ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

9

2009

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)

ООО «Издательство Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Адрес редакции:

107076, Москва,
Стромынский пер., 4.
Телефон: 8-(499)-748-02-91
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован 19 апреля 2002 г. за № 77-12421 в Комитете Российской Федерации по печати
Учредитель: А.И. Савкин

Индексы: **70120** ("Роспечать"),
27841 ("Пресса России"),
60264 ("Почта России")

Цена свободная

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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Алексейчук Г.П., Алешин Н.П., Братухин А.Г., Воронцов А.Л., Гусейнов А.Г., Дмитриев А.М. (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), **Драгунов Ю.Г.**, **Древаль А.Е.** (председатель секции технологии машиностроения), **Дроздов Ю.Н.** (председатель секции конструирования и расчета машин), **Кутин А.А.**, **Омельченко И.Н.** (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф.**, **Попов Д.Н.**, **Рыбин В.В.**, **Салтыков М.А.**, **Трегубов Г.П.**, **Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Шишкарев М. П. — Аналитическое обоснование оптимального способа настройки предохранительных фрикционных муфт . . . 3

Дунаев В. В., Ширшов А. А. — Экспериментальное исследование затяжки болтовых соединений . . . 7

Хамитов Р. Н., Аверьянов Г. С., Корчагин А. Б. — Пневматический амортизатор с активной системой демпфирования . . . 14

Красильников А. Я., Красильников А. А. — Расчет силы взаимодействия высококоэрцитивных постоянных магнитов в зависимости от их группы . . . 17

Трембовельский Л. Г. — Пути обеспечения согласованности двигателя и трансмиссии автотранспортного средства . . . 20

Хорев А. И. — Теоретические и практические основы получения сверхпрочных титановых сплавов . . . 22

Цикл статей "Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Орлов А. В. — Износ шарикоподшипника с учетом реальных условий нагружения . . . 29

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Сапченко И. Г., Жилин С. Г. — Технологические особенности повышения стойкости оболочковых форм при литье по выплавляемым моделям . . . 35

Черный А. Г. — Анализ и построение структуры несинхронной автоматизированной сборочной линии . . . 40

Расторгуев Г. А. — Технологичность продукции машиностроения для условий автоматизированного сборочного производства . . . 46

Росляков И. Н., Колмыков В. И. — Влияние нитроцементации на повышение сопротивления усталости и износостойкости железных гальванических покрытий . . . 49

Обработка материалов без снятия стружки

Воронцов А. Л. — Теория контурной осадки . . . 51

Щедрин А. В., Ульянов В. В., Бекаев А. А., Чихачева Н. Ю. — Повышение эффективности комбинированного протягивания отверстий на основе регуляризации микрогеометрии поверхности деформирующих элементов . . . 57

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Постникова Т. В. — Оптимизация затрат в условиях стратегического управления затратами в рамках цепи поставок . . . 61

Федоров В. К., Епанешникова И. К. — О компоновочных и композиционных принципах построения гибких производственных систем в специальном машиностроении . . . 65

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Остриков А. Н., Вертяков Ф. Н., Трушечкин А. В. — Разработка подсистемы проектирования и оптимизации конструкции вакуум-выпарного аппарата . . . 67

Сыркин В. В., Шалаев В. С., Драницин В. В. — Методика выбора проектных параметров ветроэнергетических установок . . . 72

Зейналова Н. С., Гусейнов С. О. — Золотниковый распределитель для регулирования скорости закрытия задвижки с использованием гидропривода . . . 75

Василенко В. Н. — Разработка экструзионного оборудования нового поколения для производства комбикормов . . . 77

Иванов А. Н. — Выставка "Охрана, безопасность и противопожарная защита—2009" 79

Иванов А. Н. — Выставка "Сварка. Резка. Наплавка—2009" . . . 83

Вниманию читателей . . . 64, 88

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Shishkarev M. P. — Analytic ground of optimal adjustment technique of safety friction clutches

Dunaev V. V., Shirshov A. A. — Experimental study of the bolted joints tightening

Khamitov R. N., Aver'anov G. S., Korchagin A. B. — Air damper with active damping system

Krasil'nikov A. Ya., Krasil'nikov A. A. — Calculation of interaction force of high-coercive permanent magnets depending on their species

Trembovel'sky L. G. — Methods of concordance ensuring of the engine and transmission vehicle

Khorev A. I. — Theoretical and practical foundations of super-strength titanic alloys production

Series of articles "Problems of tribology — friction, wear and lubrication"

Orlov A. V. — Wear of a ball-bearing depending on actual loading conditions

MANUFACTURING ENGINEERING

Sapchenko I. G., Zhilin S. G. — Technological peculiarities of the shell molds durability heightening at the consumable pattern casting

Cherny A. G. — Analysis and design of non-synchronous automated assembly line structure

Rastorguev G. A. — Manufacturability of the engineering production for automated assembling conditions

Roslyakov I. N., Kolmykov V. I. — Influence of a nitrocarburizing on a fatigue resistance and wearing promotion of ferrous electroplates

Chipless materials working

Vorontsov A. L. — A contour yielding theory

Shchedrin A. V., Ul'anov V. V., Bekaev A. A., Chikhacheva N. Yu. — Heightening the efficiency of combined drawing of holes on the basis of a regularization of microgeometry surface of deforming elements

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Postnikova T. V. — Optimization of the expenses in the conditions of their strategic governing within the delivery network

Fedorov V. K., Epaneshnikova I. K. — On the arranging and composition design principles of the flexible manufacturing systems in a special engineering

TECHNICAL INFORMATION

Ostrikov A. N., Vertyakov F. N., Trushechkin A. V. — Development of a subsystem of projection and optimization of the vacuum evaporator structure

Syrkin V. V., Shalaev V. S., Dranitsyn V. V. — A selection technique of design parameters of the wind-driven power plants

Zeiinalova N. S., Guseiinov S. O. — Valve spreader for regulation of a shutter close rate with use of a hydraulic drive

Vasilenko V. N. — Elaboration of novel extrusion equipment for a provender milling

Ivanov A. N. — Exhibition "Guard, Security, and Fire Protection—2009"

Ivanov A. N. — Exhibition "Welding. Cutting. Fusing—2009"

To reader's attention . . .

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *О. А. Ефремова*
Корректор *Т. В. Пчелкина*

Сдано в набор 02.07.2009. Подписано в печать 18.08.2009.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 12,24. Заказ 731.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

© ООО "Издательство Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2009

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.825.54

М. П. ШИШКАРЕВ, канд. техн. наук (РГА СХМ, г. Ростов-на-Дону)

Аналитическое обоснование оптимального способа настройки предохранительных фрикционных муфт

Аналитически обоснован способ настройки предохранительных фрикционных муфт с учетом минимального коэффициента трения. Установлено, что с увеличением коэффициента усиления обратной связи адаптивных фрикционных муфт повышается надежность их работы при уменьшении коэффициента трения. Показано, что с уменьшением числа пар трения основной фрикционной группы адаптивных фрикционных муфт второго поколения (базовый вариант) повышается надежность работы при уменьшении коэффициента трения.

Ключевые слова: предохранительные фрикционные муфты, оптимизация способа настройки адаптивных фрикционных муфт.

Analytical ground of optimal adjustment technique of safety friction clutches subject to minimum friction coefficient has been given. It was stated that the increase the feedback gain of adaptive friction clutches at the friction coefficient decrease results in improving their working reliability. It has been shown also, that with decrease of the friction pair number of basic friction group of adaptive friction clutches of second generation (basic variant), its working reliability with the friction coefficient decrease is improved too.

Keywords: safety friction clutches, setting technique optimization of adaptive friction clutches.

В статье [1] показано, что для обеспечения надежной работы адаптивных фрикционных муфт (АФМ) необходимо настраивать их на номинальный вращающий момент с учетом минимального значения коэффициента трения между фрикционными парами. Также показано, что существующий способ настройки, основанный на использовании средней величины коэффициента трения, не обеспечивает надежной работы АФМ при уменьшении коэффициента трения до минимального значения. Это выражается в возможности возникновения буксования АФМ в тот момент времени, когда нагрузка, действующая в приводе машины, не превышает номинальной величины.

В статье [1] не приведено аналитическое доказательство ненадежности работы АФМ при уменьшении коэффициента трения до минимального значения и отсутствии перегрузок, в связи с чем задачей настоящего исследования стало получение данных, указывающих на нерациональность применения способа настройки предохранительных фрикционных муфт, в том числе АФМ, с учетом средней величины коэффициента трения.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Предохранительные фрикционные муфты обычной точности срабатывания. Формула для определения величины предельного вращающего момента муфт данного типа имеет вид [2]:

$$T_{п} = zF_{п}R_{ср}f, \qquad (1)$$

где z — число пар поверхностей трения фрикционной группы муфты; $F_{п}$ — сила натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин); $R_{ср}$ — средний радиус поверхностей трения; f — коэффициент трения между элементами трения фрикционной группы.

Соответственно при среднем $f_{ср}$ и минимальном f_{min} коэффициентах трения равенство (1) запишется как

$$T_{п.ср} = zF_{п}R_{ср}f_{ср}; \qquad (2)$$

$$T_{п\,min} = zF_{п}R_{ср}f_{min}. \qquad (3)$$

Согласно формулам (2) и (3) отношение предельных вращающих моментов

$$T_{п.ср}/T_{п\,min} = f_{ср}/f_{min}. \qquad (4)$$

Относительное расположение линий вращающих моментов $T_{п.ср}$ и $T_{п.min}$, определяемое соотношением (4), показано на поле срабатывания предохранительной фрикционной муфты на рис. 1.

В практике настройки предохранительных и, в частности, фрикционных муфт и АФМ используют коэффициент $\beta_{н}$ запаса сцепления [2], поэтому номинальный вращающий момент предохранительной муфты связан с номинальным вращающим моментом машины $T_{н}$ соотношением

$$T_{п.ср} = \beta_{н}T_{н}. \qquad (5)$$

Расположение линии номинального вращающего момента

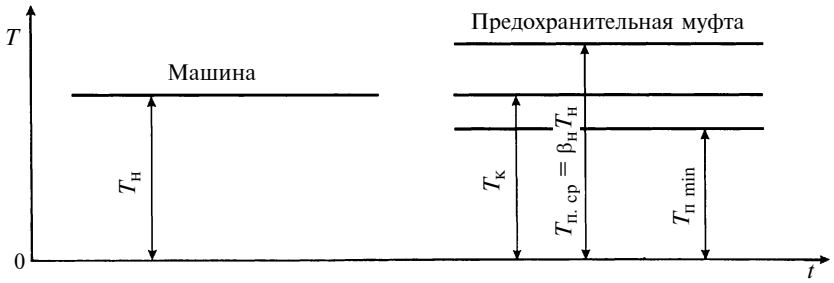


Рис. 1. Расположение полей рабочих нагрузок машины и предохранительной муфты

$T_н$ (см. рис. 1) соответствует формуле (5).

Положение линии предельного вращающего момента $T_{п.min}$ относительно линии вращающего момента $T_н$ зависит от значения коэффициента $\beta_н$ и соотношения коэффициентов трения $f_{ср}$ и f_{min}. Значение коэффициента $\beta_н$ обычно принимают равным 1,25 [2], а отношение $f_{ср}/f_{min}$ может достигать $3 \div 3{,}3$ (например для пары трения "сталь—фрикционный материал НСФ-3" [3]).

Следовательно, на основании рис. 1 можно записать:

$$T_{п\ min} = T_{п.ср} f_{min}/f_{ср} = \\ = T_н \beta_н f_{min}/f_{ср}. \quad (6)$$

С учетом значений отношения $f_{ср}/f_{min}$ и коэффициента $\beta_н$, приведенных выше, из равенства (6) следует, что $T_{п\ min} < T_н$. Это означает, что при уменьшении коэффициента трения уже до

$$f_i = f_{ср}/\beta_н \quad (7)$$

момент сил трения муфты становится равным вращающему моменту $T_н$, поэтому при коэффициенте трения, соответствующем формуле (7), возможно буксование муфты при работе привода в номинальном режиме, что означает отказ в работе муфты, т. е. невыполнение ею заданной функции. При уменьшении коэффициента трения ниже значения, определяемого по формуле (7), муфта не будет передавать требуемый номинальный вращающий момент, что отражено на рис. 1 расположением линии вращающего момента $T_{п\ min}$ ниже линии вращающего момента $T_н$. Линия $T_к$ на рис. 1. отражает значение критического вращающего момента муфты при коэффициенте трения, определяемом по формуле (7).

Адаптивные фрикционные муфты первого поколения. Для данного типа АФМ формула определения предельного вращающего момента имеет вид [4]:

$$T_п = zF_п R_{ср} f/(1 + zCf), \quad (8)$$

где C — коэффициент усиления (КУ) управляющего устройства (УУ) обратной связи АФМ.

Формула (8) записана для АФМ со всеми ведущими парами трения [5].При среднем и минимальном коэффициенте трения формула (8) запишется соответственно в виде:

$$T_{п.ср} = \\ = zF_п R R_{ср} f_{ср}/(1 + zCf_{ср}); \quad (9)$$

$$T_{п\ min} = \\ = zF_п R_{ср} f_{min}/(1 + zCf_{min}). \quad (10)$$

Отношение предельных вращающих моментов $T_{п.ср}$ и $T_{п\ min}$ с учетом выражений (9) и (10) имеет вид:

$$\frac{T_{п.ср}}{T_{п\ min}} = \frac{f_{ср}(1 + zCf_{min})}{f_{min}(1 + zCf_{ср})}. \quad (11)$$

При фиксированных значениях коэффициентов трения f_{min} и $f_{ср}$ отношение $T_{п.ср}/T_{п\ min}$ зависит от КУ. В связи с этим исследуем влияние величины КУ на характер изменения функции (11). Первая производная функция равна $z(f_{min} - f_{ср})$ и, безусловно, отрицательна. Следовательно, отношение $T_{п.ср}/T_{п\ min}$ уменьшается при увеличении КУ.

Указанное отношение вращающих моментов согласно выражению (11) представляет собой локальный коэффициент точности муфты [2] в пределах изменения коэффициента трения от f_{min} до $f_{ср}$. Для АФМ первого поколения коэффициент точности уменьшается с увеличением КУ [2], что и подтверждает сделанный выше вывод. Теоретически, увеличивая значение C в формуле (11), можно достигнуть равенства

$$T_{п.ср}/T_{п\ min} = \beta_н. \quad (12)$$

Однако, как показали теоретические исследования и эксперименты [6], величина приведенного КУ zC ограничена значениями $5 \div 6$ по условию устойчивости движения привода с АФМ при ее срабатывании. При $f_{min} = 0{,}1$ [7] и $f_{ср} = 0{,}33$ на основании формулы (11) получим $T_{п.ср}/T_{п\ min} \approx 1{,}9$. Данный результат не удовлетворяет формуле (12). В соответствии с этим на практике всегда будет иметь место неравенство $T_{п\ min} < T_н$, что свидетельствует о ненадежной работе АФМ.

Адаптивная фрикционная муфта второго поколения (базовый вариант). Формула для определения предельного вращающего момента имеет вид [8]:

$$T_п = F_п R_{ср} f \frac{z + 1 - Cf}{1 + (z-1)Cf}. \quad (13)$$

Формула (13) записана для АФМ с дифференцированными парами трения основной фрикционной группы.

На основании формулы (13) отношение вращающих моментов $T_{п.ср}$ и $T_{п\ min}$ имеет вид:

$$\frac{T_{п.ср}}{T_{п\ min}} = \\ = \frac{f_{ср}(z + 1 - Cf_{ср})[1 + (z-1)Cf_{min}]}{f_{min}(z + 1 - Cf_{min})[1 + (z-1)Cf_{ср}]}. \quad (14)$$

Формула (14), как и функция (11), отражает изменение коэффициента точности АФМ второго поколения, который, как и для АФМ первого поколения, уменьшается с увеличением КУ C. Однако в данном случае значение КУ ограничено: $C \leqslant 1/f_{\max}$ ($f_{\max}$ — максимальное значение коэффициента трения), а предельное значение приведенного КУ $(z-1)C = 5 \div 6$ (как и для АФМ первого поколения). С учетом этого при значениях $f_{\min} = 0{,}1$, $f_{\text{ср}} = 0{,}33$, $f_{\max} = 0{,}8$ и $z = 5$ на основании формулы (14) получим $T_{\text{п.ср}}/T_{\text{п min}} = 1{,}78$, что несколько меньше, чем для АФМ первого поколения (см. выше). Однако полученное значение указанного отношения также существенно превышает значение коэффициента $\beta_{\text{н}}$, следовательно, и АФМ второго поколения не обеспечивает надежную передачу номинальной нагрузки машины при уменьшении коэффициента трения.

