрочность ускоряющего промежутка микроканальная пластина – экран усилителя яркости // ПТЭ. 1996. № 2. С. 109–111.
3. Емельянов А.А. Об оптимальном режиме электроимпульсного кондиционирования напыленных электродов в вакууме // ПТЭ. 1998. № 6. С. 90–91.

## Новые книги издательства "Машиностроение"

**Справочник** токаря-универсала / под ред. М.Г. Шеметова и В.Ф. Безъязычного. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 2007. 576 с.: ил. ISBN 978-5-217-03393-5

Изложены сведения о процессах и режимах резания, нормировании токарных работ. Приведены методы повышения производительности труда, технические характеристики оборудования, описание технологической оснастки и инструмента, данные по обработке особо сложных деталей. Приведены сведения из опыта работы отечественных и зарубежных промышленных предприятий.

Второе издание (1-е изд. 1987 г.) переработано в соответствии с современной научно-технической документацией и дополнено сведениями об обеспечении точности и управлении качеством при токарной обработке. В приложении более развернуто представлен материал о повышении качества поверхности методами пластического деформирования.

Для токарей-универсалов всех отраслей промышленности, может быть полезен учащимся учреждений среднего профессионального образования.

Цена с НДС 440 руб.

**В. А. Липидус** (генеральный директор ЗАО "Центр "Приоритет", академик Международной академии качества (IAQ))

## Уход от массового производства

Производственная система "Тойоты" ПСТ зародилась в конце 40-х гг. прошлого века. Тайити Оно, автор книги "Производственная система "Тойоты". Уходя от массового производства" был потрясен тем, что японская производительность труда в то время была в 10 раз ниже, чем в США. "Но разве американец на самом деле затрачивает в 10 раз больше мускульных усилий?" — задает он риторический вопрос и далее отвечает на него: "Очевидно, японцы что-то тратят впустую, и, если мы можем избежать этих потерь, производительность можно увеличить в 10 раз. Эта идея стоит у истоков нынешней производственной системы Тойоты".

Фактически автомобильной промышленности Японии в конце 40-х гг. прошлого века не существовало. Но именно в день поражения Японии во второй мировой войне президент компании "Toyota Motor Company" г-н Тойода (Toyota) сказал: "Необходимо догнать Америку за три года. В противном случае автомобильная промышленность Японии не выживет". Многим в то время этот призыв показался нереальным: в 1949 г. Япония произвела 25 622 грузовика и только 1008 легковых автомобилей. А уже в 1970-е годы началось "японское" наступление на Америку. В 1980-е американская автомобильная промышленность потеряла около 30 % своего внутреннего рынка.

Такой рывок, заметим, был предпринят на основе внутренних, в то время крайне ограниченных ресурсов: в 60–70-е годы прошлого века зарубежных инвестиций в японскую экономику практически не было. Есть над чем задуматься.

Зная российскую промышленность не понаслышке, могу заверить, что сегодня перед российским автомобилестроением стоят похожие задачи: нужно в десятки раз повысить производительность, радикально поднять качество, снизить издержки. Первый опыт применения ПСТ в российских компаниях уже принес существенные результаты, причем, что важно подчеркнуть, без каких-либо серьезных инвестиций. Можно надеяться, что внедрение этой системы окажется важным шагом на пути соз-

дания конкурентоспособного автомобилестроения и других отраслей промышленности.

Сегодняшнее зыбкое ценовое преимущество российских автомобилей, основанное на низкой зарплате, перераспределении ресурсов из сырьевых отраслей за счет искусственных тарифов, отсутствии должного внимания обеспечению качества, может исчерпать себя неожиданно быстро. Нужно искать другие, более устойчивые преимущества.

### Сравнение производственных систем "Форда" и "Тойоты"

Многие компании, подобно компании "Ford", осуществляют массовый выпуск деталей большими партиями, чтобы избежать эффекта возрастания затрат из-за частых замен инструментов и настройки оборудования. Производственная система "Тойоты" [1] основывается на противоположной точке зрения. Господин Оно отмечает: "Наш производственный девиз — небольшие поставки и быстрая наладка". Он также говорит, что беззапасный подход — другая важная особенность системы компании "Toyota".

Производственная система "Тойоты" так же, как и фордовская, основана на системе производственных потоков. Основное различие состоит в том, что если в компании "Ford" думали над решением проблемы складирования запчастей, "Toyota" просто ликвидировала склады.

### Три основных различия

У компании "Toyota" есть три основных особенности, отличающие ее от компании "Ford":

- небольшие размеры партий;
- производство смешанных моделей;
- постоянное выполнение операций по одному изделию, начиная от обработки и заканчивая окончательной сборкой.

**Производство крупными или мелкими партиями.** Можно утверждать, что различие между компаниями "Ford" и "Toyota" состоит в том, что компания "Ford" производит немногие модели автомобилей в



большом объеме, а компания "Toyota" производит много моделей в небольших объемах. Это абсолютно верно, хотя и не дает полной картины. Как указывалось выше, выбор между этими возможностями делается не случайным образом, а является ответом на условия рынка и спрос потребителей.

Периоды быстрого или медленного роста происходят из-за изменения социальных обстоятельств практически без контроля компании. В период быстрого роста легко создать рынок продавца, но при медленном росте рынок определяют покупатели.

Предприятия должны быть гибкими и готовыми удовлетворить новые запросы. Очевидно, у массового производства есть преимущества, такие как быстрая окупаемость специальных или уникальных станков, инструментов и штампов, но ключевой вопрос – применять мелкие или крупные партии. Традиционно американские автопроизводители считают, что большие партии и планируемое массовое производство позволяют получить существенную экономию затрат. Подобный подход приводит:

- к наличию больших запасов готовой продукции (что вызвано разрывом между прогнозируемым объемом выпуска продукции и действительным спросом);
- к накоплению объема незавершенного производства между процессами (создаваемому за счет производства крупными партиями).

Хотя эти явления часто усиливаются в периоды медленного роста, их терпят по ряду причин:

- во-первых, крупные партии снижают задержки из-за замены инструментов и штампов;
- во-вторых, они облегчают разделение труда и снижают трудовые и другие затраты;
- в-третьих, разделение труда дает возможности найма низкоквалифицированных рабочих, что, при условии снижения себестоимости продукции, способствует увеличению потребления продукции.

Все эти доводы, однако, терпят крах, когда время замены инструментов и наладки снижается благодаря системе SMED (Одноминутная замена штампа).

Добавим, что даже при производстве мелкими партиями многие функции становятся общими для нескольких продуктов или процессов. При условии, что небольшие партии в совокупности составляют большие объемы производства, разделение труда продолжает поддерживаться, что дает возможность привлекать неопытных рабочих.

Небольшие партии также способствуют сокращению цикла производства и снижению необходимости упреждающего производства. При этих условиях становится возможным производить продукцию на основе действительного спроса.

**Использование производства смешанных моделей в сборочном процессе.** Самые первые автомобили были произведены, вероятно, штучно небольшой группой рабочих.

Конвейерное выполнение операций сборки в компании "Ford" по одному изделию сделало возможным разделение труда, но оно основывалось на производстве крупными партиями. Например, 200 тыс. автомобилей модели X изготавливаются в начале месяца, затем 300 тыс. автомобилей модели Y – в середине месяца и 400 тыс. автомобилей модели Z – в конце.

В компании "Toyota", выровненное производство смешанных моделей приводит к последовательности окончательной сборки в 2X 3Y 4Z, которая повторяется в течение дня.

Смешанное производство устраняет накопление незавершенного производства за счет использования небольших партий. Оно быстро реагирует на изменения спроса и облегчает планирование, предоставляя информацию в начале процесса, какова будет средняя загрузка.

**Устойчивая последовательность операций от обработки деталей до сборки.** Сборка в компании "Ford" выстроена в поток единичных изделий, но детали и узлы, подаваемые на сборку, производятся исключительно крупными партиями.

В компании "Toyota" и сборка, и обработка деталей осуществляются в потоке единичных изделий. Например, сварка рамы или механическая обработка деталей. Более того, компания "Toyota" применяет комплексную систему, в которой различные детали поступают прямо на окончательную сборку. Все детали, изготавливаемые на заводе или поставляемые извне, производятся мелкими партиями и создают единый поток единичных изделий. Это – фундаментальный принцип системы "Тойоты" и ее существенное отличие от системы "Форда".

В таблице, приведенной ниже, обобщаются различия между системами "Тойоты" и "Форда".