Буксование АФМ при передаче номинальной нагрузки начинается, когда в результате уменьшения коэффициента трения момент сил трения муфты становится равным вращающему моменту $T_{\text{н}}$, т. е. при условии

$$T_{\text{п}i} = T_{\text{н}}, \qquad (15)$$

где $T_{\text{п}i}$ — текущий момент сил трения АФМ.

Учитывая равенство (5), соотношение (15) можно записать как

$$T_{\text{п}i} = T_{\text{п.ср}}/\beta_{\text{н}}, \qquad (16)$$

где $T_{\text{п.ср}}$ — настроечный вращающий момент АФМ при среднем коэффициенте трения $f_{\text{ср}}$.

Формула для определения вращающего момента $T_{\text{п}i}$ с учетом выражения (13) имеет вид:

$$T_{\text{п}i} = F_{\text{п}} R_{\text{ср}} f_i \frac{z+1-Cf_i}{1+(z-1)Cf_i}, \qquad (17)$$

где f_i — искомый коэффициент трения.

Соответственно формула для определения номинального (настроечного) вращающего момента АФМ имеет вид:

$$T_{\text{п.ср}} = F_{\text{п}} R_{\text{ср}} f_i \frac{z+1-Cf_{\text{ср}}}{1+(z-1)Cf_{\text{ср}}}. \qquad (18)$$

Значение коэффициента f_i определится после подстановки правых частей выражений (17) и (18) в формулу (16):

$$f_i = \frac{A-\sqrt{A^2-4B}}{2D}, \qquad (19)$$

где $A = (z+1)[1+(z-1)Cf_{\text{ср}}] \times \beta_{\text{н}} - (z-1)(z+1-Cf_{\text{ср}})Cf_{\text{ср}}$; $B = (z+1-Cf_{\text{ср}})[1+(z-1)Cf_{\text{ср}}] \times Cf_{\text{ср}}\beta_{\text{н}}$; $D = [1+(z-1)Cf_{\text{ср}}]C\beta_{\text{н}}$.

Как следует из формулы (19), значение коэффициента трения f_i зависит, в частности, от числа z пар трения основной фрикционной группы муфты и от КУ C. Влияние параметров $f_{\text{ср}}$ и $\beta_{\text{н}}$ на f_i очевидно.

Зависимость f_i от параметра z на рис. 2 (кривая *1*) построена при исходных данных: $f_{\text{ср}} = 0{,}33$, $\beta_{\text{н}} = 1{,}25$. Величина КУ C при построении кривой *1* не являлась фиксированной и изменялась при варьировании параметра z в соответствии с выражением $(z-1)C = 5$ (см. рис. 2, кривая *2*). Кривая *1* показывает, что значение коэффициента трения f_i возрастает во всем интервале значений z. Следовательно, значение коэффициента трения f_i, при котором момент трения АФМ второго поколения становится равным номинальному моменту

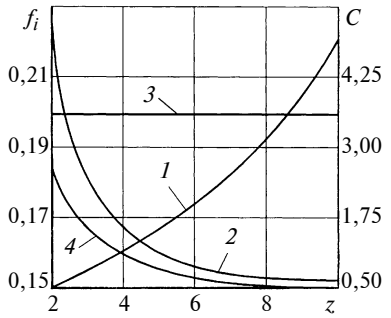


Рис. 2. Зависимости искомого (критического) коэффициента трения f_i и КУ C от числа z пар трения предохранительной фрикционной муфты

машины, уменьшается по мере уменьшения числа пар трения основной фрикционной группы муфты. Это означает, что с уменьшением числа пар трения основной фрикционной группы муфты расширяется область значений коэффициента трения, внутри которой АФМ обеспечивает надежную передачу нагрузки в номинальном режиме работы машины.

С физической точки зрения данный вывод можно объяснить следующим. С уменьшением числа z пар трения увеличивается КУ C (см. рис. 2, кривая *2*), что влечет за собой повышение точности срабатывания муфты, в том числе в интервале $f_{\min} \div f_{\text{ср}}$ значений коэффициента трения. В связи с этим при фиксированном положении линии настроечного вращающего момента $T_{\text{п.ср}}$ (см. рис. 1) линия вращающего момента $T_{\text{п min}}$, поднимаясь вверх, приближается к линии вращающего момента $T_{\text{п.ср}}$ и линии момента $T_{\text{к}}$, соответствующего коэффициенту трения f_i.

Заменив в формуле (8) f на параметр f_i и использовав формулу (9), найдем соответствующее значение коэффициента трения f_i для АФМ первого поколения:

$$f_i = \frac{f_{\text{ср}}}{zCf_{\text{ср}}(\beta_{\text{н}}-1)+\beta_{\text{н}}}. \qquad (20)$$

Функция (20) показана на рис. 2 прямой *3*, которая построена при тех же исходных данных, что и кривые *1* и *2*. Величина КУ C варьировалась в зависимости от параметра z по формуле: $zC = 5$. Зависимость $C(z)$ показана на рис. 2 кривой *4*. Кривые *1—4* показывают, что в отличие от коэффициента трения f_i для АМФ второго поколения (базовый вариант) коэффициент трения f_i для АФМ первого поколения не зависит от числа z пар трения и является фиксированной, определяемой параметрами $f_{\text{ср}}$ и $\beta_{\text{н}}$, величиной. Поскольку значения КУ C у АФМ первого поколения меньше, чем у АФМ второго поколения

(при одинаковых значениях параметра z), то коэффициент трения f_i у первой АФМ больше, чем у второй. Это означает, что для АФМ первого поколения область значений коэффициента трения (при его уменьшении от среднего значения), при которых муфта обеспечивает надежную передачу номинального вращающего момента, меньше, чем при применении базового варианта АФМ второго поколения.

АФМ второго поколения (модифицированный вариант). Для муфт данного типа формула предельного вращающего момента имеет вид [9]:

$$T_{\text{п}} = F_{\text{п}} R_{\text{ср}} f \frac{z + z_1(1 + 0{,}5zCf)}{(1 + 0{,}5zCf)(1 + z_1 Cf)}, \quad (21)$$

где z — число пар трения основной фрикционной группы (ОФГ); z_1 — число пар трения дополнительной фрикционной группы (ДФГ).

Коэффициенты усиления C ОФГ и ДФГ в формуле (21) приняты равными, а с чувствительными элементами УУ первого контура отрицательной обратной связи связана половина пар трения ОФГ [9].

Отношение вращающих моментов $T_{\text{п.ср}}/T_{\text{п min}}$ с учетом формулы (21) запишется как

$$\frac{T_{\text{п.ср}}}{T_{\text{п min}}} = \frac{f_{\text{ср}}[z + z_1(1 + 0{,}5zCf_{\text{ср}})]\times}{f_{\min}[z + z_1(1 + 0{,}5zCf_{\min})]\times} \rightarrow \frac{\times(1 + 0{,}5zCf_{\min})(1 + z_1 Cf_{\min})}{\times(1 + 0{,}5zCf_{\text{ср}})(1 + z_1 Cf_{\text{ср}})}. \quad (22)$$

При значениях параметров, входящих в формулу (22) и принятых выше, $T_{\text{п.ср}}/T_{\text{п min}} \approx 1{,}06$.

Приняли параметр $z_1 = 2$, а значение КУ C определяли по формуле [9]

$$C = \frac{1}{zf_{\max}}\left[(m + 1) \times \sqrt{(m+1)^2 + \frac{4m(z + z_1)}{z_1}}\right],$$

в которой было принято: $f_{\max} = 0{,}8$; ширина интервала изменения коэффициента трения $m = f_{\max}/f_{\min} = 8$. В результате получили $C \approx 4{,}88$.

Расчетное значение отношения $T_{\text{п.ср}}/T_{\text{п min}}$ (в данном случае $\approx 1{,}06$) показывает, что муфты этого типа обеспечивают надежную передачу номинального вращающего момента $T_{\text{н}}$ машины в случае уменьшения коэффициента трения (относительно его среднего значения), поскольку значение коэффициента $\beta_{\text{н}}$ (в данном случае равно 1,25) больше указанного отношения. Это означает, что на поле рабочих нагрузок линия вращающего момента $T_{\text{п min}}$ будет располагаться выше линии вращающего момента $T_{\text{н}}$ машины.

На основании изложенного можно сформулировать следующее условие надежной работы предохранительных фрикционных муфт (в том числе АФМ): *предохранительная фрикционная муфта обеспечивает надежную передачу вращающего момента при уменьшении коэффициента трения относительно его среднего значения в том случае, если коэффициент точности муфты по недогрузке меньше коэффициента запаса сцепления.*

Математически сформулированное условие записывается как

$$\beta_{\text{н}} > K_{\text{т.н}}, \quad (23)$$

где $K_{\text{т.н}}$ — коэффициент точности предохранительной муфты по недогрузке.

Коэффициент запаса $\beta_{\text{н}}$ назначается для компенсации изменения силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин) и коэффициента трения. В предельном случае, когда сила натяжения пружины и коэффициент трения уменьшаются до установленного минимума, момент сил трения муфты не должен быть меньше номинального вращающего момента $T_{\text{н}}$ машины. Однако, как правило, момент $T_{\text{н}}$ в процессе работы изменяется: для осуществления нормального хода технологического процесса существует определенный интервал ее изменения как в сторону увеличения момента $T_{\text{н}}$, так и в сторону его уменьшения. Следовательно, при увеличении вращающего момента машины в пределах упомянутого интервала момент $T_{\text{н}}$ может превысить момент сил трения муфты, если коэффициент трения уменьшится до минимального значения. В этом случае начнется буксование муфты, движение рабочего органа машины прекратится, что приведет к прерыванию хода технологического процесса, выполняемого машиной.

Таким образом, выполнение условия (23) не гарантирует надежной передачи вращающего момента предохранительной фрикционной муфтой, если величина последнего достигает предельного значения, допустимого по условию обеспечения нормального протекания технологического процесса машины. В связи с этим АФМ второго поколения (модифицированный вариант) также требует настройки на номинальный вращающий момент по минимальному коэффициенту трения.

Результаты работы могут быть использованы при проектировании, расчете и эксплуатации адаптивных фрикционных муфт для повышения надежности их работы при уменьшенных значениях коэффициента трения.

Выводы

1. Аналитически доказано, что все рассмотренные в работе типы предохранительных фрикционных муфт при их настройке по среднему значению коэффициента трения не обеспечивают надежной работы, если коэффициент трения уменьшается до минимального значения. В этом случае не исключается возможность буксования муфты при отсутствии перегрузок в приводе машины.

2. Указанное обусловлено тем, что принимаемое в практике конструирования, расчета и эксплуатации предохранительных муфт значение коэффициента запаса сцепления недостаточно для компенсации изменения коэффициента трения (в сторону его уменьшения).

3. Для всех без исключения предохранительных фрикционных муфт существует промежуточное значение коэффициента трения, принадлежащее интервалу $f_{\min} \div f_{\text{ср}}$, при котором момент сил трения муфты становится равным номинальному вращающему моменту машины.

4. С увеличением КУ обратной связи АФМ минимальный вращающий момент муфты приближается к номинальному вращающему моменту машины, оставаясь меньше последнего, кроме момента АФМ второго поколения (модифицированный вариант).

5. Коэффициент трения, при котором момент сил трения АФМ первого поколения равен номинальному вращающему моменту машины, определяется только значениями среднего коэффициента трения и коэффициента запаса сцепления и не зависит от числа пар трения муфты.

6. Интервал значений коэффициента трения, в котором при уменьшении последнего АФМ второго поколения (базовый вариант) надежно передает номинальный вращающий момент машины, зависит от числа пар трения основной фрикционной группы и увеличивается по мере их уменьшения.

7. При отсутствии грубых систематических погрешностей, например погрешности регулировки силы натяжения замыкающей пружины (группы замыкающих пружин), модифицированная АФМ второго поколения обеспечивает надежную передачу номинального вращающего момента машины при уменьшении коэффициента трения относительно его среднего значения при принятом коэффициенте запаса сцепления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

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

2. **Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А.** Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1974. 352 с.

3. **Афанасьев М. К.** Исследование фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Киев: 1971. 21 с. Машинопись.

4. **Есипенко Я. И., Паламаренко А. З., Афанасьев М. К.** Муфты повышенной точности ограничения нагрузки. Киев: Техніка, 1972. 168 с.

5. **Шишкарев М. П.** Об ограничениях при выборе параметров некоторых типов адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2001. № 7. С. 8—11.

6. **Запорожченко Р. М.** О характеристиках предохранительных фрикционных муфт повышенной точности срабатывания // Изв. вузов. Машиностроение. 1971. № 1. С. 48—52.

7. **Крагельский И. В., Виноградова И. Э.** Коэффициенты трения. М.: Машгиз, 1962. 220 с.

8. **Шишкарев М. П.** Функциональный анализ внутриструктурных связей и выбор параметров фрикционных муфт повышенной точности ограничения нагрузки: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ростов н/Д: 1991. 26 с. Машинопись.

9. **Шишкарев М. П.** Теоретические основы применения двухконтурной отрицательной обратной связи в адаптивных фрикционных муфтах // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 19—21.

УДК 621.88

В. В. ДУНАЕВ, А. А. ШИРШОВ, кандидаты технических наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Экспериментальное исследование затяжки болтовых соединений

Приведены результаты экспериментального исследования затяжки болтовых соединений для различных сочетаний материалов болтов, гаек и шайб, покрытий и смазочных материалов. Предложен метод уменьшения разброса усилия затяжки до +18 % от среднего значения, основанный на разбиении исследованных вариантов на 8 групп сочетаний материалов. Приведены значения коэффициентов трения в резьбе и по торцу гайки для каждой группы сочетаний.

Ключевые слова: затяжка болтового соединения, группы сочетаний материалов болтов, гаек, шайб, покрытий, смазочных материалов.

Results of experimental study of the bolted joints for different combinations of materials of bolts, nuts and washers, coatings, and lubricants have been presented. Method of the tightening force spread decrease up to +18 % from its mean value has been proposed. The method is based on a separation of studied variants of joints into 8 groups with different combination of used materials. At that the friction coefficient values in the thread and in the nut's face for every group have been presented.

Keywords: bolted joint tightening, material combination groups of bolts, nuts, washers, coatings, lubricants.

Надежность и долговечность высоконагруженных болтовых соединений с зазором определяются в основном конструкцией соединения и усилием предварительной затяжки болтов. Известно [1], что повышение усилия затяжки соединения (растягивающей силы в стержне болта) при сборке приводит к существенному повышению долговечности болтовых соединений с зазором, нагруженных как в плоскости стыка, так и перпендикулярно к ней.

Одним из методов контроля усилия затяжки, получивших наиболее широкое распространение в условиях производства, является метод затяжки с контролем крутящего момента (момента затяжки). В основе метода контроля затяжки лежит соотношение, выражающее зависимость момента затяжки от усилия в болте. Из-за большого разброса трибологических свойств контактирующих поверхностей в соединении имеет место большой разброс силы в стержне болта при одинаковом моменте затяжки. По экспериментальным данным разброс составляет ±30 % от расчетного усилия затяжки [2]. Вследствие этого минимальное напряжение σ_{min} в стержне болта может составить всего $10 \div 20$ % от предела текучести материала болта. Поэтому повышение контроля усилия затяжки является одним из важнейших факторов повышения надежности и долговечности болтовых соединений. Для достижения этой цели необходимо обеспечить меньший разброс усилия затяжки при сборке. Например, в работе [3] предложено разделить резьбовые соединения на четыре класса: 1-й класс — разброс усилия затяжки соответствует рассеянию предела пропорциональности материала болта (в процентах), 2-й класс — разброс усилия составляет ±20 % от среднего значения; 3-й класс — ±40 %; 4-й класс — ±60 %.

В справочной литературе табличные значения коэффициентов трения приведены с широким диапазоном и, как правило, не учитывают влияния покрытий и смазочных материалов в резьбовых соединениях. Необходимо отметить, что наибольшее влияние на свинчиваемость оказывают толщина покрытия и точность изготовления резьбы [4]. Уменьшение отклонения расчетного значения усилия затяжки от действительного может быть достигнуто при использовании более точных значений коэффициентов трения в резьбе ($f_р$) и по торцу гайки ($f_т$), полученных экспериментально и учитывающих покрытия крепежных изделий (болта, гайки, шайбы) и смазочный материал. Результаты исследования затяжки болтов М12 при контроле прикладываемого момента показывают, что в этом случае среднеквадратичная погрешность усилия затяжки уменьшается с 45 до 10 %.

В табл. 1 приведены марки и минимальные значения предела прочности материалов, наиболее широко применяемых при изготовлении болтов (винтов) и гаек. При изготовлении гаек используют также стали 08Х17Н5М3, А12, а при изготовлении шайб — стали 30ХГСА, 12Х18Н10Т-М, 20, 10Г2А, титановый сплав ОТ-4 и алюминиевый сплав Д16АТ.

Наиболее распространенные покрытия для крепежных деталей: кадмиевое с хроматированием (К); цинковое фосфатирование с оксидированием (Ц); анодно-окисное с хроматированием (Ах); анодно-окисное (Ао); химическое пассивирование (Хп); меднение (М); серебрение (С). Для удобства ниже будут использованы условные обозначения покрытий, приведенные в скобках. Покрытие Ах применяют преимущественно для шайб из алюминиевого сплава.

Применяемые при сборке болтовых соединений смазочные материалы различаются по своим свойствам (пластично-вязкие и твердые), назначению и способам нанесения. Эти сведения, а также состав смазочных материалов, которые применяли при проведении экспериментальных исследований, приведены в табл. 2.

Таблица 1

Материал				Деталь	
Класс	Марка	σ_{bmin}	$\sigma_{0,2}$	Болт	Гайка
		МПа			
Углеродистые стали	45, 25	750	600	+	+
Легированные стали	38ХА	1000	700	+	–
	30ХГСА, 16ХСН	1080	850	+	+
	40ХН2МА	1100	950	+	–
	30ХГСН2А*	1600	900	+	–
Коррозионно-стойкие стали	14Х17Н2, 10Х11Н2Т3МР	850	700	+	+
Жаростойкие стали	07Х16Н6	1080	900	+	+
	13Х11Н2В2МФ	880	700		
Титановые сплавы	ВТ16	1000	900	+	+
	ВТ3-1	1000	850	+	–

* Высокопрочная сталь с низким пределом выносливости, допускаемое напряжение на растяжение — 400 МПа.

Таблица 2

Смазочный материал	Состав	Способ нанесения	Максимальная температура, °С
Минеральное масло	Петролатум ПС, смазочные материалы ПВК, АМС-3	Кистью или окунанием в горячем виде	100
Специальная смазка № 1	Технический жир, парафин, трихлорэтилен	Окунанием	100
ВАП-2	Дисульфид молибдена, эпоксидный лак ЭП-074	С помощью пульверизатора	300
Грунтовка ФЛ-086	—	Кистью или окунанием	200
Меловая смазка	Масло МС-8П, мел тонкого помола	Кистью или окунанием	800
Анаэробная композиция ВАК-1Ф	—	С помощью флакона с капельницей	150
Герметики:	—	Кистью	
У30МЭС-5М			130
ВГФ-4-8			250
У-2-28НТ			300

Анаэробная композиция ВАК-1Ф служит для стопорения соединения, она затвердевает примерно через сутки после нанесения. Для разборки соединения его необходимо прогревать около получаса. Фактически применение ВАК-1Ф создает неразъемное (неразборное) соединение. Смазочные материалы-герметики используют как дополнительное средство герметизации соединений. Перед их нанесением контактирующие поверхности должны быть тщательно обезжирены во избежание перетяжки соединения, которая может привести к разрушению болта.

С целью установления значений коэффициентов трения в резьбе ($f_р$) и по торцу гайки ($f_т$) для различных сочетаний материалов болтов, гаек, шайб, покрытий и при использовании различных смазочных материалов были проведены исследования затяжки стандартных болтов. Было испытано более 400 сочетаний материалов болтов М8*е*6, гаек М8*Н*5*Н*6 и шайб, покрытий и смазочных материалов (далее МПС), применяемых в реальных конструкциях, например, энергетического машиностроения, авиастроения. Для достижения меньшего разброса усилия затяжки при сборке все варианты сочетаний МПС были разбиты на группы таким образом, чтобы внутри группы отклонение от среднего значения не превышало 10 %. Предварительно были проведены исследования свинчиваемости болтов М8*е*6 из титанового сплава ВТ16 с гайками из различных материалов (ВТ16, 16ХСН, 14Х17Н2) при использовании различных смазочных материалов с целью определения оптимальной толщины оксидного слоя [5].

Испытания по затяжке болтов проводили на испытательной машине К-50 с использованием специального приспособления (рис. 1), позволяющего измерять момент затяжки — момент на ключе $M_{кл}$, осевое усилие $F_б$ и раздельно моменты в резьбе ($M_р$) и на торце гайки ($M_т$).

Образец (исследуемый болт М8 с шестигранной головкой) *1* устанавливали в шестигранный паз дна цилиндра *5* и фиксировали накидной гайкой *3*. Цилиндр *5* с помощью штифтов жестко соединен с корпусом *9*, на торце которого предусмотрен квадратный выступ для крепления корпуса в захвате испытательной машины. В дно цилиндра *5* запрессован поводок *8*, служащий для измерения удлинения цилиндра *5*, т. е. силы $F_б$, растягивающей болт. При затяжке момент $M_т$ трения на торце гайки передается через стакан *2* и соединительные штифты *4* на цилиндр *6*. На боковую поверхность цилиндров *5* и *6* наклеены тензорезисторы для измерения с помощью регистрирующей аппаратуры моментов в резьбе и на торце гайки соответственно. Цилиндр *7* служит для предохранения тензорезисторов от случайных повреждений. Цилиндры *5*, *6* и *7* жестко соединены с корпусом *9*. Крутящий момент, прикладываемый к гайке при затяжке, регистрируют силоизмерительным устройством испытательной машины. Индикаторы позволяют визуально контролировать процесс затяжки, а датчики перемещения в комплекте с измерительной аппаратурой ВИ6-5МАД и шлейфовым осциллографом — записывать осциллограмму всего процесса затяжки.

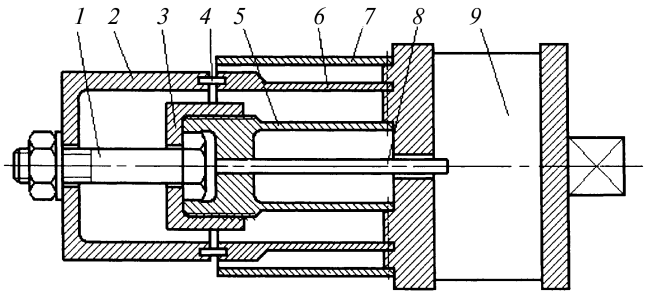


Рис. 1. Приспособление для измерения крутящего момента и осевого усилия в стержне болта при затяжке

Для каждого варианта сочетания МПС было испытано по 10 образцов. При испытании каждого образца последовательно производили три затяжки (свинчивания) с записью осциллограммы крутящих моментов и усилий затяжки. Перед первой затяжкой на резьбу болта и гайки, а также на торцы гайки и шайбы наносили смазочный материал. После каждого испытания образец разбирали и восстанавливали смазочный материал (герметики и ВАП-2 не восстанавливали).

Затяжку заканчивали после достижения максимального осевого усилия:

$$F_{max} = (0{,}6 \div 0{,}7)F_{р.р}. \qquad (1)$$

Здесь $F_{р.р} = \sigma_{b\,min}A_{min}K$ — расчетное разрушающее осевое усилие в стержне болта (винта) при затяжке; $\sigma_{b\,min}$ — минимальное значение предела прочности материала болта при растяжении согласно техническим условиям; A_{min} — площадь условного поперечного сечения болта по минимальному внутреннему диаметру резьбы (с учетом допусков); $K = 1{,}15 \div 1{,}35$ — коэффициент, учитывающий влияние резьбы на статическую прочность болта [6]. При проведении испытаний болтов М8 принимали $F_{max} \approx 30\sigma_{b\,min}$ Н.

По усредненным результатам испытаний каждого варианта сочетания МПС были построены зависимости в координатах $M_{кл}$—$F_б$. Все экспериментальные точки расположились внутри сектора, показанного на рис. 2, *а* штриховыми линиями. Предполагая, что имеет место линейная зависимость между усилием затяжки и моментом на ключе, и исходя из 10 %-го отклонения от среднего значения, весь сектор разбили на группы. Получилось восемь групп сочетаний. На рис. 2, *а* каждой группе сочетаний МПС соответствует своя прямая (зависимоси *1*—*8*). При этом угловой коэффициент двух соседних прямых отличается в 1,22 раза.

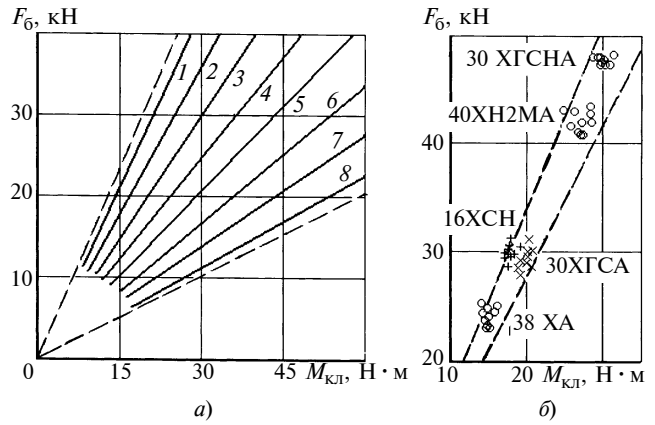


Рис. 2. Результаты испытаний вариантов сочетаний МПС

Угловой коэффициент прямой для группы *1* равен 1,55. Для каждой последующей группы сочетаний он уменьшается в 1,22 раза. Таким образом, зависимость между усилием затяжки и моментом на ключе для *n*-й группы сочетаний представим в виде

$$M_{кл} = \frac{1{,}22^{n-1}}{1{,}55} F_б. \qquad (2)$$

В формуле (2) множитель 1,55 имеет размерность 1/мм.

Следует отметить, что разброс экспериментальных значений усилий затяжки образцов одного варианта сочетания МПС выходит за пределы зоны, отведенной для той группы сочетаний, в которую входит данный вариант. Следовательно, при принятом отклонении ±10 % от рекомендованного среднего значения усилия затяжки для каждой группы сочетаний реальное отклонение отдельных образцов может достигать 15 %, т. е. отношение максимального усилия в стержне болта к минимальному $F_{max}/F_{min} = 1{,}15^2$. Это видно из рис. 2, *б*, на котором приведены усредненные по трем затяжкам результаты испытаний всех образцов вариантов сочетаний, вошедших в группу *1* сочетаний. Поскольку усилие затяжки связано с пределом прочности материала болта, то на рис. 2, *б* около каждой группы точек указана марка материала болта.

Распределение вариантов сочетаний МПС по группам сочетаний (ГС) приведено в табл. 3. Из табл. 3 следует, что наибольшее влияние на различие групп сочетаний оказывает смазочный материал.

Таблица 3

ГС	Материал			Покрытие			Смазочный материал
	Болт	Гайка	Шайба	Болт	Гайка	Шайба	
1	30ХГСА, 16ХСН, 40ХН2МА, 30ХГСН2А, 38ХА	30ХГСА, 16ХСН	30ХГСА	К, Ц	К, Ц	К, Ц	Спец. № 1*
			Д16Т	К, Ц	К, Ц	Ах	Спец. № 1, минеральное масло
	ВТ16, ВТ3-1	10Х11Н23Т3МР	12Х18Н10Т-М	Ао, б/п	С	Хп	ВАП-2, спец. № 1, минеральное масло
			ОТ-4			Ао	
2	30ХГСА, 16ХСН, 40ХН2МА, 30ХГСН2А, 38ХА	30ХГСА, 16ХСН	30ХГСА	К, Ц	К, Ц	К, Ц	ВАП-2, минеральное масло
			ОТ-4			Ао	
	ВТ16, ВТ3-1	ВТ16	12Х18Н10Т-М	К, Ц	Ао, С	Хп	Спец. № 1, минеральное масло
			ОТ-4			Ао	
			30ХГСА			Ао	
			Д16Т			Ах	
		30ХГСА, 16ХСН	30ХГСА	Ао, б/п	К, Ц	К, Ц	
			Д16Т			Ах	
	10Х11Н23Т3МР, 13Х11Н2В2МФ, 07Х16Н6	10Х11Н23Т3МР, 13Х11Н2В2МФ, 07Х16Н6, 08Х17Н5М3	12Х18Н10Т-М	Хп	С	Хп	Спец. № 1, минеральное масло, ВАП-2
				С	Хп		
3	30ХГСА, 16ХСН, 40ХН2МА, 30ХГСН2А, 38ХА	30ХГСА, 16ХСН	30ХГСА	К, Ц	К, Ц	К, Ц	ФЛ-086
			ОТ-4			Ао	
	ВТ16, ВТ3-1	30ХГСА, 16ХСН	30ХГСА	Ао, б/п	К, Ц	К, Ц	ВАП-2, ФЛ-086
			Д16Т			Ах	
		14Х17Н2, 07Х16Н6, 10Х11Н2Т3МР, 13Х11Н2В2МФ, 08Х17Н5М3	12Х18Н10Т-М ОТ-4		Хп	Хп	ВАП-2
						Ао	
		ВТ16	30ХГСА		Ао	К, Ц	ФЛ-086
			Д16Т			Ах	

ГС	Материал			Покрытие			Смазочный материал
	Болт	Гайка	Шайба	Болт	Гайка	Шайба	
3	14Х17Н2, 07Х16Н6, 10Х11Н2Т3МР, 13Х11Н2В2МФ	14Х17Н2, 07Х16Н6, 10Х11Н2Т3МР, 3Х11Н2В2МФ, 08Х17Н5М3	12Х18Н10Т-М	Хп	М	Хп	ВАП-2
	Сталь 45, сталь 25	Сталь 45, сталь А12	Сталь 20, Сталь 10Г2А	Ц	Ц	Ц	Минеральное масло
4	30ХГСА, 16ХСН	16ХСН	30ХГСА	Ц	Ц	Ц	ВАК-1Ф
	ВТ16, ВТ3-1	ВТ16	12Х18Н10Т-М	Ао, б/п	Ао, б/п	Хп	ВАП-2
			ОТ-4			Ао	
			30ХГСА			К, Ц	
			Д16Т			Ах	
	14Х17Н2, 07Х16Н6, 10Х11Н2Т3МР, 13Х11Н2В2МФ	14Х17Н2, 07Х16Н6, 10Х11Н2Т3МР 13Х11Н2В2МФ	12Х18Н10Т-М	Хп	С	Хп	Меловая смазка
	ВТ16, ВТ3-1			Ао, б/п			
5	30ХГСА	30ХГСА, 16ХСН	30ХГСА	К	К	К	У-2-28НТ
	ВТ16, ВТ3-1		ОТ-4	Ао		Ао	У-2-28Нт, ВАК-1Ф
	ВТ16, ВТ3-1	14Х17Н2,	12Х18Н10Т-М	Ао, б/п	М	Хп	Меловая смазка
		07Х16Н6, 10Х11Н23Т3МР, 13Х11Н2В2МФ	ОТ-4			Ао	
		ВТ16			Ао		
		ВТ16, ВТ3-1	30ХГСА	Ао		Ц	У30МЭС-5М
6	10Х11Н2Т3МР, 13Х11Н2В2МФ	10Х11Н2Т3МР, 13Х11Н2В2МФ	12Х18Н10Т-М	Хп	Хп	Хп	Меловая смазка
	ВТ16, ВТ3-1	30ХГСА, 16ХСН	ОТ-4	Ао	Ц	Ао	ВГФ-4-8, У30МЭС-5М
	16ХСН, 30ХГСА		Д16АТ	Ц		Ах	
7	30ХГСА, 16ХСН	30ХГСА, 16ХСН	30ХГСА	Ц	Ц	Ц	ВГФ-4-8
	ВТ16, ВТ3-1	ВТ16 ВТ3-1	ОТ-4	Ао	Ао	Ао	ВАК-1Ф
	30ХГСА, 16ХСН	30ХГСА, 16ХСН	Д16АТ	К	К	Ах	У-2-28НТ
8	30ХГСА, 16ХСН	30ХГСА, 16ХСН	Д16АТ	К	К	Ах	ВГФ-4-8

* Спец. № 1 — специальная смазка № 1.

Несмотря на большой объем проведенных испытаний формула (2) непосредственно применима только для болтов М8*е*6 и для приведенных в табл. 3 сочетаний МПС. В самом общем случае в работе [3] рекомендовано следующее соотношение между моментом на ключе и усилием затяжки:

$$M_{кл} = K_1 K_2 F_б, \qquad (3)$$

где $K_1 = 0{,}16P + 0{,}58d_2 f_р + R_{пр} f_т$. Здесь P — шаг резьбы, d_2 — средний диаметр резьбы, $f_р$ и $f_т$ — коэффициенты трения в резьбе и по торцу гайки соответственно, $R_{пр} = \frac{1}{3}\frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}$ — приведенный радиус равнодействующей сил трения на опорной поверхности (D и d_0 — большой и малый диаметры опорной поверхности); K_2 — поправочный коэффициент, зависящий от формы вращаемой при сборке детали: при вращении винта с потайной головкой с углом 120° K_2 = 1,15, а с углом 90° — 1,30. Третье слагаемое в выражении для коэффициента K_1 определяет момент трения на торце гайки. На основании результатов испытаний вариантов сочетаний МПС, полученных при использовании описанного выше приспособления, были определены коэффициенты трения в резьбе и по торцу гайки. Их средние значения (числитель) и дисперсии (знаменатель) для групп сочетаний приведены в табл. 4.