### Различия между системами "Тойоты" и "Форда"

| Отличие                       | "Ford"                           | "Toyota"                            | Выгода  |
|-------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|---|
| Поток единичных изделий       | Только операции сборки           | Операции обработки и сборки связаны | Короче производственный цикл, снижены запасы готовых товаров, а также незавершенного производства |
| Размер партии                 | Большие партии                   | Малые партии                        | Снижение незавершенного производства, производство основано на заказах                            |
| Особенности выпуска продукции | Одна продукция (немного моделей) | Смешанная продукция (много моделей) | Снижение незавершенного производства, приспособление к изменениям, сбалансированность нагрузки    |

Из таблицы видно, что:

- компании "Ford" и "Toyota" используют поток единичных изделий на сборке;
- однако компания "Ford" выпускает немного моделей автомобилей крупными партиями с простой последовательностью моделей на сборке. Компания "Toyota" производит много моделей малыми партиями, на сборке используется принцип смешанного производства;
- сборка и производство деталей в компании "Ford" разделены, а в компании "Toyota" связаны;
- в компании "Ford" поток единичных изделий используется только на сборке, а детали обрабатываются крупными партиями. В компании "Toyota" и сборка, и обработка производятся мелкими партиями.

Система компании "Toyota" не противопоставляется системе компании "Ford". Скорее это постепенное улучшение – система приспособлена к японскому рынку за счет массового производства небольшими партиями с минимальными запасами.

Это принципиальные особенности производственной системы компании "Toyota". Основа их достижения – внедрение системы SMED, позволяющей снизить время переналадки и обеспечить производство небольшими партиями.

#### Список литературы

1. Сигео Сонго. "Изучение производственной системы "Тойоты" с точки зрения организации производства". Институт Комплексных стратегических исследований, 2006 г.

## СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

### Соединение листовых деталей

Стальные, алюминиевые и медные листы, особенно с антикоррозионными покрытиями, полученными гальваническим путем, не могут быть соединены точечной сваркой.

Соединение листовых деталей осуществляют выдавливанием. Две детали из листовых материалов помещаются между цилиндрическим пуансоном диаметром 6 мм и матрицей с глухим отверстием, включают пресс – пуансон сближается с матрицей, материал листов подвергается глубокой вытяжке и затем затекает в отверстия матрицы – листы соединяются.

Образуется высокопрочное кнопочное неразъемное соединение листов, которое обладает

рядом *преимуществ* по сравнению с соединениями, полученными традиционными методами: не нарушается гальваническое покрытие листов, соединение герметично, возможна сборка листов из различных материалов, имеющих разные толщину и качество. По сравнению с соединением, образованным точечной сваркой, это соединение обладает высокой динамической прочностью при знакопеременной нагрузке с частотой 80 Гц ввиду отсутствия концентраторов напряжений. Метод обеспечивает сохранение структуры материалов листов и высокое качество соединения, легко осуществляются механизация и автоматизация.





В. Болтрукевич (Институт комплексных стратегических исследований)

## 5S: Как улучшить свое рабочее место\*

*"Производство без потерь". Понятно, что к созданию такого производства путь долг и труден, но тот, кто выбрал этот путь, не должен отступать. Многие российские компании уже применяют различные инструменты производственной системы Тойоты и с их помощью добиваются повышения эффективности производства.*

Бытует мнение, что японские методы менеджмента применимы только в условиях производства, сложившихся в Японии. Часто можно услышать: "Да, действительно, интересно и полезно, вот только где взять японцев, которые будут это выполнять? Да и оборудование у японцев — не чета "нашему". Немногие знают, однако, что в основе успехов японской экономии лежит как раз умение рационально использовать имеющиеся (и зачастую весьма ограниченные) ресурсы.

Система 5S — это пять простых принципов рациональной организации рабочего пространства, соблюдая которые, можно извлечь максимальную выгоду из имеющихся ресурсов. Систему 5S успешно применяют не только на производственных предприятиях, но и в офисах, в том числе в организациях, предоставляющих различные виды услуг (в банках, торговых страховых компаниях и т.д.). Это тот случай, когда для достижения высоких результатов необходимо следовать простым принципам,

\*Тезисы из книги "5S для рабочих: как улучшить свое рабочее место".

которые станут прочным фундаментом для непрерывного совершенствования.

В основе системы 5S лежит ясная и в то же время инновационная идея: все, что поддается оптимизации, должно быть оптимизировано. Инновация заключается в том, что организация рабочего пространства рассматривается именно как система. Конечно, можно в приказном порядке заставить рабочих убирать свое рабочее место и чистить оборудование, но вряд ли такая принудительная деятельность заметно повысит производительность труда. Система 5S — это альтернативный подход к эффективному производству: устранение потерь за счет активного вовлечения рабочих в процесс непрерывного совершенствования.

Путь к производству без потерь на уровне повседневной деятельности может показаться длинным, но пройти его необходимо всем вместе: и руководству, и рабочим. В Японии любое предприятие — это прежде всего люди. Рабочие постоянно совершенствуют свои навыки. В японской традиции очень важно непрерывное обучение. Одна из идей, последовательно проводимая в этом издании, — нельзя останавливаться на достигнутом. Даже самый прекрасный результат требует постоянного подкрепления новыми трудовыми свершениями.

Любой незнакомый путь поначалу пугает. Но если у вас есть четкий план, согласно которому вы будете двигаться к цели, вы вряд ли заблудитесь. Система 5S предлагает оптимальный план, который приведет вас к цели самым кратчайшим путем.

### СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

#### Соединение листовых материалов клепкой

Соединение листовых материалов и различных деталей возможно и с помощью клепки. При этом надежность соединения в значительной мере определяется силой предварительного напряжения в теле заклепки и стабильностью ее значения в процессе эксплуатации при воздействии внешних нагрузок.

Заклепки используются в сборочных единицах массового производства, где применяются детали из плохо свариваемых друг с другом материалов, например, накладки тормозных барабанов автомобилей. В ряде случаев при сборке ответственных соединений — стоек — заклепочные соединения даже дешевле сварных примерно на 20 %.



УДК 629

**В.В. Новиков**, д-р техн. наук,  
**И.М. Рябов**, **В.И. Колмаков**, **К.В. Чернышов**,  
 кандидаты техн. наук (Волгоградский ГТУ)

## Универсальный стенд для испытания подвесок и колес автотранспортных средств

*Дано описание устройства и работы универсального стенда для исследования характеристик и виброзащитных свойств элементов подвесок и шин автотранспортных средств.*

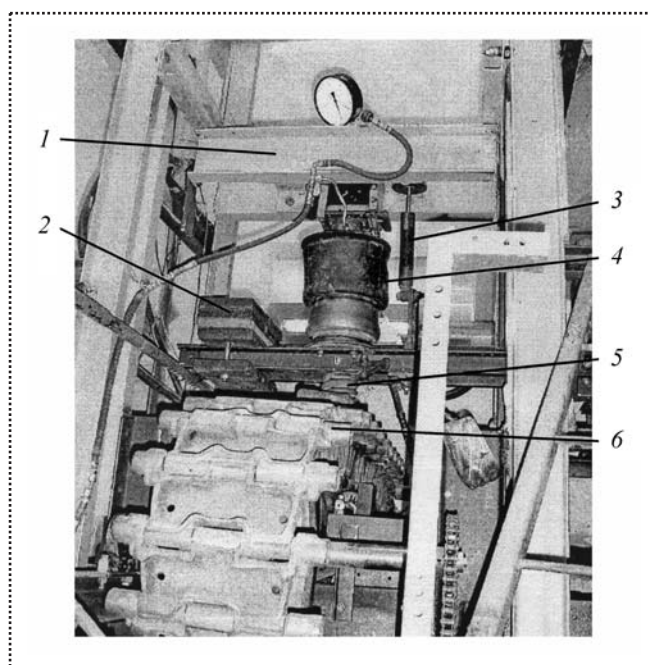
*The description of the device and work of the universal stand for research of characteristics and vibrato safety properties of elements of suspension brackets and trunks of vehicles is given.*

Для испытания подвесок и колес автотранспортных средств (АТС) и определения их характеристик применяют различные типы специальных и универсальных стендов. На промышленных предприятиях с серийным производством в основном применяют стенды, имеющие узкие функциональные возможности. Они предназначены для ресурсных испытаний шин, амортизаторов, какого-то одного типа подвески или ее элементов. Однако для контроля и диагностирования выходных параметров различных элементов виброзащиты АТС на этапе их создания и дальнейшего совершенствования необходим универсальный и многофункциональный стенд, который позволял бы определять все необходимые характеристики, проводить оптимизационные исследования известных и новых типов подвесок, колес или их моделей, а также задавать режимы нагружения, близкие к эксплуатационным.