С целью проверки возможности распространения полученных для резьбы М8 значений коэффи-

Таблица 4

Коэффициент трения	Значения коэфффициентов трения (числитель) и дисперсии (знаменатель) для группы сочетаний МПС							
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*
$f_р$	0,045 / 0,007	0,075 / 0,011	0,105 / 0,016	0,135 / 0,020	0,165 / 0,025	0,195 / 0,029	0,225 / 0,034	0,255 / 0,038
$f_т$	0,029 / 0,004	0,027 / 0,004	0,030 / 0,005	0,037 / 0,006	0,050 / 0,008	0,070 / 0,011	0,105 / 0,016	0,145 / 0,022

циента K_1 на резьбы других диаметров были дополнительно испытаны резьбовые пары М5; М6; М10; М12; М14 и М16 ($H5H6/e6$) для трех вариантов смазочных материалов: ВАП-2; ФЛ-086 и минеральное масло. Болты, гайки и шайбы были изготовлены из стали 30ХГСА и покрыты кадмием. Это соответствует группам *2* и *3* сочетаний МПС. Сопоставление среднеарифметических экспериментальных значений коэффициента K_1 с рассчитанными по формуле (3) показывает их хорошую сходимость.

Все испытания были проведены при приложении крутящего момента к гайке. В практике широко распространены болты с потайной головкой, затяжка которых возможна только при приложении крутящего момента к головке болта.

Анализ производственных дефектов показывает, что при затяжке болтов с потайной головкой наблюдаются случаи смятия рабочих граней шлица, следствием чего является, как правило, неполная затяжка соединения, т. е. недостаточное усилие затяжки, и преждевременное разрушение соединения. В связи с этим практический интерес представляют экспериментальные данные по несущей способности крестообразного шлица по ГОСТ 10753 [5]. Были испытаны шлицы наиболее широко применяемых стандартных болтов М4, М5, М6 и М8 с потайной (< 90°) головкой, изготовленных из стали 16ХСН и термообработанных до твердости 54 ÷ 57 *HRC* в одной садке.

Несущую способность крестообразного шлица определяли при установке инструмента (отвертки)

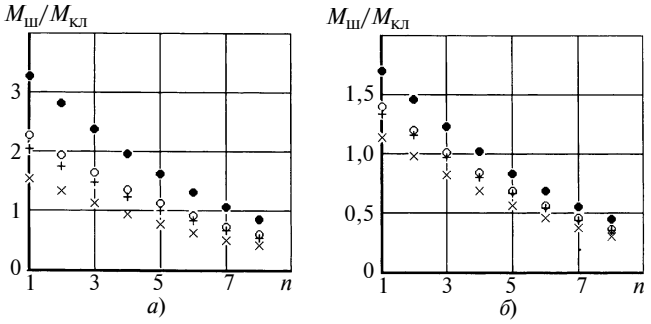


Рис. 3. Изменение отношения $M_{шл}/M_{кл}$ в зависимости от группы *n* сочетания МПС для болтов М4 (+), М5 (×), М6 (●), М8 (○)

в шлице без перекоса и с перекосом в 7° при осевом усилии на отвертку 100 Н. Следует отметить, что испытания с перекосом отвертки в наибольшей степени соответствуют условиям затяжки болтов в производстве.

В табл. 5 приведены экспериментальные значения максимальных крутящих моментов, передаваемых крестообразным шлицем болтов М4, М5, М6 и М8 при перекосе отвертки в 7° и без перекоса.

Сопоставление полученных экспериментальных значений крутящих моментов $M_{шл}$, передаваемых шлицем, с моментами $M_{кл}$ на ключе для различных групп сочетаний МПС, подсчитанными по формуле (3) для средних значений коэффициентов трения, показано на рис. 3 в виде зависимости отношения $M_{шл}/M_{кл}$ от группы (*n*) сочетания МПС. На рис. 3, *а* даны зависимости при отсутствии перекоса отвертки, на рис. 3, *б* — при перекосе в 7°. Из рис. 3 видно, что при использовании герметика ВГФ-4-8 (группы сочетаний *6*, *7*, *8*), особенно для болтов М4 и М5, даже без перекоса и при усилии прижима 100 Н не удается обеспечить расчетное усилие затяжки соединения (при $M_{шл}$ $M_{кл}$ < 1 заданное усилие затяжки болтов не обеспечивается). Перекос осей шлица и отвертки приводит к снижению несущей способности крестообразного шлица в 1,5 ÷ 2 раза.

Таким образом, с целью повышения качества сборки болтового соединения в условиях производства следует обеспечивать максимальную соосность болта и отвертки и необходимое усилие ее прижима. Заметим, что этот вопрос нуждается в проведении дополнительных исследований, в том числе связанных с возможностью использования асимметричных крестообразных шлицев [7].

Рассмотрим пример определения момента на ключе $M_{кл}$, необходимого для обеспечения минимального значения расчетного усилия F_{min} = 25 кН в соединении, рабочая температура которого может достигать 200 °С (вопросы, связанные с определением минимального усилия, выходят за рамки настоящей статьи).

Из табл. 2 следует, что по эксплуатационным условиям возможно применение смазки ВАП-2 или грунтовки ФЛ-086. Для удобства подбора материалов и выбора группы сочетаний МПС переформируем табл. 3, положив в ее основу вид смазочного

Таблица 5

Болт	Максимальный крутящий момент $M_{шл}$, передаваемый шлицем, Н · м	
	Перекос отвертки 7°	Без перекоса
М4	4,6	7
М5	6,5	8,8
М6	13,5	26
М8	22,3	36

Таблица 6

Смазочный материал	Тип материала			Группа сочетаний МПС
	болта	гайки	шайбы	
Специальная смазка № 1	Лег. ст.			*1*
	Тит. сп.		Любой	*2*
	Кор. ст. и жар. ст.		Кор. ст.	*2*
Минеральное масло	Лег. ст.		Ал. сп.	*1*
	Лег. ст. Тит. сп. Кор. ст. и жар. ст.		Любой	*2*
	Углеродистая сталь			*3*
ВАП-2	Кор. ст. и жар. ст.		Кор. ст.	*2*
	Тит. сп.	Лег. ст.	Любой	*3*
	Тит. сп.			*4*
ФЛ-086	Любой			*3*
ВАК-1Ф	Лег. ст.			*4*
	Тит. сп.	Лег. ст.	Тит. сп.	*5*
	Тит. сп.			*7*
Меловая смазка	Тит. сп.	Кор. ст. и жар. ст., тит. сп.	Кор. ст., тит. сп.	*5*
	Кор. ст. и жар. ст.		Кор. ст.	*6*
Герметик У-2-28НТ	Лег. ст.			*5*
	Тит. сп.	Лег. ст.	Тит. сп.	*5*
	Лег. ст.		Ал. сп.	*7*
Герметик У30МЭС-5М	Тит. сп.	Тит. сп.	Лег. ст.	*5*
		Лег. ст.	Тит. сп.	*6*
	Лег. ст.		Ал. сп.	*6*
Герметик ВГФ-4-8	Лег. ст., Ц		Ал. сп.	*6*
	Лег. ст. Тит. сп.			*7* *7*
	Лег. ст., К		Ал. сп.	*8*

Принятые обозначения: лег. ст. — легированная сталь; кор. ст. — коррозионно-стойкая сталь; жар. ст. — жаростойкая сталь; ал. сп. — алюминиевый сплав; тит. сп. — титановый сплав.

материала (табл. 6). Как видно из табл. 6, использование в качестве смазочного материала грунтовки ФЛ-086 обеспечивает попадание в группу *3* сочетаний МПС при любой комбинации материалов болта, гайки и шайбы. При использовании ВАП-2 в зависимости от выбора материалов может быть группа *2*, *3* или *4* сочетаний МПС.

Выше было показано, что ожидаемый разброс в пределах одной группы сочетаний достигает 15 % от среднего значения. Поэтому максимальное усилие должно быть увеличено на $1{,}15^2$ т. е. примерно на 1/3 часть. Получаем F_{max} = 33 кН. При подстановке этого значения в формулу (2) получаем номинальное значение момента на ключе. Предельное отклонение момента на ключе в зависимости от типоразмера составляет от 2,5 до 1,3 % [8]. С учетом этого максимальное усилие должно быть увеличено еще на $1{,}5 \div 2{,}5$ %. Поэтому принимаем максимальное расчетное усилие F_{max} = 37 кН, а возможный диапазон усилий составит $25 \div 37$ кН.

Используя средние значения коэффициентов, входящих в формулу (1), устанавливаем соотношение между минимальным пределом прочности материала $\sigma_{b\min}$ болта, площадью $A_{\min}$ поперечного сечения болта по резьбе и F_{max} : $F_{max} = 0{,}81\sigma_{b\min}A_{\min}$. Для болтов М8 $A_{\min}$ = 36 мм^2. Следовательно, $\sigma_{b\min}$ = 1270 МПа. Такими высокими прочностными свойствами не обладает ни один из материалов, приведенных в табл. 1. Поэтому берем болт М10*e*6, для которого $A_{\min}$ = 52,3 мм^2 и $\sigma_{b\min}$ = 875 МПа. Согласно данным табл. 1, можно применять болты из легированных сталей, жаростойкой стали 07Х16Н2 и титановых сплавов. Выбираем для болта сталь 30ХГСА ($\sigma_{b\min}$ = 1080 МПа, $\sigma_{0,2}$ = 850 МПа) и по табл. 3 для группы *3* сочетаний МПС берем для гайки и шайбы также сталь 30ХГСА с покрытием *К*.

Формула (2) пригодна для определения момента на ключе только для болтов М8*e*6. В остальных случаях необходимо использовать более общую формулу (3). Будем определять номинальное значение момента по средним значениям коэффициентов трения и усилия в болте $F_б = 1{,}15F_{\min}$ = 28,8 кН. Для выбранной группы сочетаний $f_р$ = 0,105 и $f_т$ = 0,030. Для болта М10 шаг резьбы P = 1,5 мм; средний диаметр d_2 = 9,08 мм и приведенный радиус $R_{пр}$ = 7,25 мм. По формуле (3) определяем $M_{кл}$ = 29,1 Н · м. При таком значении максимального крутящего момента необходим торцевой ключ типоразмеров 7, 8 [8], для которых предельная погрешность измерений составляет 1,5 Н · м, цена деления — 2 Н · м. Следовательно, максимальное значение момента на ключе 30,6 Н · м, а с учетом цены деления $M_{кл\ max}$ = 32 Н · м, что и должно быть установлено на ключе при затяжке соединения.

С учетом предельного отклонения момента на ключе и 15 %-го разброса ожидаемое усилие в стержне болта может составлять $26{,}2 \div 38{,}1$ кН или

$(0,59 \div 0,86)\sigma_{0,2}$. Таким образом, использование экспериментальных значений коэффициентов трения для конкретных групп сочетаний МПС позволяет не только уменьшить разброс значений усилия затяжки, но и повысить его минимальное значение.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Технология** выполнения высокоресурсных заклепочных и болтовых соединений в конструкциях самолетов / А. И. Ярковец, О. С. Сироткин, В. А. Фирсов и др. М.: Машиностроение, 1987. 191 с.
2. **Биргер И. А., Иосилевич Г. Б.** Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 365 с.
3. **Jelgner K. H.** Montage und Haltbartkeit von Schraubenverbindungen // ZWF 6-8 1973 Heft 6. S. 287—296.
4. **Дунаев В. В., Горешников А. Н.** Резьба метрическая для диаметров от 1 до 200 мм. Основные размеры и допуски // Авиационная промышленность. Приложение № 3. 1978. С. 2—5.
5. **Исследование** влияния анодирования на антизадирные свойства и прочностные характеристики титанового крепежа / В. И. Вахранев, В. В. Дунаев, Н. Н. Басов и др. // Авиационная промышленность. Приложение № 3. 1978. С. 32—35.
6. **Якушев А. И., Мустаев Р. Х., Мавлютов Р. Р.** Повышение прочности и надежности резьбовых соединений. Машиностроение, 1987. 191 с.
7. **Петриков В. Г., Власов А. П.** Прогрессивные крепежные изделия. М.: Машиностроение, 1991. 256 с.
8. **Бянкин Н. П., Мустаев Р. Х., Гололобов О. А.** Контроль крутящего момента при затяжке резьбовых соединений // Авиационная промышленность. 1978. № 3. С. 15—19.

УДК 62.567.5

Р. Н. ХАМИТОВ, канд. техн. наук, Г. С. АВЕРЬЯНОВ, д-р техн наук, А. Б. КОРЧАГИН, канд. техн. наук
(Омский ГТУ)

Пневматический амортизатор с активной системой демпфирования

Рассматривается устройство с улучшенными параметрами демпфирования колебаний объектов. Построена и исследована модель, описывающая термогазодинамические процессы в объемах устройства и динамику амортизируемого объекта, позволяющая выявить закономерности работы устройства и получить упруго-демпфирующую характеристику.

Ключевые слова: демпфирование колебаний, упруго-демпфирующая характеристика, активная система демпфирования.

A device with improved parameters of an object's vibration damping is considered. A model describing the thermal-gas-dynamic processes in the device volume and the dynamics of the amortized has been designed and investigated. The model allows to reveal the working principles of the device and to obtain its elastically damping characteristic.

Keywords: vibration damping, elastically damping characteristic, active damping system.

Создание компактных упругих и демпфирующих элементов амортизационных систем, способных защитить объекты от вибрации и ударов одновременно, — сложная техническая задача, решение которой возможно только при учете характера возмущений и конструктивных свойств амортизационных систем и, в частности, демпфирования. Использование пневматических упругих элементов (ПУЭ) с резинокордными оболочками (РКО) в системах подрессоривания транспортных средств и в системах амортизации (СА) фортификационных сооружений обусловило создание нового способа демпфирования колебаний амортизированных объектов (АО), основанного на управлении характеристикой восстанавливающей силы пневматического элемента.

Предварительные исследования [1, 2] показали, что управляемые пневматические виброзащитные устройства наиболее полно удовлетворяют требованиям СА, обеспечивая регулирование упругодемпфирующих характеристик и высокую виброзащиту, так как в качестве рабочего тела используется одна фаза — газ, поэтому нет необходимости выполнения отдельных демпфирующих устройств.

При активном управлении упругодемпфирующими характеристиками пневматической виброзащитной системы масса газа может быть как постоянной (в случае отсутствия дополнительного подвода энергии сжатого газа), так и переменной (в случае сообщения объемов пневматического элемента с окружающей средой и другими источниками энергии).

На рис. 1 показан пневматический амортизатор (ПА) с активной системой управления, в котором демпфирование колебаний объекта осуществляется периодическим уменьшением и восстановлением упругой составляющей основного упругого элемента в противофазе движению объекта. Это приводит к резкому уменьшению потенциальной энергии системы в начале хода отбоя, а следовательно, и хода отбоя. При этом масса газа в основном упругом элементе остается постоянной [3].

Демпфирование вертикальных колебаний объекта с помощью предложенного ПА, полученного в результате развития конструкции ПА с пневмоцилиндром [4], осуществляется следующим образом.

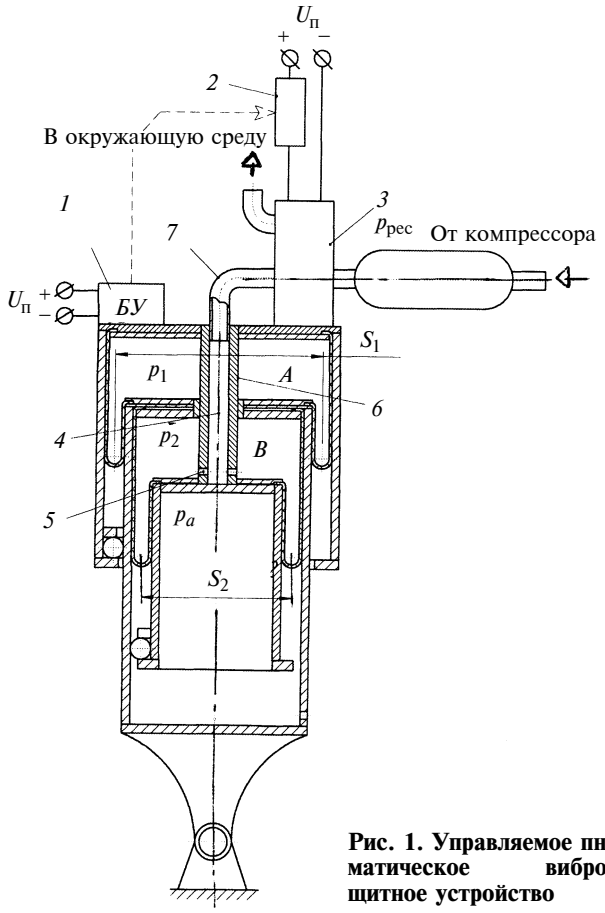


Рис. 1. Управляемое пневматическое виброзащитное устройство

В статическом положении ПА сила тяжести объекта уравновешивается только за счет избыточного давления в полости *A*: $Mg = p_{10}S_1$, где *M* — масса АО; *g* — ускорение свободного падения; p_{10} — абсолютное давление в полости *A* в статическом положении; S_1 — эффективная площадь основного упругого элемента.

На ходе сжатия ПА давление газа в полости *A* возрастает, а в полости *B* соответствует давлению окружающей среды: $p_{уп} = p_1S_1$, где p_1 — текущее давление в полости *A*.

В начале хода отбоя от датчика *1* относительной скорости подается сигнал на реле *2*, импульсный электроклапан *3* включается и соединяет полость *B* через каналы *4* и *5* в штоке *6* и трубопровод *7* с ресивером. Подвод массы газа в полость *B* под давлением $p_2 \leqslant p_1$ оказывает существенное противодействие основному упругому элементу и приводит к резкому уменьшению упругой составляющей ПА: $p_{уп} = p_1S_1 - p_2S_2$, где p_2 — текущее давление в полости *B*; S_2 — эффективная площадь дополнительного упругого элемента.

В начале очередного хода сжатия на электроклапан *3* не подается напряжение, и полость *B* сообщается с окружающей средой, что приводит к восстановлению упругой силы ПА.

Уменьшение упругой силы основного упругого элемента в начале каждого хода отбоя за счет подвода дополнительной энергии в дополнительный упругий элемент в противофазе движению объекта и быстрое восстановление ее в начале каждого хода сжатия приводят к интенсивному демпфированию колебаний.

Для подтверждения были проведены теоретические исследования динамики ПА, основанные на совместном решении системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих каждый режим работы ПА, в ходе которых изменяются параметры движения объекта и протекающие в объемах ПА газотермодинамические процессы. При составлении уравнений примем следующие допущения:

1) рабочий газ в ПА подчиняется законам идеальных газов;

2) температура окружающей среды постоянна и равна $T_с$;

3) вследствие кратковременности воздействия внешний теплообмен не учитывается и рабочий процесс в ПА считается адиабатическим;

4) процессы выравнивания давления в штоковой полости цилиндра ПА при коммутации происходят мгновенно;

5) движение АО происходит в вертикальном направлении;

6) эффективная площадь ($S_э$) ПА при движении АО не меняется;

7) утечки газа из основного упругого элемента ПА отсутствуют.

Рассмотрим дифференциальные уравнения, описывающие режимы работы.

Первый режим. Происходит сжатие основного упругого элемента, при этом объем дополнительного упругого элемента сообщается с окружающей средой.

Система дифференциальных уравнений, описывающих данный режим работы, имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{d}p_1/\mathrm{d}t &= kp_1S_{э1}\dot{z}_о/V_1; \\ \dot{z}_о &= \mathrm{d}z_о/\mathrm{d}t; \\ M\ddot{z} &= (p_1 - p_а)S_{э1} - Mg - R_\Sigma(\operatorname{sign}\dot{z}), \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где p_1 — текущее давление в полости *A*; $S_{э1}$ — эффективная площадь основного упругого элемента; $z_о$, $\dot{z}_о$, $\ddot{z}_о$ — соответственно относительные перемещение, скорость и ускорение АО; $V_1 = V_{р10} \pm S_{э1}z_о$ — текущий рабочий объем основного упругого элемента ПА ($V_{р10}$ — рабочий объем упругого элемента в статическом положении АО); z, $\dot{z}$, $\ddot{z}$ — соответственно абсолютные перемещение, скорость и ускорение АО; $p_а$ — атмосферное давление; R_Σ — сила трения, зависящая от скорости движения АО.

Второй режим. Происходит быстрый подвод массы газа и энергии в объем дополнительного упругого элемента, при этом $\dot{z}_о = 0$, постоянная времени этих процессов намного меньше времени одного колебания.

Система дифференциальных уравнений, описывающих данный режим работы, имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\mathrm{d}p_2}{\mathrm{d}t} &= \frac{kp_2}{m}\mu f\sqrt{\frac{2kg}{k-1}\frac{P_2 m_2}{V_1}\left[\left(\frac{p_{\text{рес}}}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}-1\right]}, \\ M\ddot{z} &= (p_1 - p_{\text{а}})S_{\text{э}1} - Mg - R_{\Sigma}(\operatorname{sign}\dot{z}), \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где p_2 — текущее давление в штоковой полости B; $m_2 = p_{\text{рес}}V_2/(RT)$— суммарная масса газа в штоковой полости ПА (R — газовая постоянная, T — температура газа); f— площадь проходного сечения воздухопровода в штоковую полость ПА; k — коэффициент адиабаты; $p_{\text{рес}}$ — абсолютное давление в ресивере; f — площадь проходного сечения воздухопровода в объем дополнительного упругого элемента; μ — коэффициент сопротивления.

Третий режим. Происходит расширение газа в основном упругом элементе и сжатие в объеме дополнительного упругого элемента.

Система дифференциальных уравнений, описывающих данный режим работы, имеет вид:

$$\left.\begin{aligned} \mathrm{d}p_1/\mathrm{d}t &= -kp_1 S_{\text{э}1}\dot{z}_{\text{о}}/V_1; \\ \mathrm{d}p_2/\mathrm{d}t &= kp_2 S_{\text{э}2}\dot{z}_{\text{о}}/V_2; \\ \dot{z}_{\text{о}} &= \mathrm{d}z_{\text{о}}/\mathrm{d}t; \\ M\ddot{z} &= (p_1 - p_{\text{а}})S_{\text{э}1} - (p_2 - p_{\text{а}})S_{\text{э}2} - \\ &\quad - Mg - R_{\Sigma}(\operatorname{sign}\dot{z}), \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

$S_{\text{э}2}$ — эффективная площадь поршня в штоковой полости ПА; $V_2 = V_{\text{р}20} \pm S_{\text{э}2}z_{\text{о}}$ — текущий рабочий объем штоковой полости ПА ($V_{\text{р}20}$ — рабочий объем штоковой полости ПА в статическом положении АО, $z_{\text{о}} = \pm 0{,}1$ м — относительное перемещение АО).

Динамику ПА исследовали при следующих исходных данных: $p_{\text{р}0} = 0{,}5$ МН/м^2; $p_{\text{д}0} = 0{,}05$; 0,1; 0,15; 0,2 МН/м^2 — абсолютные давления в основном и дополнительном упругих элементах ПА при статическом положении АО; $S_{\text{э}1} = 0{,}03$ м^2; $S_{\text{э}2} = 0{,}015$ м^2; $V_{10} = 0{,}005$ м^3; $V_{20} = 0{,}0025$ м^3.

Для определения упругодемпфирующих характеристик, т. е. зависимости сил давления в объемах ПА от относительного смещения, принимаем: основание ПА совершает гармонические колебания по синусоидальному закону с частотой возмущения, равной частоте собственных колебаний системы; закон изменения основного ($V_{\text{р}}$) и дополнительного ($V_{\text{д}}$) объемов упругих элементов ПА $V_{\text{р}} = V_{\text{р}0} \pm S_{\text{э}}z_{\text{о}}$, где $V_{\text{р}0}$ — объем основного упругого элемента в статическом положении АО. Расчет проводили с учетом того, что $z_n = z_{n0}\sin(\omega t)$, где z_{n0} и ω — соответственно амплитуда и частота вынужденных колебаний.

Принятый закон перемещения объекта на ПА имитирует работу его на стенде с принудительным

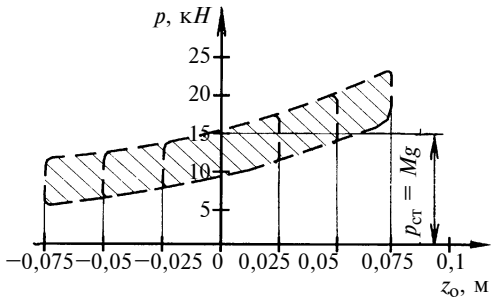


Рис. 2. Упругодемпфирующая характеристика ПА

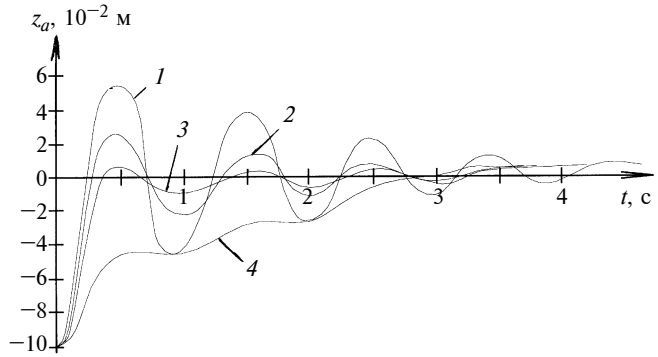


Рис. 3. Кривые свободных колебаний АО:
1 — $\eta_w = 0{,}3$; $p_{20} = 0{,}05$ МН/м^2; *2* — $\eta_w = 0{,}5$; $p_{20} = 0{,}1$ МН/м^2; *3* — $\eta_w = 0{,}7$; $p_{20} = 0{,}15$ МН/м^2; *4* — $\eta_w = 1$; $p_{20} = 0{,}2$ МН/м^2

кинематическим приводом. Если система совершает свободные колебания, перемещение АО определяется путем интегрирования приведенных дифференциальных уравнений. При этом считаем, что АО зафиксирован в статическом положении. Задаемся значениями: $z_{n0} = 0{,}025$; 0,05; 0,075; 0,1 м; $\omega = 6{,}28$ с$^{-1}$. Находим массу воздуха в объеме основного упругого элемента ПА в статическом положении объекта: $m_{\text{р}0} = \dfrac{m_{\Sigma}V_{\text{р}0}}{V_{\text{р}0} + V_{\text{д}}} = 0{,}034$ кг. Принимаем $\mu = 0{,}7$; $k = 1{,}41$; $R = 287\,\dfrac{\text{Дж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$; $T = 293$ К.

При исследовании динамики ПУЭ использовали пакет MathCAD. По результатам расчета были построены упругодемпфирующие характеристики (рис. 2) и кривые свободных колебаний АО (рис. 3). Установлено, что демпфирующие свойства пневматического виброзащитного устройства улучшаются с увеличением относительных перемещений АО (см. рис. 2) и с повышением давления, подводимого в штоковую полость устройства (см. рис. 3). Кривые свободных колебаний АО соответствуют различным значениям коэффициента η_w поглощения энергии колебаний АО и абсолютного давления p_{20} в штоковой полости в ПА при статическом положении АО.

Полученная модель, описывающая термогазодинамические процессы в объемах ПА и динамику АО, позволяет путем анализа выявить основные закономерности и особенности работы ПА. Управ-

УДК 621.825:621.318

А. Я. КРАСИЛЬНИКОВ, д-р техн. наук (УГТУ-УПИ, г. Екатеринбург);
А. А. КРАСИЛЬНИКОВ (ОАО "СвердНИИхиммаш", г. Екатеринбург)

Расчет силы взаимодействия высококоэрцитивных постоянных магнитов в зависимости от их группы

Сравниваются силовые характеристики постоянных высококоэрцитивных магнитов (из сплавов на основе редкоземельных элементов), объединенных в группы по остаточной индукции, применяемых в магнитных системах в виде прямоугольных призм. Сопоставлены расчетные и экспериментальные данные. Показано влияние расстояния между соседними магнитами, расположенными рядом на общем магнитопроводе, на удельную силу взаимодействия высококоэрцитивных постоянных магнитов.

Ключевые слова: высококоэрцитивные постоянные магниты, удельная сила их взаимодействия, остаточная индукция.

A comparison is made of power characteristics of high-coercive permanent magnets (from alloys based on the rare-earth elements), combined in the groups at residual induction and used in the magnetic systems in the form of a rectangular prism. Calculation data have been compared with experimental results. It was shown the influence of distance between adjacent magnets, arranged side by side on common magnetic conductor, upon a specific interaction force of high-coercive permanent magnets.

Keywords: high-coercive permanent magnets, specific force of the permanent magnets interaction, residual induction.

В последнее время разработчики оборудования для работы с вредными или особо чистыми веществами проектируют герметичные машины или аппараты, в конструкции которых входят магнитные системы или магнитные муфты. И в тех, и в других чаще всего используются высококоэрцитивные постоянные магниты из сплавов редкоземельных элементов: самарий—кобальт (Sm—Co) и неодим—железо—бор (Nd—Fe—B).

Высококоэрцитивные постоянные магниты характеризуются одним из основных магнитных параметров — остаточной индукцией B_r. Для высококоэрцитивных постоянных магнитов из сплава КС-37 (Sm—Co) по ТУ 48-4-411—78 или ТУ 48-4-415—79 $B_r = 0{,}77 \div 0{,}9$ Тл, из сплава Ч36Р (Nd—Fe—B) по ТУ 6391-002-55177547—2005 $B_r = 0{,}60 \div 1{,}22$ Тл. При изготовлении одной партии магнитов остаточная индукция у высококоэрцитивных постоянных магнитов может находиться в интервалах, указанных выше, в зависимости от марки постоянного магнита. В $70 \div 80$-х годах прошлого столетия заводы-изготовители постоянных магнитов поставляли разработчикам герметичного оборудования каждую партию заказанных высококоэрцитивных постоянных магнитов из сплава КС-37 с остаточной индукцией в интервалах, указанных выше. Силовые взаимодействия между постоянными магнитами рассчитывали по минимальным значениям остаточной магнитной индукции [1]. В настоящее время для получения высококоэрцитивных постоянных магнитов, близких между собой по остаточной индукции, предприятия-изготовители магнитов сортируют их по группам. Магниты из сплава КС-37 по магнитным параметрам подразделяются на четыре группы: с $B_r = 0{,}77$ (1-я гр.), 0,80 (2-я гр.), 0,85 (3-я гр.) и 0,90 Тл (4-я гр.), а магниты из сплава Ч36Р — на семь групп [2]. Такая сортировка магнитов позволяет конструкторам предусматривать в своих разработках применение магнитов конкретных групп, и расчет силового взаимодействия высококоэрцитивных постоянных магнитов выполняется для магнитов конкретной группы с определенной (конкретной) остаточной индукцией B_r.

Силу взаимодействия двух одинаковых магнитов в форме прямоугольных призм (рис. 1) с учетом магнитопроводов [1] рассчитывают по уравнению

$$f_x = \frac{B_r^2}{16\pi\mu_0} \sum_{i=1}^{16} \left[t_i u_i \operatorname{arctg}\left(\frac{s_i t_i}{u_i q_i}\right) - s_i t_i \operatorname{arth}\left(\frac{t_i}{q_i}\right) - \right.$$
$$\left. - \frac{1}{2}(t_i^2 - u_i^2) \operatorname{arth}\left(\frac{s_i}{q_i}\right) + \frac{1}{2} s_i q_i \right], \qquad (1)$$

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 14)

ляемые ПА [1] наиболее полно удовлетворяют требованиям, предъявляемым к амортизационным системам, обеспечивая регулирование упругодемпфирующих характеристик и высокую виброзащиту.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Аверьянов Г. С.** Исследование процессов и путей повышения эффективности воздушного демпфирования в пневматических амортизаторах виброзащитных систем. Омск: Омский ГТУ, 1999. 115 с.

2. **Аверьянов Г. С., Зензин Ю. А., Белицкий В. Д.** Рабочий цикл пневматического амортизатора с активным управлением термодинамическими параметрами газа // Динамика машин и рабочих процессов: Межвуз. сб. науч. тр. Челябинск: 1985. С. 144—149.

3. **Пат. 2304522 РФ:** МПК B60G 15/12, F16F 9/05: Способ гашения вертикальных колебаний объектов с пневматическими упругими элементами.

4. **Пат. 2304523 РФ:** МПК B60G 15/12, F16F 9/05: Пневматическая подвеска.