Универсальный стенд создан на кафедре "Автоматические установки" Волгоградского ГТУ и предназначен для исследования пневмогидравлических рессор быстроходных гусеничных машин. На нем появилась возможность испытывать сначала не вращающиеся колеса в совокупности с подвеской, а затем – вращающиеся.

Особенностью данного стенда (рис. 1) является то, что на нем можно проводить испытания либо одного упругого или демпфирующего элемента подвески, либо целого блока подвески при неподвижном и вращающемся опорном колесе. Опреде-

лять статические и динамические характеристики колес и подвесок, проводить испытания на свободные колебания методом сбрасывания и подтягивания, определять амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики одно- и многомассовых одноопорных колебательных систем, исследовать сопротивление качению и боковому уводу шины. Стенд дает возможность изменять соотношение между весовыми и инерционными параметрами подрессоренного груза. Это позволяет исследовать колебания подвесок АТС с коэффициентами распределения масс, отличными от единицы (собственные частоты вертикальных и угловых колебаний кузова не совпадают). Можно также исследовать колебания подвески спецмашин в условиях других планет (Луна, Марс и др.).



**Рис. 1. Общий вид стенда:**

1 – траверса, связанная с подрессоренной массой; 2 – неподдресоренная масса; 3 – гидроамортизатор; 4 – пневматическая рессора; 5 – пружина, имитирующая шину; 6 – возбудитель колебаний



Стенд (рис. 2, а, б, в) содержит основание 1, на котором установлен механизм нагружения, обеспечивающий испытание вращающегося колеса 2 совместно с упругодемпфирующим элементом 3 подвески транспортного средства, например с пневмогидравлической рессорой.

Механизм нагружения состоит из возбудителя колебаний – толкателя 10, установленного по вертикальной оси стенда и гусеничного обвода 12, верхняя ветвь которого опирается через ролик 11 на толкатель. Толкатель обеспечивает кинематическое возбуждение испытываемых элементов подвески при различных постоянных, а также плавно изменяющихся амплитудах и частотах вертикальных перемещений. Гусеничный обвод обеспечивает вращение испытываемого колеса и при совместной работе с возбудителем колебаний обеспечивает имитацию взаимодействия вращающегося колеса с синусоидальными неровностями дороги различной длины и высоты.

Измерительные элементы стенда включают четыре датчика силы, четыре датчика перемещений, два датчика вертикальных ускорений, два датчика частоты вращения и датчик угла поворота.

Датчик 48 для определения вертикальной силы установлен по оси нагружения между траверсой 29 и поворотной вилкой 26. Датчики 49 и 50 для определения сил сопротивления качению испытываемого колеса и его моментов в горизонтальной плоскости установлены между двумя регулируемыми тягами 31 и основанием 1. Датчик 51 для определения боковой силы в пятне контакта испытываемого колеса установлен между поворотным рычагом 33 и роликами 32. Датчик перемещений 52 для определения параметров кинематического возмущения установлен на основании 1 и через ролик датчика 52 опирается на неровности 18 гусеничной ленты 12. Датчик перемещений 53 для определения абсолютных перемещений груза 30 установлен между основанием 1 и подвижной рамой 28. Датчик перемещений 54 для определения деформаций испытываемого упругого элемента 3 установлен между подвижной рамой 28 и поворотной вилкой 26. Датчик перемещений 55 для определения деформаций испытываемого колеса установлен на поворотной вилке 26 и через ролик датчика 55 опирается на неровности 18 гусеничной ленты 12. Датчик вертикальных ускорений 56 груза 30 (подрессоренной массы) установлен на траверсе 29, а датчик вертикальных ускорений 57 испытываемого колеса 2 (неподрессоренной

массы) установлен на поворотной вилке 26. Датчики частоты вращения 58 и 59 для определения частоты колебаний толкателя 10 и скорости качения испытываемого колеса установлены на валах приводов 5 и 22. Датчик угла поворота 60 установлен между поворотной вилкой 26 и основанием 1.

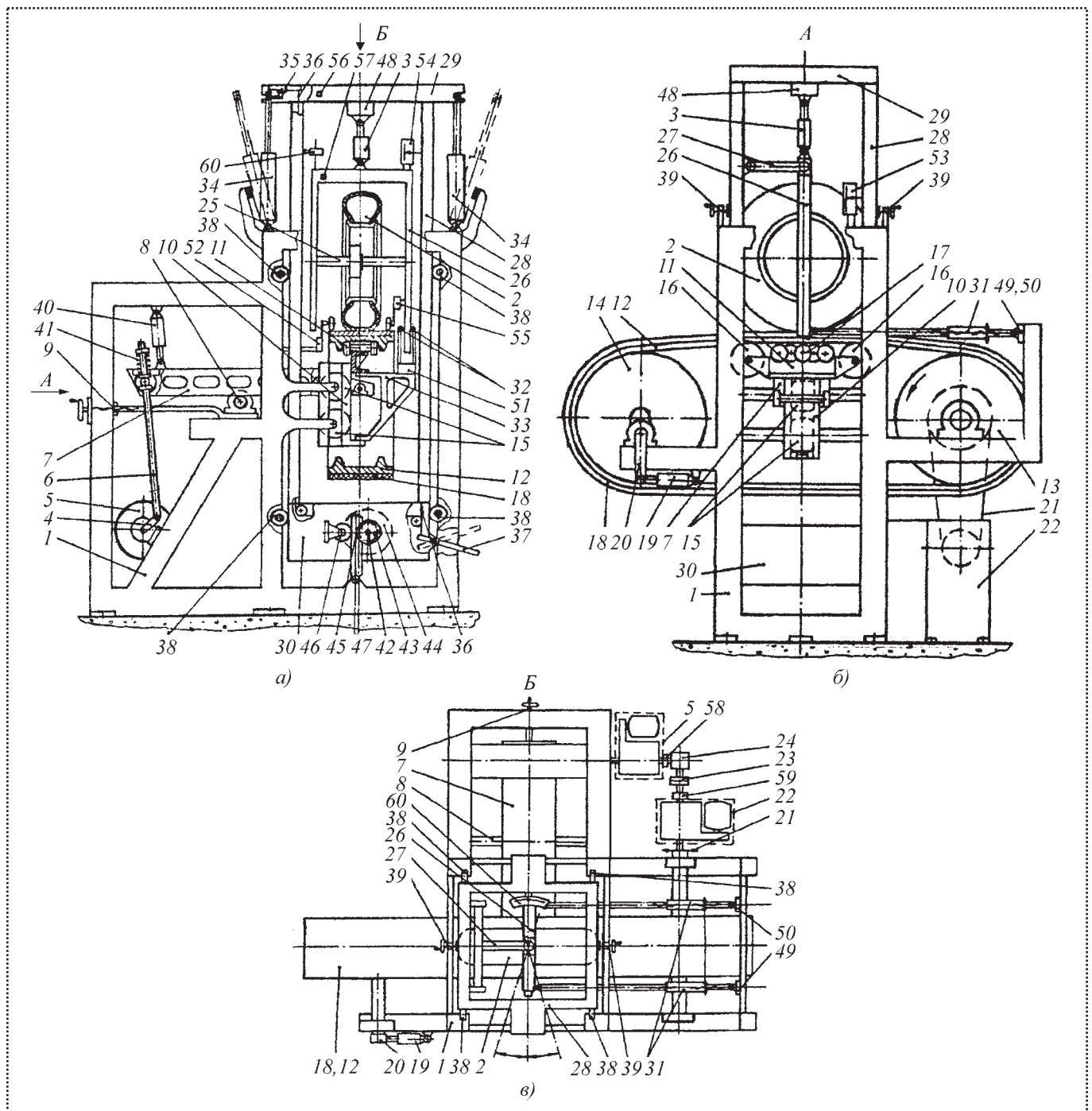
Для установки испытываемых элементов 2 и 3 на стенд откидывающиеся гидроцилиндры 34 вручную переводят в вертикальное положение. При этом длину гидроцилиндров 34 устанавливают такой, чтобы их ролики вошли в гнезда траверсы 29, а штоки рычажных стопорных устройств 35 – в отверстия на торцах штоков гидроцилиндров 34. Далее с помощью блокирующего механизма 39 разблокируют подвижную раму 28 относительно основания 1.

Для установки испытываемого колеса 2 гидроцилиндрами 34 осуществляют перемещение траверсы 29 вверх вместе с поворотной вилкой 26, связанной с траверсой через жесткую стойку. Вручную или с помощью дополнительного подъемного механизма устанавливают колесо на верхнюю ветвь гусеничной ленты 12. Опускают траверсу 29 и закрепляют ось 25 ступицы испытываемого колеса на вертикальных стойках поворотной вилки 26. При этом регулируемые тяги 31 должны быть расположены практически в горизонтальной плоскости. С помощью регулируемых тяг 31 обеспечивают нулевой угол между плоскостью вращения испытываемого колеса и плоскостью движения гусеничной ленты, что необходимо для проведения испытаний при отсутствии бокового увода колеса.