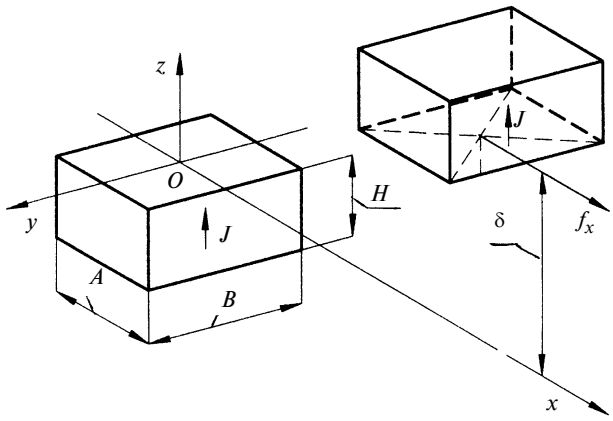


Рис. 1. Схема расположения магнитов в магнитной системе

Таблица 1

Марка сплава магнита	КС-37		Ч36Р
Группа магнитов	Третья		Пятая
Остаточная индукция B_r, Тл	0,85		1,10
Зазор δ, мм	4,0	5,0	5,0
Расчетная удельная сила сдвига, $f_к$, Н/см^2	8,24	7,38	12,36
Удельная сила сдвига, полученная экспериментально, Н/см^2	9,22	7,85	13,05
Превышение экспериментальной удельной силы сдвига над расчетной, %	12,0	7,0	6,0

где $B_r = \mu_o J$ [здесь $\mu_o = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м — магнитная постоянная; J — намагниченность верхнего магнита (в магнитных системах намагниченность верхнего и нижнего магнитов одинакова), А/м]; параметры s_i, t_i, u_i приведены в табл. 1 работы [1]; $q_i = \sqrt{s_i^2 + t_i^2 + u_i^2}$; $\operatorname{arth}(V) = \frac{1}{2}\ln\frac{(1+V)}{(1-V)}$ при $|V| < 1$ ($V = t_i/q_i$ или $V = s_i/q_i$).

Сила взаимодействия двух одинаковых магнитов с размерами $A \times B \times H$ (см. рис. 1) складывается из четырех сил взаимодействия полюсов:

$$F_x = f_x(x, z) - f_x(x, z + 4H) - 2f_x(x, z + 2H). \quad (2)$$

В магнитных системах магниты расположены на общем магнитопроводе (верхний и нижний магнитопроводы), исходя из чего принимаем следующие допущения: вся энергия магнитов сосредоточена на полюсах, обращенных к рабочему зазору δ между магнитами; влияние наружных полюсов на магнитопроводов мало из-за малого рассеяния магнитных полей; силы $f_x(x, z + 4H)$ и $f_x(x, z + 2H)$ не учитываются. Тогда выражение (2) принимает вид:

$$F_x = f_x(x, z) = f_x. \quad (3)$$

В качестве основного магнита при разработке магнитных систем и магнитных муфт используются высококоэрцитивные магниты из сплавов редкоземельных элементов с размерами $A = 20$ м, $B = 50$ мм, $H = 10$ мм. На примере этих магнитов рассмотрим, как изменяется сила взаимодействия пары постоянных магнитов в зависимости от группы, к которой они относятся. Решение уравнения (1) выполнялось в пакете Excel.

На рис. 2, *а* показано изменение удельной силы $f_к$ сдвига высококоэрцитивных постоянных магнитов из сплава КС-37 первой группы в зависимости от зазора δ, а на рис. 2, *б* — второй группы.

Удельная сила сдвига в магнитной системе рассчитывается по формуле

$$f_к = f_x/S, \quad (4)$$

где S — площадь магнита, см^2.

Как видно из рис. 2, *а*, *б*, экспериментальные данные практически совпадают с расчетными для магнитов первой группы. Для магнитов второй группы экспериментальные значения несколько выше расчетных. Максимальное расхождение экспериментальных данных с расчетными в диапазоне реально используемых зазоров (область *А*) в конструкциях герметичного оборудования, т. е. в диапазоне от 3 до 12 мм, не превышает 13 % (зазор δ = 3 мм). Самые "популярные" зазоры, используемые в магнитных системах, составляют 4 и 5 мм. Для этих значений зазоров расхождение не превышает 11 %.

Магниты первой и второй групп чаще всего используются в конструкциях герметичного оборудования — из-за более низкой стоимости. Иногда (особенно когда надо вписаться в определенные, заранее оговоренные заказчиком размеры) приходится применять более сильные магниты других групп.

В табл. 1 приведены данные для магнитов других групп при δ = 4 и 5 мм.

Как видно из табл. 1, расхождение между экспериментальными и расчетными данными не превышает 12 % для "популярных" зазоров. Исследования дали возможность более точно рассчитывать

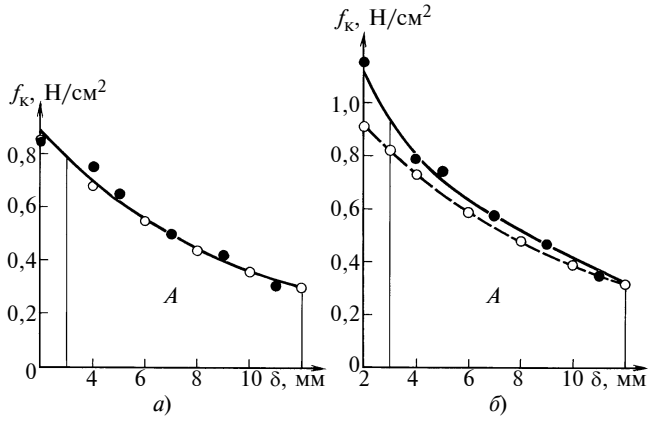


Рис. 2. Изменение удельной силы сдвига постоянных магнитов размерами $A \times B \times H = 20 \times 50 \times 10$ мм в магнитной системе в зависимости от зазора δ:
а — магниты КС-37 первой группы, $B_r = 0{,}77$ Тл; *б* — магниты КС-37 второй группы, $B_r = 0{,}8$ Тл; ○ — расчетные значения, ● — экспериментальные данные; *А* — область зазоров, используемых в магнитных системах

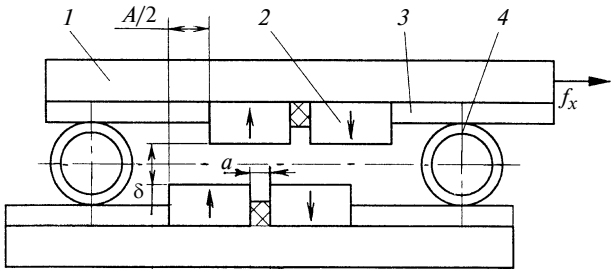


Рис. 3. Схема измерения силы сдвига в магнитной системе: *1* — магнитопровод; *2* — магнит; *3* — регулируемые прокладки; *4* — немагнитная трубка

Таблица 2

a, мм	Удельная сила взаимодействия постоянных магнитов Н/см^2, при δ, мм					
	2	4	5	7	9	11
0	11,28	7,75	7,26	5,69	4,51	3,43
1	11,28	8,34	7,36	5,69	4,61	3,63
2	10,30	8,24	7,36	5,89	4,91	3,73
3	9,81	7,95	7,16	5,69	4,81	3,73
4	12,26	10,30	7,16	5,79	5,10	4,22
5	**13,24**	**10,30**	**7,36**	**6,38**	**5,69**	**4,22**
6	12,75	9,81	7,85	6,38	5,40	4,22
8	12,26	9,81	7,65	6,38	5,10	4,12

удельную силу сдвига для магнитных систем, в конструкции которых предусмотрено применение магнитов одной группы.

Увеличить удельную силу взаимодействия постоянных магнитов можно также увеличением расстояния *a* (рис. 3) между магнитами при сборке магнитной системы (число магнитов в магнитной системе при этом остается прежним). Максимальная удельная сила взаимодействия наблюдается при смещении верхних магнитов относительно нижних на половину ширины магнита, т. е. на расстояние *A*/2. В табл. 2 приведены значения удельной силы взаимодействия высококоэрцитивных постоянных магнитов из сплава КС-37 второй группы с размерами $A \times B \times H = 20 \times 50 \times 10$ мм с остаточной индукцией $B_r = 0{,}80$ Тл при различных зазоре δ и расстоянии *a* и смещении верхних магнитов относительно нижних на расстояние $A/2 = 10$ мм.

Как видно из экспериментальных данных, приведенных в табл. 2, при $a = 5$ мм наблюдается увеличение удельной силы взаимодействия магнитов (такая же картина наблюдалась и у магнитов из сплава КС-37 второй группы с размерами $A \times B \times H = 15 \times 40 \times 8$ мм).

Данный "эффект расстояния *a*" в настоящее время применяется для дополнительного увеличения удельной силы взаимодействия постоянных магнитов при стендовых испытаниях вновь разработанного оборудования (перед постановкой на серийное изготовление).

Выводы

1. Сила взаимодействия двух одинаковых магнитов довольно точно определяется по формуле (1) для магнитов различных групп. Некоторое превышение экспериментального значения силы над расчетным дает определенный запас (на непредвиденные обстоятельства).

2. При расстоянии $a = 5$ мм (см. рис. 3) дополнительно увеличивается сила взаимодействия высококоэрцитивных постоянных магнитов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Красильников А. Я.** Силовые взаимодействия между полумуфтами и расчет крутящего момента магнитной муфты // Вестник машиностроения. 2000. № 12. С. 12—17.

2. **Красильников А. Я.** Особенности использования магнитной муфты в конструкциях герметичных машин: монография. Екатеринбург: УГТУ-УПИ. 2007. 144 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей смотрите в №7 за 2009 г. на второй странице обложки.

УДК 621.11

Л. Г. ТРЕМБОВЕЛЬСКИЙ, канд. техн. наук (АМО ЗИЛ)

Пути обеспечения согласованности двигателя, трансмиссии и автотранспортного средства

Для раскрытия причинно-следственных связей между выходными характеристиками двигателя, трансмиссии и автотранспортного средства (АТС) в целом (показатели топливно-скоростных свойств) рассматриваются два адекватных по структуре показателя: критерий технико-экономической эффективности, характеризующий АТС в целом, и механический эквивалент 1 кг топлива, характеризующий эффективность двигателя АТС и его потенциальные возможности. Рассматривается топливно-энергетическое поле двигателя. Показывается влияние механического эквивалента 1 кг топлива на значения критерия технико-экономической эффективности.

Ключевые слова: критерий технико-экономической эффективности, прогрессивность, конструкции двигателя, механический эквивалент 1 кг топлива, характеристика двигателя.

With a view to disclosure of cause-effect relations between output characteristics of engine and transmission of a vehicle as a whole (showings of fuel-speed properties) the two structurally adequate showings are considered, namely, the technical and economic efficiency criterion, characterizing the vehicle as a whole, and the mechanical equivalent of 1 kg fuel, which characterizes the vehicle's engine and its potential capabilities. The fuel-power field of the vehicle's engine is considered. Effect of mechanical equivalent of 1 kg fuel on the technical and economic efficiency criterion is shown.

Keywords: the technical and economic efficiency criterion, progressiveness of engine's design, mechanical equivalent of 1 kg fuel, engine characteristic.

Для оценки прогрессивности и конкурентоспособности грузовых автомобилей и автопоездов введем комплексный критерий технико-экономической эффективности: $K_{\text{т-э,э}} = m_{\text{а}} V_{\text{ср}} / G_{\text{т.ср}}$, где $m_{\text{а}}$ — полная масса автотранспортного средства (АТС), т; $V_{\text{ср}}$ — средняя скорость, км/ч, АТС на пути S; $G_{\text{т.ср}}$ — средний часовой расход топлива, л/ч или кг/ч, с которым АТС преодолевает путь S со скоростью $V_{\text{ср}}$.

Этот критерий на основании факторов скорости и энергетических затрат помогает установить причинно-следственные связи между выходными характеристиками АТС, двигателя, трансмиссии и показателями скоростных и топливных свойств. Для этого рассмотрим топливно-энергетическое поле двигателя. На первом иерархическом уровне будем рассматривать каждую нагрузочную характеристику двигателя при заданной частоте вращения его вала как самостоятельный рабочий процесс (рис. 1). Эта характеристика связывает основные показатели рабочего процесса при постоянной частоте вращения ω, с$^{-1}$ (n, мин$^{-1}$) коленчатого вала двигателя и может быть однозначно определена выражением

$$G_{\text{т}u} = g_{eu} N_{eu}, \qquad (1)$$

где N_{eu} — эффективная мощность двигателя, кВт; g_{eu} — удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт · ч) (u — уровень нагруженности двигателя, %, $0 \leqslant u \leqslant 1$).

Выразим эффективную мощность через эффективный крутящий момент:

$$N_{eu} = M_{eu} \omega_{\text{const}} / 1000, \qquad (2)$$

где M_{eu} — эффективный крутящий момент двигателя при заданном уровне u нагруженности, Н · м; ω_{const} — постоянная частота вращения коленчатого вала двигателя, с$^{-1}$.

Проведя элементарные преобразования, из выражений (1) и (2) получим:

$$1000/g_e = M_{eu} \omega_{\text{const}} / G_{\text{т}}. \qquad (3)$$

Полученное соотношение будем рассматривать как механический эквивалент 1 кг топлива (Э) при определенном уровне нагруженности двигателя. Поэтому индекс "u" в формуле (3) опущен.

В общем случае: $\text{Э} = 1000/g_e = M_{eu} \omega_{\text{const}} / G_{\text{т}}$, Вт · ч/кг. Значение механического эквивалента изменяется с изменением частоты вращения коленчатого вала двигателя и используемого крутящего момента (уровня нагруженности). Выражение (3) однозначно устанавливает связь рассматриваемых показателей процесса при постоянной частоте ω. Связь механического эквивалента 1 кг топлива и эффективного коэффициента η_e полезного действия двигателя легко установить из соотношения [1]: $\eta_e = 3600/H_u g_e$, где H_u — низшая теплотворная способность топлива, кДж/кг. Использовав эту формулу, получим $\text{Э} = \eta_e H_u / 3{,}6$.

На следующем иерархическом уровне объединим показатели всех нагрузочных характеристик в единое "топливно-энергетическое поле" с зонами различной топливной и энергетической эффективности. "Топливно-энергетическое поле" отражает меру потенциальных возможностей дви-

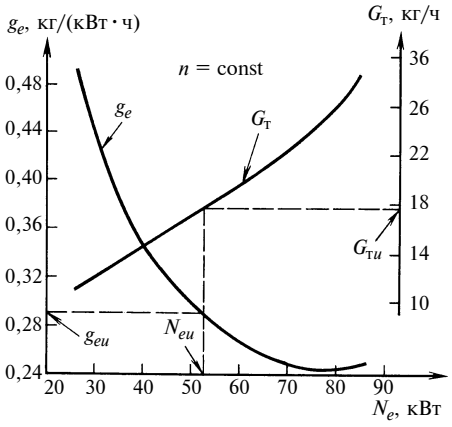


Рис. 1. Нагрузочная характеристика двигателя

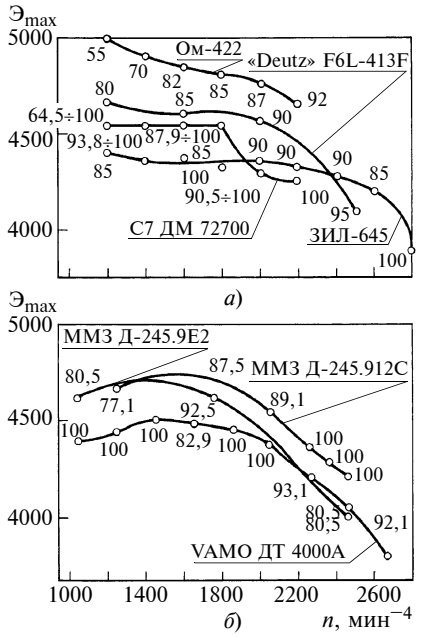


Рис. 2. Зависимости целевой функции $Э_{max}$ от частоты *n* вращения коленчатого вала двигателя автомобилей средней и большой (*а*) и малой (*б*) грузоподъемности

гателя и условия, при которых возможна наивыгоднейшая его реализация в результате взаимной согласованности характеристик двигателя, трансмиссии и АТС [2].

Для удобства сопоставления прогрессивных конструкций двигателей разных фирм и моделей, а также для определения путей, которыми эти преимущества получены, в качестве критерия оценки примем следующие целевые функции: 1) минимальный удельный расход топлива $g_{e\,min} = f(n, M_u)$; 2) максимальный механический эквивалент 1 кг израсходованного топлива $Э_{max} = F(n, M_u)$.

В табл. 1 приведены технические характеристики различных двигателей. Все двигатели, кроме ОМ-422, устанавливались на автомобили грузоподъемностью от 3 до 6 т с полной массой от 6 950 до 12 000 кг без прицепа. Двигатели ОМ-422, ЗИЛ-645 и "Deutz" F6L-413F использовались на автомобилях-тягачах, предназначенных для работы в составе автопоездов с полной массой 23 500 кг (ЗИЛ-645 и "Deutz" F6L-413F) и 38 000 кг (ОМ-422). В табл. 1 представлены двигатели разных экологических классов: нулевого, первого и второго. Для сравнения приведена характеристика двигателя серии С7 ДМ-72700 фирмы Caterpillar, отвечающего требованиям Евро 4 (Е4).

На рис. 2, *а*, *б* показаны зависимости $Э_{max} = f(n)$. Цифры на графиках указывают уровень загруженности двигателя, %, при которой механический эквивалент 1 кг топлива принимает максимальное значение.

Анализируя представленные функциональные зависимости, можно отметить:

с увеличением частоты вращения коленчатого вала уровень нагруженности двигателя в зоне максимальной эффективности растет;

с увеличением частоты вращения максимальная эффективность работы двигателей снижается;

наибольшую максимальную эффективность имеет двигатель ОМ-422, так как при соответствующей трансмиссии она может совпадать с рабочей зоной.

Зависимость механического эквивалента 1 кг топлива (Э) определяется нагрузочными характеристиками двигателя согласно левой части формулы (3) и рис. 1. Рассмотренная функция $Э_{max} = f(n, u)$ ограничивает топливно-энергетическое поле сверху.

Комплексный критерий технико-экономической эффективности грузового автомобиля (автопоезда) формируется топливно-

Таблица 1

Технические характеристики двигателей

Модель двигателя (уровень токсичности)	ОМ-422 (Е0)	ЗИЛ-645 (Е0)	"Deutz" F6L-413 F (Е0)	С7 ДМ 72700 (Е4)	ММЗ Д-245.9Е2 (Е2)	ММЗ Д-245.12С (Е1)	VAMO ДТ 4000А (Е1)
Фирма, страна	Daimler-Benz, Германия	ЗИЛ, СССР	КХД, Германия	Caterpillar, США	ММЗ, Белоруссия		VAMO, Болгария
Тип двигателя	Дизель	Дизель без наддува	Дизель без наддува	Дизель с наддувом и промежуточным охлаждением воздуха	Дизель с наддувом и промежуточным охлаждением воздуха	Дизель с наддувом	Дизель с наддувом
Способ смесеобразования	Непосредственный впрыск	Объемно-пленочное		Непосредственный впрыск			
		М-процесс	Д-процесс				
Число и расположение цилиндров	8V-90	8V-90	6V-90	Рядный, шестицилиндровый	Рядный, четырехцилиндровый		
Рабочий объем, л	14,620	8,74	9,572	7,2	4,75		3,99
Комплектность	—	ГОСТ 14846—81	—	—	ГОСТ 14846—81		—
Номинальная мощность N_e, кВт, при частоте вала n, мин$^{-1}$	206 при 2300	136 при 2800	130 при 2500	186 при 2200	100 при 2400	78 при 2400	76 при 2400
Максимальный крутящий момент M_e, Н·м при n, мин$^{-1}$	1040 при 1200	537,5 при 1400	613 при 1500	1084 при 1440	460 при 1600	370 при 1600	360 при 1400÷1600
Литровая мощность, кВт/л	14,1	15,6	13,6	25,8	21,1	16,4	19,0

Таблица 2

Показатели, характеризующие движение автопоездов

Показатель	Автопоезд		
	I	II	III
	Автомобиль-тягач		
	МВ2838	Форд-Карго 1317	ЗИЛ-4331
	Двигатель		
	ОМ-422	"Deutz" F6L-413F	ЗИЛ-645
Полная масса, т	38	23,5	23,5
Расход топлива, л/100 км	37,0	26,4	31,5
Механический эквивалент Э 1 кг топлива, Вт · ч/кг	4928	4667	4261
Критерий $K_{т\text{-}э,э}$, т · км/л	123,8	107,4	90
Отношение силы сопротивления движению к полной массе автопоезда, Н/т	150	157	170
Отношение нагруженности двигателя, %	67	75,5	80,8

энергетическим полем двигателя и энергопередающими системами автомобиля. В процессе создания новых и модернизации существующих грузовых автомобилей и автопоездов необходимо осуществлять взаимную согласованность потенциальных возможностей двигателя и его выходных характеристик с преобразующими свойствами трансмиссии; с совокупностью внутренних сопротивлений, присущих АТС в процессе движения; с необходимым резервом крутящего момента двигателя для поддержания выбранного режима движения (обгон, подъем и т. д.).

Проанализируем движение трех автопоездов (I ÷ III) по ровной дороге со скоростью 80 км/ч (табл. 2).

Из табл. 2 видно, что наибольшие значения $K_{т\text{-}э,э}$ имеет автопоезд I, что говорит о лучшей взаимной согласованности его двигателя, трансмиссии и АТС в целом. Это подтверждается значениями механического эквивалента Э, отношением силы сопротивления движению к полной массе и степенью загруженности двигателя.

Таким образом, механический эквивалент 1 кг топлива обусловливает топливно-экономический потенциал двигателя, позволяет оценить степень согласованности двигателя и АТС в целом, является одним из определяющих факторов, влияющих на значение критерия технико-экономической эффективности грузового автомобиля (автопоезда) и повышение его конкурентоспособности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Двигатели** внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М. С. Круглова. М.: Машиностроение, 1972.

2. **Островцев А. Н., Трембовельский Л. Г.** Топливно-энергетический потенциал автопоезда как средство оценки их совершенства / Автомобильная промышленность. 1998. № 9.

УДК 669.295:539.4

А. И. ХОРЕВ, д-р техн. наук (ГНЦ "ВИАМ")

Теоретические и практические основы получения сверхпрочных титановых сплавов

Созданы теоретические и практические основы получения конструкционных титановых сплавов высокой и сверхвысокой прочности путем применения комплексного легирования и микролегирования сплава ВТ43, создания многослойных композиционных материалов, термопластической обработки и текстурного упрочнения, термической и термомеханической обработки.

Ключевые слова: комплексное легирование и микролегирование, термическая и термомеханическая обработка материалов, прочность, конструкционная прочность.

Theoretical and practical foundations of obtaining of structural titanic alloys of high and super-high fastness by use of a complex alloying and micro-alloying of BT43 alloy have been created. Matters of creation of the multilayer composite materials, thermoplastic treatment texture reinforcement, thermal and thermo-mechanical treatment have been considered.

Keywords: complex alloying, and micro-alloying, thermal and thermo-mechanical treatment of the materials, strength, structural strength.

Создание теоретических и практических основ получения высокой и сверхвысокой прочности является важнейшей задачей современного авиационного, космического и ракетного материаловедения. Это в равной мере относится и к другим областям машиностроения. Наиболее перспективными направлениями научного и практического поиска повышения конструкционной прочности титановых сплавов являются:

комплексное легирование и микролегирование, на основе которых создана серия титановых сплавов, в том числе и новый сверхпрочный (рекордно высокой прочности) титановый сплав ВТ43;

текстурное упрочнение, обеспечивающее повышение конструкционной прочности и, что особенно важно, повышение коэффициента запаса прочности, ресурса и надежности конструкций;

создание слоистых композиционных материалов, в том числе и плакированных, снижающих чувствительность сплава к поверхностным дефектам, а также композиционных материалов с внешним армированием, обеспечивающим сверхвысокую (рекордно высокую) конструкционную прочность.

В современной авиационной, космической и ракетной технике применяются титановые сплавы, а также технологические процессы изготовления конструкций и полуфабрикатов из них, разработанные в ВИАМе, которые обеспечивают прогресс современных летательных аппаратов.

Новый комплексно-легированный сплав ВТ43

Наиболее перспективным направлением повышения конструкционной прочности является комплексное легирование, на основе которого разработан новый восьмикомпонентный (α + β)-титановый сплав ВТ43. Этот сплав содержит легирующие элементы с коэффициентом распределения при дендритной ликвации больше и меньше единицы. Суммарное количество β-стабилизаторов в осях дендритов (эквивалентно 7,8 % Mo) и межосных объемах (эквивалентно 8,1 % Mo) практически постоянно, что обеспечивает однородное упрочнение. Прочность и микротвердость при нагрузке 20 г α- ($\sigma_в$ = 910 МПа, H_{20} = 5400 МПа) и β- ($\sigma_в$ = 912 МПа, H_{20} = 5450 МПа) твердых растворов также равны, что является важным фактором комплексного легирования.

Благодаря комплексному легированию (α + β)-сплава с включением в его состав дополнительных легирующих элементов, повышающих прочность и жаропрочность, достигнуты служебные характеристики, превосходящие лучшие зарубежные и отечественные аналоги. Сварные соединения при $\sigma_{в\ св.соед.} \geqslant 1150$ МПа ($\sigma_{в\ св.соед.}/\sigma_{в\ о.м.}$ = 0,95) имеют высокую трещиностойкость: $K_{1c} \geqslant 70$ МПа · м$^{1/2}$. Сравнение механических свойств сплавов ВТ43 (РФ) и Ti-10-2-3 (США) приведено на рис. 1.

По сравнению с β-сплавом Ti-10-2-3 ($\sigma_{в\ св.соед.}$ = 940 МПа, $\sigma_{в\ св.соед.}/\sigma_{в\ о.м}$ = 0,82, K_{1c} = = 50 МПа · м$^{1/2}$) аналогичного применения сплав ВТ43 обладает на 22 % большей прочностью сварных соединений, на 40 % большей трещиностойкостью (K_{1c}) и на 25 % большей удельной прочностью сварных соединений.

Плотность сплава ВТ43 (γ = 4540 кг/м^3) значительно ниже плотности сплава Ti-10-2-3 (γ = 4650 кг/м^3), что очень важно для достижения более высокой удельной прочности и большей весовой эффективности конструкции.

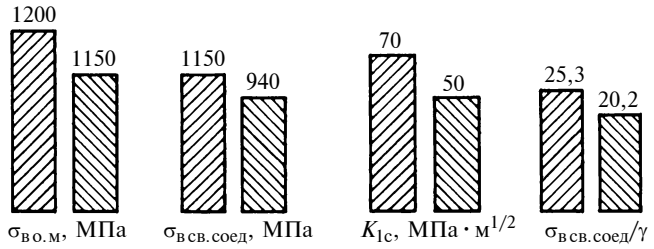


Рис. 1. Сравнение механических свойств (α + β)-сплава ВТ43 (РФ) и β-сплава Ti-10-2-3 (США):
▨ — (α + β)-сплав ВТ43; ▧ — β-сплав Ti-10-2-3

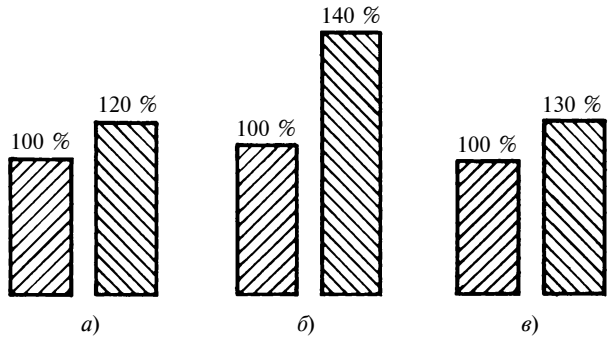


Рис. 2. Сравнение сплавов ВТ43 и Ti-10-2-3 по стоимости шихты (*а*), расходу электроэнергии (*б*) и трудоемкости обработки (*в*):
обозначения сплавов те же, что на рис. 1

Сплав ВТ43 по сравнению со сплавом Ti-10-2-3 имеет:

на 20 ÷ 30 % меньшую стоимость в результате уменьшения в 2,5 раза содержания дорогостоящего и дефицитного ванадия и снижения брака вследствие обеспечения большей структурной однородности, обусловленной большей химической однородностью и меньшей дисперсией температуры $T_{п.п}$ полиморфного превращения (рис. 2, *а*);

на 40 % меньший расход электроэнергии при упрочняющей термообработке вследствие меньшей стабильности β-фазы и исключения высокотемпературного нагрева под закалку при проведении ВТМО, рекомендуемой для сплава ВТ43 (рис 2, *б*).

на 30 % меньшую трудоемкость обработки сплава давлением, так как имеет высокую температуру полиморфного превращения $T_{п.п}$ = 920 °С, которая на 130 °С выше, чем у сплава Ti-10-2-3 ($T_{п.п}$ = = 720 °С), что уменьшает сопротивление деформации, особенно в (α + β)-области (рис. 2 *в*);

Следует особенно отметить, что сплав ВТ43 при охлаждении в воде или на воздухе образует пластичную α-фазу, поэтому полуфабрикат в состоянии поставки обладает высоким комплексом свойств, в сплаве Ti-10-2-3 образуется хрупкая ω-фаза.

Сплав ВТ43 может быть применен: а) с $\sigma_в \geqslant$ $\geqslant$ 1100 МПа в отожженном состоянии или с $\sigma_в \geqslant$ 1150 МПа после ВТМО (горячедеформиро-

ванное состояние + старение) в сечении до 150 мм; б) с $\sigma_в \geqslant 1200$ МПа при закалке на воздухе с $\sigma_в \geqslant 1300$ МПа и при закалке в воде (после черновой механической обработки) и последующем старении; в) с $\sigma_в \geqslant 1500$ МПа в малых сечениях для кратковременного ресурса эксплуатации при закалке в воде и низкотемпературном старении, обеспечивающем многофазное упрочнение; г) сплав может быть упрочнен до $\sigma_в \geqslant 2100$ МПа, что является рекордно высоким уровнем прочности для титановых сплавов.

Сплав ВТ43 рекомендуется для изготовления гидроаккумуляторов и силовых конструкций самолетов, космических аппаратов и ракет; он будет применен при создании современного ближнесреднемагистрального самолета (БСМС).

Исследование сплавов в условиях одно- и двухосного растяжения

Проведены исследования в условиях одно- и двухосного растяжения титановых сплавов малой (ОТ4-1), средней (ОТ4) и высокой (ВТ14, ВТ15, ВТ23) прочности. Полученные результаты позволили установить требования к качеству полуфабрикатов и изделий типа емкостей и определить методы и технологию их изготовления, а также направления повышения конструкционной прочности и надежности.

Окисленный слой на поверхности титановых сплавов снижает механические свойства при одноосном и особенно резко при двухосном растяжении. Долговечность емкостей из сплава ВТ14 (в термически упрочненном состоянии) с газонасыщенным слоем при двухосном растяжении на два порядка меньше, чем без газонасыщенного слоя. Этот слой влияет в основном на число циклов нагружения до появления трещины усталости. Поэтому необходимо узлы и изделия нагревать в нейтральной среде или при ее отсутствии применять пескоструйную очистку поверхностей и размерное травление для полного удаления газонасыщенного слоя.

Исследования гладких образцов и с надрезом позволили разделить сплавы на нечувствительные (ОТ4-1 и ОТ4, $\sigma_в = 700 \div 800$ МПа), малочувствительные (ВТ14, $\sigma_в = 1200$ МПа) и чувствительные (ВТ15, $\sigma_в = 1300$ МПа) к надрезу при осевом и двухосном растяжении. Сквозные дефекты более чем в 2 раза снижают прочность листовых конструкций из высокопрочных титановых сплавов при двухосном растяжении. Поэтому необходим тщательный контроль поверхности изделий на отсутствие царапин, рисок и других дефектов. Для повышения надежности, прочности при двухосном растяжении и конструкционной прочности изделия следует применять плакированные листы или полировать поверхность. Шероховатость поверхности высокопрочных узлов и деталей механической обработки должна быть не ниже $Ra = 2{,}5$ мкм.

Многослойные композиционные материалы

Для повышения конструкционной прочности и надежности работы изделий перспективно использовать многослойные композиционные листы. Разработана технология их изготовления путем: набора пакетов из листов разных титановых сплавов; предварительного диффузионного их соединения в вакууме при $800 \div 900$ °С; обварки пакетов по периметру аргонодуговой сваркой с присадкой сплава ВТ1-0; последующей прокатки с деформацией в β-области при первых проходах и дальнейшей прокатки по серийной технологии. Композиционные материалы с чередующимися листами из титановых сплавов высокой и средней прочности имеют по сравнению с монолитными листами высокопрочного сплава, входящего в состав данной композиции, лучшие механические свойства. Они обладают большей прочностью при двухосном растяжении, а следовательно, большей конструкционной прочностью, лучшим сопротивлением удару и меньшей чувствительностью к поверхностным дефектам (табл. 1).