Для установки испытываемого упругого элемента 3, например пневмогидравлической рессоры, с помощью гидроцилиндров 34 снимают жесткую стойку и вместо нее устанавливают испытываемую рессору.

Для определения статических упругих характеристик испытываемого колеса или рессоры гидроцилиндрами 34 медленно перемещают траверсу 28, нагружая и разгружая испытываемый элемент. При этом измеряют деформации испытываемого элемента соответствующими датчиками перемещений 55 или 54 и одновременно измеряют датчиком силы 48 нагрузку по оси нагружения. По результатам измерений в координатах "сила – деформация" строят статические упругие характеристики для каждого испытываемого элемента.

Для проведения испытаний при свободных колебаниях методом сбрасывания подрессоренной массы



**Рис. 2. Схема стенда для испытания подвесок и шин:**

*a* – главный вид; *б* – вид сбоку; *в* – вид сверху; 1 – основание; 2 – колесо; 3 – элемент подвески упругий или упругодемпфирующий; 4 – кривошип; 5 – привод; 6 – шатун; 7 – коромысло; 8 – опора подвижная; 9 – механизм винтовой; 10 – толкатель; 11 – рольганг; 12 – лента гусеничная; 13, 14 – барабаны ведущий и ведомый; 15 – направляющая; 16 – ролики обрезиненные; 17 – ролики жесткие; 18 – траверса; 19 – элемент упругий; 20 – кривошип; 21 – передача цепная; 22 – привод; 23 – муфта; 24 – редуктор угловой; 25 – ось ступицы; 26 – вилка поворотная; 27 – рычаг качающийся; 28 – рама подвижная; 29 – траверса; 30 – груз; 31 – тяги регулируемые; 32 – ролики; 33 – рычаг поворотный; 34 – гидроцилиндры откидывающиеся; 35 – устройства стопорно-откидывающиеся; 36 – трос; 37 – рычаг управления; 38 – ролики направляющие; 39 – механизм блокирующий; 40 – рессора пневмогидравлическая; 41 – механизм предохранительный; 42 – вал; 43 – шестерни; 44 – маховики; 45 – рейки зубчатые; 46 – ролики; 47 – оси; 48 – датчик вертикальной силы; 49, 50 – датчики сил сопротивления качению; 51 – датчик боковой силы; 52, 53, 54, 55 – датчики перемещений; 56 и 57 – датчик вертикальных ускорений груза и колеса; 58, 59 – датчики частоты вращения; 60 – датчик угла поворота



траверса 29 вместе с испытуемыми элементами 2 и 3 поднимается гидроцилиндрами 34 до момента отрыва колеса от траков верхней ветви гусеничной ленты. Затем производится нажатие на рычаг управления 37, связанного тросом 36 с рычагами стопорных устройств 35. При этом штыри этих устройств выходят из отверстий в торцах штоков гидроцилиндров 34, ролики последних выводятся из клинообразных гнезд траверсы 29 и гидроцилиндры откидываются до упора в буферы кронштейнов основания 1. Под действием подрессоренного веса груза 30 траверса 29 падает, и после касания колеса траков верхней ветви гусеничной ленты подрессоренная масса совершает свободные колебания на испытуемой рессоре и колесе, которые могут быть записаны с помощью датчика перемещений 53 на осциллографической бумаге.

Для проведения испытаний при свободных колебаниях методом подтягивания гидроцилиндрами опускают траверсу 29, сжимая испытуемые элементы 2 и 3 на расчетную величину. Нажатием на рычаг управления 37 гидроцилиндры откидываются. Под действием силы сжатых элементов 2 и 3 траверса движется вверх, перемещая за собой посредством подвижной рамы 28 груз 30. При этом подрессоренная масса совершает свободные колебания на испытуемой рессоре и колесе, которые также могут быть записаны с помощью датчика перемещений 53 на осциллографической бумаге.

Для определения динамических характеристик испытуемых элементов 2 и 3 вместе или по отдельности их сжимают гидроцилиндрами на заданную величину и блокируют траверсу 29 относительно основания 1 с помощью блокирующего механизма 39. Включают привод 5 кривошипа 4 для задания режима низкочастотного нагружения или привод 22 замкнутой гусеничной ленты 12 с закрепленными на ней сменными неровностями 18 для задания режима высокочастотного нагружения.

При включении привода 5 кривошип 4 приводит в движение шатун 6, который воздействует на коромысло 7. Коромысло 7 качается относительно подвижной подшипниковой опоры 8, приводя в движение толкатель 10 с рольгангом 11, на который опирается верхняя ветвь гусеничной ленты 12. Колебания толкателя, установленного в направляющей 15, передаются на испытуемое колесо и через поворотную вилку 26 на испытуемую рессору, вызывая деформацию испытуемых элементов по оси нагружения. Частота колебаний испытуемых эле-

ментов может изменяться либо плавно, путем регулирования оборотов электродвигателя привода 5, либо ступенчато, путем переключения передач. Амплитуда колебаний определяется положением подвижной подшипниковой опоры 8 относительно шарниров коромысла 7 и может плавно изменяться во время испытаний с помощью винтового механизма 9.

При включении привода 22 через цепную передачу 21 и ведущий барабан 13 приводится в движение гусеничная лента 12, натяжение которой обеспечено упругим элементом 19, установленным между основанием 1 и кривошипом 20 ведомого барабана 14. Движение гусеничной ленты вызывает вращение испытуемого колеса и его дополнительную деформацию при наезде на установленные на траках сменные неровности 18. Скорость движения ленты 12, а значит, и скорость качения испытуемого колеса, может изменяться либо плавно, путем регулирования оборотов электродвигателя привода 22, либо ступенчато, путем переключения его передач. Режим высокочастотного нагружения зависит от характера расположения и формы сменных неровностей 18. При этом с помощью датчика силы 48, датчиков перемещений 52, 54, 55 и датчиков частоты 58 и 59 вращения электродвигателей приводов 5 и 22 определяют динамические характеристики испытуемых элементов: рабочие диаграммы, динамические упругие характеристики и демпфирующие характеристики.

Для определения амплитудно-частотных и фазочастотных характеристик при кинематическом возбуждении вынужденных колебаний подрессоренной массы на испытуемых элементах 2 и 3 последние устанавливаются на стенд с помощью гидроцилиндров. После чего гидроцилиндры откидывают рычагом управления 37 и испытуемые элементы 2 и 3 нагружают подрессоренной массой. Включив приводы 5 и 22, задают требуемые режимы низкочастотного и высокочастотного нагружения.

Приводы 5 и 22 могут работать независимо друг от друга. Для этого муфта 23 должна быть выключенной. Эти приводы можно соединить между собой посредством муфты 23 и углового редуктора 24. При этом электродвигатели этих приводов должны вращаться либо согласованно друг с другом, либо электродвигатель одного из приводов можно отключить. Включение муфты 23 обеспечивает задание ряда постоянных длин неровностей дороги, независимых от скорости качения колеса в ведо-





мом режиме. Величины длин неровностей определяют передаточными числами коробки перемены передач привода 5, а ведущий и тормозной режимы качения задают при дополнительном включении отдельного привода колеса.

При работе приводов 5 и 22 поддресоренная масса совершает колебания на испытуемых элементах 2 и 3. Во время эксперимента с помощью датчиков перемещений 52–55 и ускорений 56 и 57 производят запись изменения во времени параметров колебаний поддресоренной и неподдресоренной масс и кинематического возмущения на осциллографической бумаге. По результатам обработки осциллограмм строят амплитудно-частотные и фазочастотные характеристики абсолютных и относительных перемещений и ускорений.

Для определения коэффициента сопротивления качению испытуемого колеса при отсутствии кинематического возбуждения колебаний испытуемое колесо прижимают к гусеничной ленте гидроцилиндрами до заданной нагрузки, определяемой по датчику силы 48, и блокируют подвижную раму 28 относительно основания 1 блокирующим механизмом 39. Включают привод 22, с помощью датчика частоты вращения 59 задают необходимую скорость качения колеса 2 и с помощью датчиков силы 49 и 50 определяют суммарную тангенциальную силу. Делением последней на вертикальную силу определяют коэффициент сопротивления качению. Данное испытание проводят при различных скоростях качения испытуемого колеса и нагрузках на него. По результатам измерений строят график в координатах "коэффициент сопротивления качению – скорость – нагрузка".

Для определения коэффициента сопротивления качению испытуемого колеса при силовом возбуждении колебаний и отсутствии кинематического возбуждения на колесо эксцентрично закрепляют небольшой груз для задания необходимой величины дисбаланса. Далее испытания проводят аналогично указанному выше.

Для определения коэффициента сопротивления качению испытуемого колеса при кинематическом возбуждении колебаний испытуемое колесо прижимают к гусеничной ленте 12 поддресоренной массой. Включают приводы 5 и 22 и испытания проводят аналогично указанному выше.

Для определения характеристик бокового увода испытуемого колеса поворотная вилка 26 поворачивается на заданный угол, определяемый датчи-

ком угла поворота 60 путем изменения длины регулируемых тяг 31. Далее испытания проводят аналогично указанному выше. При этом измеряется боковая сила колеса датчиком силы 51. По результатам измерений строят график в координатах "боковая сила – угол поворота" при различных скоростях качения.

Для задания необходимых параметров поддресоренного груза при испытаниях в режиме свободных колебаний и при определении амплитудно-частотных и фазочастотных характеристик требуемую величину поддресоренной массы задают подбором числа чугунных брусков. При этом для увеличения инерционных параметров груза 30 включают инерционный механизм, что необходимо для имитации работы испытуемых элементов 2 и 3 в режиме угловых колебаний транспортного средства, собственная частота которых ниже собственной частоты вертикальных колебаний. Для этого с помощью осей 47 на основании 1 устанавливают зубчатые рейки 45, которые поджимаются к шестерням 43 роликами 46, а на концы вала 42 закрепляют маховики 44, необходимый момент инерции которых определяют по зависимости:

$$I_{\text{м}} = Mr_{\text{ш}} \left[ \left( \frac{\omega_z}{\omega_{\phi}} \right)^2 - 1 \right],$$

где  $M$  – масса поддресоренного груза;

$r_{\text{ш}}$  – радиус делительной окружности шестерни реечной передачи;

$\omega_z$  – частота собственных вертикальных колебаний кузова АТС;

$\omega_{\phi}$  – частота собственных угловых колебаний кузова АТС.

При колебаниях коромысла 7 усилие от рессоры 40 уравновешивающего механизма создает относительно подшипниковой опоры 8 момент, противоположный моменту, создаваемому испытуемыми элементами 2 и 3, что повышает равномерность вращения кривошипа 4 и снижает пусковой момент привода 5. В случае пробоя испытуемых элементов 2 и 3 сила удара создает относительно подвижной подшипниковой опоры 8 момент, вызывающий поворот коромысла 7 относительно опоры 8 и дополнительное сжатие пружины 41 предохранительного механизма, установленной на конце шатуна 6, что предохраняет от разрушения детали стенда.



*Техническая характеристика стэнда*

|   |            |
|---|------------|
| Масса груза (подрессоренная масса), кг                                | 400...2000 |
| Максимальное вертикальное перемещение подрессоренной массы, м         | 0,4        |
| Частота кинематического возмущения, Гц                                | 0,5...4,5  |
| Амплитуда кинематического возмущения, мм                              | 8...36     |
| Диапазон скоростей качения колеса, км/ч                               | 3...90     |
| Фиксированные скорости качения колеса коробки перемены передач, км/ч: |            |
| 1-я передача (к.п.п.) привода 22                                      | 13         |
| 2-я передача привода 22   | 23         |
| 3-я передача привода 22   | 39         |
| 4-я передача привода 22   | 62         |
| 5-я передача привода 22   | 93         |
| Фиксированные длины волн возмущения коробки перемены передач, м:      |            |
| 5-я передача привода 5  | 0,8        |
| 4-я передача привода 5  | 1,1        |

|   |        |
|---|--------|
| 3-я передача привода 5                              | 2,0    |
| 2-я передача привода 5                              | 3,5    |
| 1-я передача привода 5                              | 6,7    |
| Передача заднего хода к.п.п. привода 5              | 7,1    |
| Диапазон изменения углов увода колеса, град         | 0...15 |
| Мощность электропривода, кВт:                       |        |
| электродвигатель П-101                              | 42     |
| электродвигатель ПБС 53У4                           | 3,3    |
| электродвигатель А 52-4                             | 7      |
| Максимальная сила сжатия испытываемых элементов, кг | 5000   |
| Максимальные габариты испытываемых элементов, мм:   |        |
| длина   | 2000   |
| ширина  | 700    |
| высота  | 1700   |
| Габариты стэнда, мм:                                |        |
| длина   | 3000   |
| ширина  | 2000   |
| высота  | 4000   |

## СПРАВОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

## Геометрические параметры заклепочного соединения

Для сборки большинства соединений деталей используют заклепки с головкой. Размеры и форма замыкающей головки определяются назначением изделия, необходимыми его прочностными свойствами и методом выполнения сборки соединения. Обычно диаметр головки принимают

$$D_B = (1,5...1,7)d_B,$$

где  $d_B$  – диаметр стержня заклепки.

Для получения качественного заклепочного соединения большое значение имеет выбор длины заклепки. Стержень должен выступать из заклепываемых деталей в зависимости от формы головки: для сферической на  $h = (1,5...1,75)d_B$  и для потайной – на  $h \approx 0,8d_B$ .

Стержень заклепки должен свободно входить в отверстие базовой детали, поэтому на его конце предусматривают фаску, а его диаметр принимают равным  $d_B = (1,8...2,2)S_M$  ( $S_M$  – наименьшая толщина склепываемой детали) и меньшим диаметром  $D_A$  отверстия в деталях;

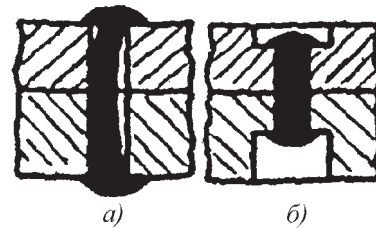


Рис. 1. Заклепочное соединение

$$D_A = 1,4\sqrt{S_6},$$

где  $S_6$  – наибольшая толщина листа.

Зазоры в сопряжении стержня заклепки с отверстиями базовой детали должны выдерживаться строго по чертежу, так как их изменения в значительной мере влияют на изгиб стержня (рис. 1, а), смещение деталей, а при переменных нагрузках вызывают быстрое изнашивание и разрушение соединений. Длину заклепки можно уменьшить, уменьшив толщину листов (рис. 1, б). Рекомендуемый зазор в соединении для заклепок с диаметром стержня  $d_B \leq 6$  мм – около 0,2 мм, при 6...10 мм – 0,25 мм и при 10...18 мм – 0,3 мм.

УДК 62-251-755. 001.24:006.354

## Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения (по материалам ГОСТ 22061–76)\*

Настоящий стандарт устанавливает классы точности балансировки для жестких роторов изделий, а также требования к балансировке и методы расчета дисбалансов.

Стандарт соответствует международному стандарту ИСО 1940 в части содержания и классов точности балансировки с 1 по 11. Термины и определения – по ГОСТ 19534–74 и ГОСТ 16504–81.

### 1. Классы точности балансировки

1.1. Классы точности балансировки должны соответствовать указанному в таблице.

| Класс точности балансировки | Значения произведения удельного дисбаланса ( $e_{ст}$ ) на максимальную эксплуатационную угловую скорость вращения ( $\omega_{э\max}$ ) $e_{ст} \omega_{э\max}$ , мм·рад/с |            |
|-----------------------------|--|------------|
|                             | наименьшее   | наибольшее |
| (0)*                        | (0,064)  | (0,16)     |
| 1                           | 0,16   | 0,40       |
| 2                           | 0,40   | 1,00       |
| 3                           | 1,00   | 2,50       |
| 4                           | 2,50   | 6,30       |
| 5                           | 6,30   | 16,00      |
| 6                           | 16,00  | 40,00      |
| 7                           | 40,00  | 100,00     |
| 8                           | 100,00   | 250,00     |
| 9                           | 250,00   | 630,00     |
| 10                          | 630,00   | 1600,00    |
| 11                          | 1600,00  | 4000,00    |
| (12)*                       | (4000,00)  | (10000,00) |

\* Применять факультативно.

Примечание. Наибольшие и наименьшие значения произведений  $e_{ст} \omega_{э\max}$ , определяющие границы классов, образуют геометрическую прогрессию со знаменателем 2,5.

\* Редакция 1993 г.

1.2. Расположение полей классов точности балансировки показано на рис. 1.

Роторы в изделиях с горизонтальной осью вращения, попадающие в область ниже линии  $HH$ , где  $e_{ст} \omega_{э\max}^2 < g$ , создают в опорах динамические нагрузки от дисбалансов меньшие, чем статические нагрузки от веса ротора.

Роторы в изделиях с горизонтальной осью вращения, попадающие в область выше линии  $HH$ , где  $e_{ст} \omega_{э\max}^2 > g$ , создают в опорах динамические нагрузки, большие, чем статические нагрузки от веса

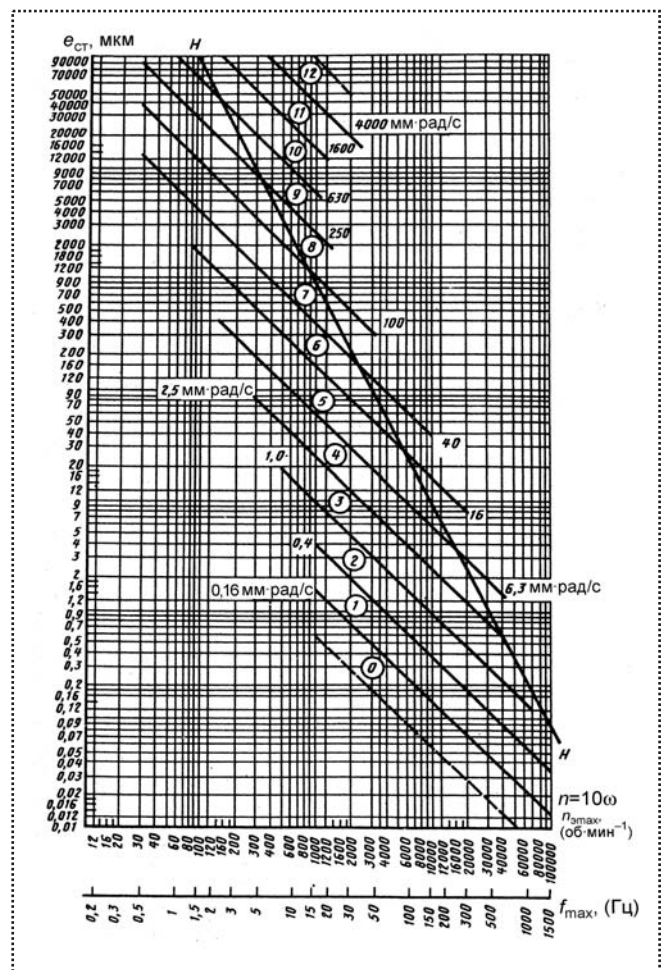


Рис. 1

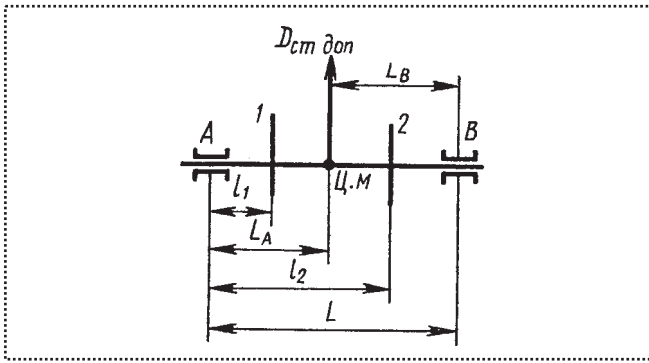


Рис. 2

ротора (в этом случае, если нет других, кроме веса статических нагрузок, при выборе класса точности балансировки следует учитывать радиальные зазоры в подшипниках).

Примечания: 1. Границы классов показаны сплошными линиями. По оси ординат отложены значения удельного дисбаланса в г·мм/кг,  $e_{ст}$  в мкм. По оси абсцисс отложены значения максимальной эксплуатационной частоты вращения ротора  $n_{э\max}$  в мин<sup>-1</sup> (об/мин) или  $f_{э\max}$  в с<sup>-1</sup>, т.е. в герцах (Гц).

2. Максимальная эксплуатационная угловая скорость вращения ротора связана с максимальной эксплуатационной частотой вращения соотношениями (рад/с):

$$\omega_{э\max} = \frac{2\pi n_{э\max}}{60} \approx \frac{n_{э\max}}{10}, \quad (1)$$

где  $n_{э\max}$  в об/мин;

$$\omega_{э\max} = 2\pi f_{э\max}, \quad (2)$$

если  $f_{э\max}$  в Гц.

3. Линия  $HN$  соответствует произведению  $e_{ст} \omega_{\max}^2 = g = 9810 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-2}$ , т.е. ускорению силы тяжести.

## 2. Расчет значений допустимых дисбалансов

2.1. Установить верхнее значение главного вектора допустимых дисбалансов по формулам:

для ротора, балансируемого в изделии в сборе

$$D_{ст\ доп\ верх} = m_{рот} e_{ст\ табл} - D_{ст\ т}; \quad (3)$$

для ротора, балансируемого в виде отдельной детали

$$D_{ст\ доп\ верх} = m_{рот} e_{ст\ табл} - D_{ст\ т} - D_{ст\ э}, \quad (4)$$

где  $m_{рот}$  — масса ротора, состоящая из всех деталей, которые вращаются в собранном изделии как одно целое (например, собственно, ротор, насаженные на него маховики, колеса вентиляторов, шкивы, шестерни, вращающиеся вместе с ротором кольца подшипников качения и т.д.);

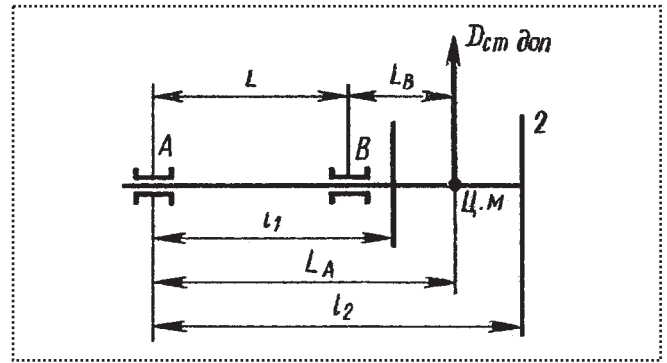


Рис. 3

$e_{ст\ табл}$  — табличное значение удельного дисбаланса, определяемое для данного собранного изделия по верхней границе установленного класса точности балансировки и максимальной эксплуатационной частоте вращения его ротора;

$D_{ст\ т}$  — значение главного вектора технологических дисбалансов изделия, ротор которого балансировался не в сборе (определяется по п. 5.9);

$D_{ст\ э}$  — значение главного вектора эксплуатационных дисбалансов изделия (определяется по п. 5.10).

Примечания: 1. Технологические дисбалансы возникают при сборе ротора, если он балансировался не в изделии в сборе, из-за монтажа на него деталей (шкивов, полумуфт, подшипников, вентиляторов и т.д.), которые имеют собственные дисбалансы, вследствие отклонения формы и расположения поверхностей и посадочных мест, радиальных зазоров и т.д.

2. Эксплуатационные дисбалансы возникают из-за неравномерности износа, релаксации, выжигания, кавитации деталей ротора (например, рабочих колес насосов, вентиляторов, турбин), деформации деталей ротора под влиянием рабочей температуры ротора, неравномерности распределения материала на рабочей поверхности центрифуги, действия шатунных и поступательно движущихся масс в поршневых машинах, за заданный технический ресурс или до ремонта, предусматривающего балансировку.

2.2. Установить нижнее значение главного вектора допустимых дисбалансов, приложенного к центру масс ротора, по формулам:

для ротора, балансируемого в изделии в сборе

$$D_{ст\ доп\ нижн} = \frac{m_{рот} e_{ст\ табл}}{2,5} - D_{ст\ э}; \quad (5)$$

для ротора, балансируемого в виде отдельной детали или сборочной единицы

$$D_{ст\ доп\ нижн} = \frac{m_{рот} e_{ст\ табл}}{2,5} - D_{ст\ т} - D_{ст\ э}. \quad (6)$$

2.3. Для двухопорных роторов (рис. 2...4) верхние и нижние значения допустимых дисбалансов в

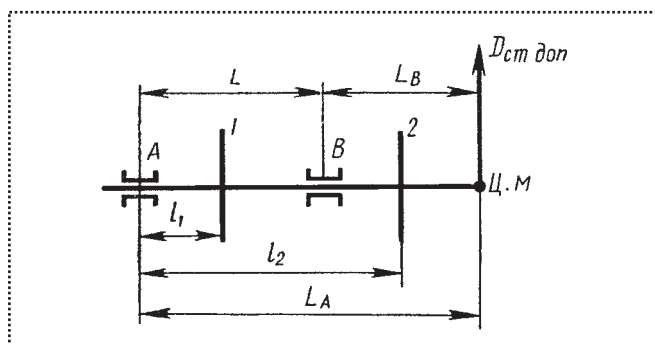


Рис. 4

каждой из двух плоскостей коррекции 1 и 2 следует определять по формулам:

$$D_{1 \text{ доп верхн}} = D_{\text{ст доп верхн}} \left| \frac{l_2 - l_A}{l_2 - l_1} \right|; \quad (7)$$

$$D_{2 \text{ доп верхн}} = D_{\text{ст доп верхн}} \left| \frac{L_A - l_1}{l_2 - l_1} \right|; \quad (8)$$

$$D_{1 \text{ доп нижн}} = D_{\text{ст доп нижн}} \left| \frac{l_2 - L_A}{l_2 - l_1} \right|; \quad (9)$$

$$D_{2 \text{ доп нижн}} = D_{\text{ст доп нижн}} \left| \frac{L_A - l_1}{l_2 - l_1} \right|. \quad (10)$$

Примечания: 1. Верхние и нижние значения допустимых дисбалансов в плоскости опор, измерения или приведения определяют по этим же формулам и рис. 2–4, подставляя вместо  $l_1$  и  $l_2$  расстояния от опоры  $A$  до соответствующих плоскостей.

2. При расчете необходимо учитывать, что наибольшие значения дисбалансов  $D_{1 \text{ доп верхн}}$  и  $D_{2 \text{ доп верхн}}$  являются предельными, независимо от направления их действия, определяемого видами неуравновешенностей ротора (статической, моментной или динамической).

### 3. Технологические и конструктивные требования

3.1. Роторы изделий, отнесенных к 1-му классу точности балансировки, следует балансировать в своих подшипниках в собственном корпусе при соблюдении всех условий эксплуатации с использованием собственного привода.

3.2. Роторы изделий, отнесенных ко 2-му классу точности балансировки, следует балансировать в собственных подшипниках или в собственном корпусе, со специальным приводом, если нет собственного привода.

3.3. Роторы изделий, отнесенных к 3–11-му классам точности балансировки, разрешается балансировать в виде деталей или сборочных единиц.

3.4. Выбор способа балансировки.

3.4.1. Роторы изделий должны проходить динамическую балансировку.

3.4.2. В том случае, когда у  $N$  роторов из партии однотипных изделий значения начальных дисбалансов  $D_{M \text{ нач}}$  в плоскостях опор не превышают половины большего из верхних значений допустимых дисбалансов в плоскостях опор  $A$  или  $B$ , всю партию допускается балансировать статически с доверительной вероятностью  $W$ .

3.4.3. Если у  $N$  однотипных роторов, произвольно выбранных из партии, начальные дисбалансы  $D_{A, B \text{ нач } j}$ , где  $j = 1, 2, \dots, N$  меньше верхних значений допустимых дисбалансов, то остальные роторы этой партии с соответствующей доверительной вероятностью  $W$  допускается не балансировать.

Примечания: 1. Число  $N$  роторов, подлежащих проверке, следует вычислять по приложению 4.

2. Произведение значения начального дисбаланса  $D_{M, \text{ нач}}$  в плоскостях опор на межопорное расстояние межопорного ротора равно значению его главного момента начальных дисбалансов.

3.5. Допускается не проводить балансировку роторов изделий, которые в эксплуатационных условиях работают с дисбалансами, например, роторы вибромашин, вибростолов и т.п.

На ряде изделий, когда не применяется автоматическая балансировка, разрешается проводить балансировку периодически по мере износа (например, шлифовальные круги). Допустимые дисбалансы и периодичность балансировки должны быть указаны в нормативно-технической документации.

3.6. Местоположение плоскостей измерения и плоскостей коррекции следует устанавливать при конструировании ротора. Одновременно следует установить, как будет проводиться корректировка масс ротора, обеспечить конструктивную возможность ее выполнения, назначить технологический процесс и предусмотреть возможность балансировки ротора после запланированных ремонтов.

3.7. После балансировки остаточные дисбалансы в плоскостях коррекции и (или) измерения не должны выходить за пределы верхних значений допустимых дисбалансов, определенных по п. 2.3.

Примечание. Нижнее значение допустимого дисбаланса выдерживать не обязательно.

3.8. Данные, определяемые по пп. 2.3 и 3.6, следует указывать в рабочих чертежах и в балансировочной карте, приведенной в приложении 5, если





она предусмотрена техническим заданием на разработку изделия.

3.9. Пример расчета значений допустимых дисбалансов приведен в приложении 6.

#### 4. Требования к определению класса точности балансировки для вновь разрабатываемых изделий

4.1. При проектировании изделия класс точности для него выбирается предварительно. Для этого может быть использована таблица Приложения 1, а также отраслевые стандарты, содержащие разделы о точности балансировки.

4.2. После экспериментальных исследований опытных или уникальных образцов по п. 4.3 устанавливают окончательно класс точности балансировки, при котором не нарушается работоспособность изделия.

4.3. Экспериментальное определение класса точности балансировки для вновь разрабатываемых изделий следует проводить на опытных или уникальных изделиях. Для изделий массового производства класс точности балансировки устанавливают по испытаниям опытной серии.

Испытание следует проводить по пп. 4.4–4.6 или по методикам, устанавливаемым в отраслевых стандартах.

4.4. У опытного образца, имеющего доступ к плоскостям коррекции для изменения дисбалансов, сбалансировать ротор до минимально достижимых остаточных дисбалансов с учетом погрешностей по п. 5.8.

4.5. Определить наименьшие значения предельных дисбалансов для каждой плоскости коррекции 1 и 2 изделия, превышение которых вызывает вибрацию опор сверх установленной в техническом задании или нарушает нормальное функционирование изделия.

4.5.1. Для этого в обе плоскости коррекции 1 и 2 ротора, отбалансированного по п. 4.4, ввести одинаковые дисбалансы. На работающем с этими дисбалансами изделии измерить среднеквадратические значения виброскоростей подшипниковых опор, как указано в рекомендуемом приложении 3, а для электрических машин – по ГОСТ 12379–75.

Увеличивая постепенно введенные дисбалансы, определить те их предельные значения для каждой плоскости коррекции 1 и 2, превышение которых вызывает вибрацию опор сверх установленной тех-

ническим заданием или нарушает нормальное функционирование изделия.

4.5.2. Не изменяя положения найденного по п. 4.5.1 предельного дисбаланса в плоскости коррекции 1, переставить в плоскости коррекции 2 семь раз через 45° введенный в нее дисбаланс. Меняя значение введенного дисбаланса в каждом из семи положений в плоскости коррекции 2, найти по п. 4.5.1 его семь предельных значений для плоскости коррекции 2.

4.5.3. Установить в исходное положение 0° предельный дисбаланс по п. 4.5.1 для плоскости коррекции 2. Не изменяя его положения, переставить семь раз через 45° вводимый дисбаланс в плоскости коррекции 1. Меняя значения вводимого дисбаланса в каждом из семи положений в плоскости коррекции 1, найти по п. 4.5.1 его семь предельных значений для плоскости коррекции 1.

При достаточном техническом и экономическом обосновании допускается вводимые дисбалансы переставлять более чем через 45°. Значения этих углов должны быть указаны в нормативно-технической документации.

*Примечание.* Угол между наибольшими значениями предельных дисбалансов в обеих плоскостях коррекции зависит от неоднородности ротора и опор, а также от соотношений геометрических размеров ротора.

4.5.4. Найти наименьшие значения дисбалансов в каждой плоскости коррекции 1 и 2 по пп. 4.5.1–4.5.3, т.е. значения функциональных дисбалансов в этих плоскостях коррекции, превышение которых нарушает нормальное функционирование изделия.

4.5.5. При испытаниях опытной серии из  $N$  изделий после определения значений функциональных дисбалансов для каждой из плоскостей коррекции 1 и 2 каждого изделия вычислить с соответствующей доверительной вероятностью  $W$  значения функциональных дисбалансов  $D_{1ф}$  и  $D_{2ф}$  для всех изделий. Метод определения  $N$ ,  $D_{1ф}$  и  $D_{2ф}$  изложен в Приложении 4.

4.5.6. Сумма найденных в п. 4.5.5 значений функциональных дисбалансов для плоскостей коррекции 1 и 2 определяет значение главного вектора функциональных дисбалансов ротора

$$D_{ст\ ф} = D_{1ф} + D_{2ф}. \quad (11)$$



Функциональный удельный дисбаланс для изделия находят по формуле

$$e_{\text{ст ф}} = \frac{D_{\text{ст ф}}}{m_{\text{р0т}}} \quad (12)$$

Зная максимальную эксплуатационную частоту вращения ротора, по черт. 1 установить, в какой класс точности балансировки попадает найденный на опытных изделиях функциональный удельный дисбаланс. Окончательно класс точности балансировки для массового производства этих изделий предпочтительно назначать на один класс точнее того класса точности балансировки, к которому относится этот дисбаланс.

4.6. Для изделий, у которых невозможен доступ к плоскостям коррекции, допускается вместо испытаний по п. 4.5 изменять остаточные дисбалансы на нескольких роторах до сборки изделий. Количество изделий определять по Приложению 4.

### 5. Требования к определению остаточных, технологических и эксплуатационных дисбалансов опытных изделий

5.1. При исследовательских, предварительных, в начале и конце ресурсных приемочных испытаний опытных или уникальных образцов и опытных серий следует измерять остаточные дисбалансы в плоскостях коррекции или других плоскостях.

*Примечание.* Виды испытаний, при которых проводятся такие измерения, устанавливаются в стандартах или технических условиях на конкретные изделия.

5.2. Измерение остаточных дисбалансов отдельного ротора или изделия в сборе следует проводить на балансировочном станке при частоте его вращения ниже первой резонансной системы "ротор – опоры" или на изделии в сборе при помощи балансировочного комплекта.

Пересчет измеренных остаточных дисбалансов из плоскостей измерения или плоскостей опор в плоскости коррекции и обратно следует производить по формулам обязательного Приложения 2.

*Примечание.* Резонансная частота системы "ротор – опоры" – частота вращения ротора в системе "ротор – опоры", состоящей из ротора и упругих опор, при которой амплитуда колебаний достигает максимума.

5.3. Перед измерением ротор должен быть собран по рабочим чертежам с теми деталями, с кото-

рыми он вращается в изделии как одно целое (например, вентилятор, шестерня, маховик, шкив, технологические втулки, подшипники качения, полумуфта и т.п.).

При измерении остаточных дисбалансов ротора, которое по каким-либо причинам должно проводиться без ряда деталей и (или) не на его собственных подшипниках, возникающие при сборке ротора с этими деталями технологические дисбалансы следует определять по п. 5.9 и учитывать в результатах измерений.

5.4. При измерении остаточных дисбалансов ротора с консольно расположенной массой, которая опирается в корпусе машины на свою опору, во время измерения на балансировочном станке следует пользоваться вспомогательной опорой.

5.5. У роторов, которые имеют две и более сосредоточенных массы на легком валу, следует измерять дисбалансы каждой детали до сборки или дисбалансы ротора на каждой стадии сборки.

5.6. Для измерения значения остаточного дисбаланса в данной плоскости коррекции ротора следует ввести в эту плоскость контрольный груз, создав дисбаланс  $D$ , значение которого в 5...10 раз превышает верхнее значение допустимого для данной плоскости коррекции дисбаланса  $D_{\text{доп верхн}}$ . Записать значения и углы дисбалансов, переставляя на  $45^\circ$  этот же контрольный груз на том же радиусе, снова записать значение и угол дисбаланса. Повторить такие измерения восемь раз при различных положениях контрольного груза, пока не будет обойдена вся окружность ротора. Измерения проводить для каждой плоскости коррекции отдельно.

5.7. Для каждой плоскости коррекции построить графики в координатах угол дисбаланса и значение дисбаланса, как показано на рис. 5.

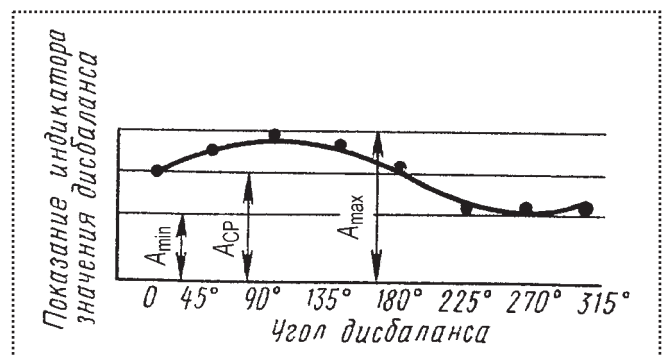


Рис. 5



Среднее арифметическое измеренных величин пропорционально значению устанавливаемого в плоскости коррекции дисбаланса  $D$ :

$$A_{\text{cp}} = \frac{A_{\text{max}} + A_{\text{min}}}{2} = \alpha D, \quad (13)$$

где  $A_{\text{max}}$  и  $A_{\text{min}}$  – максимальные и минимальные показания индикатора значения дисбаланса;

$A_{\text{cp}}$  – представляет на чертеже отрезок, пропорциональный значению дисбаланса;

$\alpha$  – коэффициент пропорциональности.

| Угол дисбаланса                          |                       | 0° | 45° | 90° | 135° | 180° | 225° | 270° | 315° |
|--|-----------------------|----|-----|-----|------|------|------|------|------|
| Показание индикатора значения дисбаланса | Плоскость коррекции 1 |    |     |     |      |      |      |      |      |
|  | Плоскость коррекции 2 |    |     |     |      |      |      |      |      |

Значение остаточного дисбаланса в плоскости коррекции пропорционально

$$A_{\text{амп}} = \frac{A_{\text{max}} - A_{\text{min}}}{2} = \alpha D_{\text{ост}}. \quad (14)$$

Следовательно,

$$D_{\text{ост}} = \frac{A_{\text{max}} - A_{\text{min}}}{A_{\text{max}} + A_{\text{min}}} D. \quad (15)$$

**Примечания:** 1. Если есть сомнения в линейности показаний индикатора значения дисбаланса, следует повторить измерение со значением дисбаланса, меньшим или большим, чем использованное значение дисбаланса.

2. Допускается измерять остаточные дисбалансы без обхода контрольным грузом на балансировочном станке или с помощью балансировочного комплекта, настроенных по тарировочному ротору.

5.8. При измерении значений остаточного дисбаланса (и, в частности, при балансировке) следует учитывать погрешности, вызываемые приводом ротора или вспомогательными опорами вследствие:

дисбалансов, вносимых элементами привода и вспомогательных опор, отклонения от соосности

опор, зазоров в элементах привода и у опорных поверхностей ротора. Влияние этих погрешностей обнаруживается при повторении цикла измерений с повернутой на 180° одной полумуфтой приводного вала после первого цикла измерений;

зазоров между элементами привода и опорными деталями или ротором.

5.9. Значения технологических дисбалансов по п. 2.1 следует определять как разность значений остаточных дисбалансов в одних и тех же плоскостях ротора, измеренных по пп. 5.2–5.8, для изделия в сборе и для сборочной единицы ротора согласно технической документации для его балансировки. Окончательное значение технологических дисбалансов вычислить по результатам измерения  $N$  опытных изделий.

Метод определения числа  $N$  изделий и способ расчета подобны изложенному в пп. 5–7 Приложения 4.

**Примечание.** Необходимость определения значений технологических дисбалансов устанавливается в стандартах и технических условиях на конкретные изделия.

5.10. Значения эксплуатационных дисбалансов по п. 2.1 следует определять как разность значений остаточных дисбалансов в одних и тех же плоскостях, измеренных по пп. 5.2–5.8 на изделии в сборе до начала его эксплуатации и после того, как оно выработало весь заданный технический ресурс или ту его часть, установленную в нормативно-технической документации, которую оно должно нарабатывать до ремонта, предусматривающего балансировку.

Окончательно значение эксплуатационных дисбалансов следует вычислить по результатам измерения  $N$  опытных изделий. Метод определения числа  $N$  изделий и способ расчета подобны изложенному в пп. 5–7 Приложения 4.

**Примечание.** Необходимость определения значений эксплуатационных дисбалансов устанавливается в стандартах и технических условиях на конкретные изделия.

(Продолжение следует.)

Ордена Трудового Красного Знамени ОАО "Издательство "Машиностроение", 107076, Москва, Стромьинский пер., 4  
Учредитель ООО "Издательство Машиностроение".

Адрес электронной почты издательства: **E-mail: mashpubl@mashin.ru**; редакции журнала: **sborka@mashin.ru; www.mashin.ru**

Телефон редакции журнала: (495) 268-38-42; тел./факс (495) 268-85-26; факс 269-48-97.

Дизайнер *Погорелова Т.Н.* Технический редактор *Тупталов С.Ю.* Корректоры *Сажина Л.И., Солюшкина Л.Е.*

Сдано в набор 10.01.08 г. Подписано в печать 27.02.08 г. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 6,86. Уч.-изд. л. 6,89. Заказ 148. Свободная цена.

Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ОАО "Издательство "Машиностроение".

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика", 142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, д. 15.