Изучалось влияние числа и чередования листов, а также процентного содержания высокопрочных листов в пакете на механические свойства пакета из листов из ВТ23 + ОТ4. Испытывали листы толщиной 5 мм после отжига при 750 °С в течение 25 мин и охлаждения на воздухе. Установлено, что при одном и том же числе высокопрочных листов пластичность композиционного материала выше, если в нем больше таких листов небольшой толщины. Пластичные листы ограничивают размер воз-

Таблица 1

Механические свойства монолитных и композиционных материалов

Материал	Термообработка	$\sigma_{в.к}$, МПа	$\sigma_{в.к}/\sigma_в$	$\sigma^н_{в.к}$, МПа	$\sigma^н_{в.к}/\sigma_{в.к}$	*KCT*	*KCU*
						МДж/м^2	
Монолитный лист сплава ВТ14	Отжиг Закалка + старение	1190 1220	1,16 1,0	810 —	0,78 —	0,3 0,15	0,3 0,23
ВТ14 (4 × 0,35 мм) + + ОТ4 (5 × 0,12 мм)	Отжиг Закалка + старение	1280 1550	1,5 1,25	980 —	1,1	0,5 0,21	— 0,45

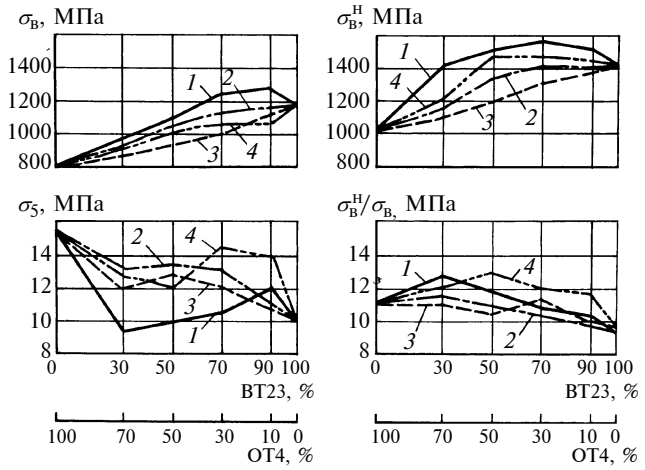


Рис. 3. Механические свойства пакетов из листов ВТ2В + + ОТ4 при осевом растяжении:
1 — ОТ4 + ВТ23 + ОТ4; *2* — ОТ4 + ВТ23 + ОТ4 + ВТ23 + ОТ4; *3* — ВТ23 + ОТ4 + ВТ23 + ОТ4 + ВТ23; *4* — ОТ4 + ВТ23 + + ОТ4 + ВТ23 + ОТ4 + ВТ23 + ОТ4

можных трещин, образующихся или имеющихся в высокопрочных листах металла. Замедленное развитие трещин ведет к повышению доли равномерной пластической деформации высокопрочных титановых сплавов. Если отсутствует прочное соединение или нарушено сцепление между листами, то их независимое нагружение может снизить механические свойства пакета.

Уменьшение толщины одной мягкой составляющей (рис. 3) в трехслойной композиции при увеличении толщины высокопрочной составляющей до 90 % приводит к повышению пластичности; то же наблюдается и при уменьшении толщины высокопрочной составляющей. Пятислойные композиции с мягкими составляющими обладают более высокими прочностью и пластичностью, чем композиции с высокопрочными верхними слоями. Пластичность композиционного материала занимает промежуточное положение между пластичностями высоко- и низкопрочной составляющих, однако эта зависимость далека от прямолинейной.

Увеличение мягкой составляющей в многослойной композиции, с одной стороны, снижает ее механические свойства из-за различия пределов упругости материалов и перегрузки высокопрочной составляющей на последних стадиях нагружения, с другой — препятствует хрупкому разрушению и способствует повышению прочности и пластичности. Испытания образцов с двусторонним поверхностным надрезом показали, что в отожженном состоянии максимальную прочность имеет трехслойная композиция с 70 % высокопрочной составляющей ($\sigma_в^н$ = 1550 МПа) и семислойные с 50 и 70 % высокопрочной составляющей ($\sigma_в^н$ = 1450 МПа).

Следовательно, с увеличением числа слоев и уменьшением толщины высокопрочного слоя пластичность композиции повышается.

На основании проведенных исследований установлено, что толщина высокопрочного слоя в композиции должна быть меньше критической длины трещины при данном методе испытания, так как в противном случае начавшееся лавинное разрушение в высокопрочном слое не может быть остановлено на границе с мягким слоем. Способность локализации трещины на какой-то стадии ее развития в композиции зависит также от механических свойств мягкой составляющей, от ее способности оказывать пластифицирующее действие на высокопрочную составляющую.

Композиционный материал толщиной 6 мм, состоящий из трех высокопрочных слоев сплава ВТ14 или ВТ23 (объемное содержание 80 %) и четырех высокопластичных слоев сплава ОТ4, обладает большей, чем монолитные листы, технологической пластичностью при штамповке, большим упрочнением при двухосном растяжении ($\sigma_{в.к}/\sigma_в$ = 1,2 вместо 1,05 у монолита в термически упрочненном состоянии, где $\sigma_{в.к}$ — предел прочности при двухосном растяжении), большей конструкционной прочностью и большей надежностью при циклических нагрузках.

Основы текстурного упрочнения титановых сплавов

Листы, применяемые в термически упрочненном состоянии, следует располагать при изготовлении конструкции таким образом, чтобы максимальные напряжения были ориентированы в направлении, перпендикулярном к направлению прокатки (волокна). Для цилиндрической емкости направление прокатки должно быть направлено вдоль оси; в этом случае максимальные напряжения в конструкции будут перпендикулярны волокну и совпадут с направлением действия максимальных тангенциальных напряжений.

Перспективно использовать материал с определенной объемной анизотропией. Так, повышение прочности листового полуфабриката в направлении, перпендикулярном к плоскости листа, по сравнению с прочностью в плоскости листа сопровождается повышением прочности при двухосном растяжении и конструкционной прочности. Термопластическая обработка, создающая полезную анизотропию механических свойств, называется текстурным упрочнением.

Увеличение числа проходов прокатки и уменьшение степени деформации сплава ВТ14 за проход с 20 до 5 ÷ 10 % (суммарная деформация ≈ 70 %) при температуре на 200 ÷ 250 °С ниже температуры полиморфного превращения ($T_{п.п}$) приводит к усилению текстуры нецентрального базисного типа с малым углом отклонения от нормали к плоскости листа. Уменьшение скорости и объема деформации за проход снижает вероятность двойникования и благоприятствует развитию текстуры базисного ти-

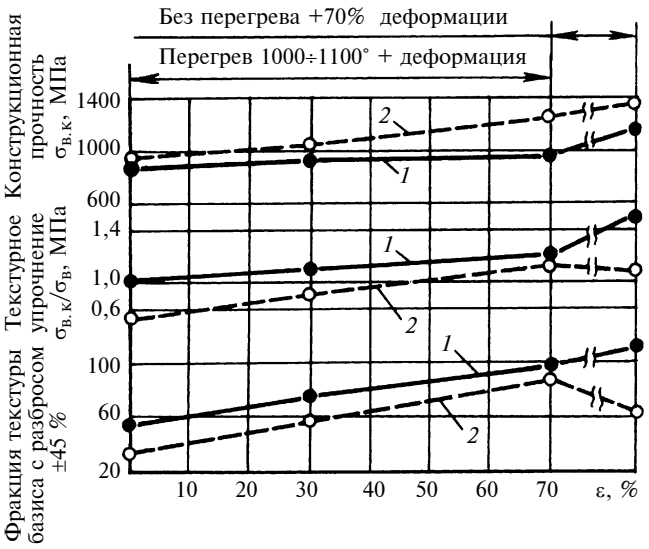


Рис. 4. Влияние деформации ε на текстуру и прочность при двухосном растяжении сплавов:
1 — ВТ5-1, отжиг 750 °С; *2* — ВТ14, закалка с 880 °С + старение при 520 °С — 10 ч; перегрев 1000÷1100 °С + деформация с нагревом

па α-фазы и уменьшению угла ее отклонения. При перекрестной дробной прокатке получена в 1,5÷2 раза большая фракция базисной текстуры, чем при стандартной прокатке (≈ 70 %) с равной суммарной степенью деформации.

Оптимальным режимом недробной прокатки (α + β)-сплава ВТ14 с деформацией 15÷25 % за проход является нагрев в области критической температуры ($T_{п.п}$ = 150 °С) и последующая 70 %-я деформация.

Увеличение фракции текстуры базиса показало хорошую корреляцию с повышением коэффициента упрочнения при двухосном нагружении ($\sigma_{в.к}/\sigma_в$). Увеличение фракции текстуры базисного типа до 90 % в α-сплаве ВТ5-1 за счет совершенной базисной текстуры центрального типа сопровождается повышением на 45 % прочности при двухосном растяжении и конструкционной прочности по сравнению с прочностью при одноосном растяжении (рис. 4). В листах (α + β)-сплава ВТ14 с отклоненной базисной текстурой текстурное упрочнение невелико и коэффициент его составляет 1,15 при фракции базиса α-фазы в сплаве, равной 70 % (разброс ±45 %); еще меньшее (1,13) текстурное упрочнение наблюдается у β-сплава ВТ15.

Рекристаллизационный отжиг [при температуре (α + β)-области], нагрев под закалку и старение мало влияют на интенсивность и тип структуры α- и (α + β)-сплавов. Перегрев выше температуры α ↔ β-превращения радикально меняет текстуру сплавов, ухудшает ее, приводя к появлению новых пирамидальных и призматических компонентов текстуры превращений α-фазы. Совершенная базисная текстура в отожженных листах α-сплавов (ВТ5-1) приводит к высокому эффекту упрочнения при двухосном нагружении. Отклоненная базисная текстура (α + β)-сплавов не дает значительного эффекта текстурного упрочнения в отожженных и дисперсионно-упрочненных листах. Однако наличие ее необходимо для предотвращения текстурного разупрочнения сплавов после упрочняющей термообработки и реализации результатов этой обработки в условиях двухосного нагружения.

Низкотемпературная термомеханическая обработка (закалка, холодная деформация, старение) сплава ВТ23 одновременно с улучшением механических свойств при одноосном растяжении повышает плотность текстуры базиса (до 2÷3 ед.) и обеспечивает больший эффект текстурного упрочнения (до 1,25).

Установлено развитие в плакировочном слое сплава ВТ1-0 не свойственной техническому титану сильной базисной текстуры (до значения полюсной плотности ≈ 20 ед.), что связано с особенностями течения этого слоя в паре с β-сплавом ВТ15, обладающим более высоким пределом текучести.

Анализ результатов испытаний отожженных шаровых баллонов, в которых материал испытывает симметричное двухосное растяжение, показал, что коэффициент текстурного упрочнения у баллонов из α-сплава ВТ5-1 равен 1,3, а у баллонов из (α + β)-сплавов ВТ14 и ВТ6С — 1,15.

Влияние термической и термомеханической обработки на конструкционную прочность титановых сплавов

Исследования влияния различных методов повышения конструкционной прочности при двухос-

Таблица 2

Режимы термообработки титановых сплавов

Сплав	Режим обработки	$\sigma_{в.к}$, МПа
ВТ14	Отжиг	850
	Закалка с 870÷910 °С в воде + старение при 480÷520 °С — 8 ч	1200
	ВТО: деформация 30÷75 % при 880÷920 °С, охлаждение в воде + старение при 480÷500 °С — 8 ч	1250
	НТМО: закалка с 880 °С, холодная деформация 15÷40 % + старение при 480÷500 °С — 8 ч	1250
ВТ15	Отжиг	900
	Закалка с 680 °С в воде + старение при 480 °С, 15÷20 ч + старение при 560 °С — 15 мин	1300
	ВТМО: деформация 40÷90 % при 800÷1050 °С, охлаждение в воде + старение при 480 °С — 5÷10 ч + старение при 500 °С — 15 мин	1400
	НТМО: холодная деформация 30÷50 % + старение при 480 °С — 5÷10 ч + старение при 560 °С — 15 мин	1400
ВТ23	Отжиг	1100
	Закалка с 780÷800 °С + старение при 450÷480 °С — 10 ч	1450

ном растяжении титановых сплавов позволили выбрать сплавы, режимы термической (ТО) и термомеханической (ТМО) обработок и технологию изготовления высокопрочных оболочек и корпусов: предложены сплавы ВТ14, ВТ15, ВТ23 и разработаны режимы их ТО и ТМО (табл. 2), гарантирующие прочность от 900 до 1450 МПа.

Применение титановых сплавов

Разработанные легированные титановые сплавы с применением ТО и ТМО, а также текстурного упрочнения, технологии производства и применения сплавов успешно реализованы при создании более 100 конструкций летательных аппаратов в авиакосмической и ракетной технике [5—7].

Конструкционный комплексно-легированный титановый сплав ВТ23 нашел широкое применение при создании ракетно-космического комплекса "Энергия—Буран". Из сплава ВТ23 изготовлены сотовые панели (фольга), обшивка (листы), шпангоуты, балки, лонжероны и стыковочные узлы из плит поковок и штамповок [6].

В космическом корабле "Астрон" (РФ) применен сплав ВТ23 для изготовления шаровых баллонов путем сверхпластической деформации, сварки и термического упрочнения. Шаровые баллоны обладают высокой конструкционной прочностью $\sigma_{в.к} \geqslant 1250$ МПа [8]. Следует отметить, что баллоны такого типа могут быть выполнены с внешним армированием.

В сверхзвуковом пассажирском самолете Ту-144 широко применен сплав ВТ6Ч при изготовлении монолитных и сварных конструкций. Из титановых сплавов изготовлены балки, кронштейны, перегородки и другие детали.

В маневренном самолете Су-27 монолитные и сварные силовые конструкции изготовлены из сплава ВТ20. Для изготовления люков и обшивки применен сплав ОТ4-1. Применены также сплавы ОТ4 и ВТ3-1. Ракеты специального назначения сделаны из сплава ВТ14 в термически упрочненном состоянии, при этом масса узлов ракет, выполненных из сплава ВТ14 в термически упрочненном состоянии, составляет 90 % от общей массы.

В гидросамолете Бе-200 эффективно используется ряд титановых сплавов, в том числе и сплав ВТ23 в сварных конструкциях.

Успешно применен с высокой весовой эффективностью сплав ВТ23 для изготовления шасси спортивного самолета Су-29, а также шасси самолетов Су-26, Су-31, Су-31м, Су-31ск, Як-54 и Як-55. Из сплава ВТ23 с применением высокоскоростной закалки и старения изготовлены шасси рессорного типа с $\sigma_в \geqslant 1250$ МПа, а также хвостовые шасси и закладные элементы для композиционных конструкций.

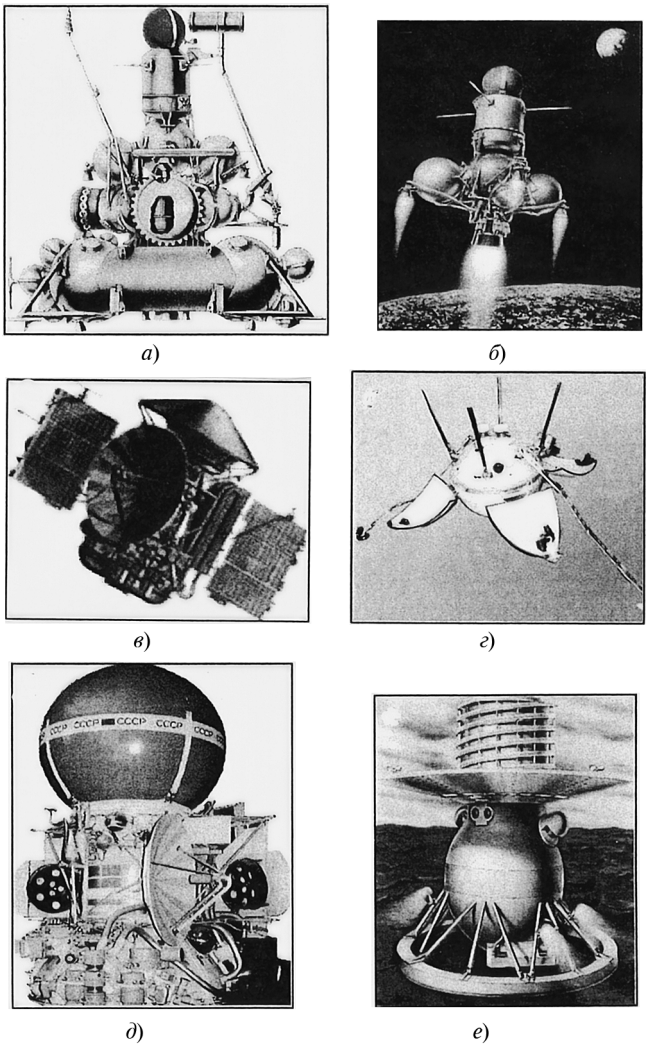


Рис. 5. Применение титановых сплавов в космической технике

Конструкционные титановые сплавы, технологические процессы производства полуфабрикатов и технологии применения успешно реализованы при создании космической техники.

Титановые сплавы ВТ14 и ВТ6С в термически упрочненном состоянии применены при создании космического и спускаемого аппаратов "Луна" (рис. 5, *а*, *б*). При создании космического и спускаемого аппаратов "Марс" (рис. 5, *в*, *г*) применены сплавы ВТ14, ВТ16, ВТ6С, высокотемпературная термомеханическая обработка, местный отжиг сварных соединений в утолщенных зонах.

В космическом и спускаемом аппаратах "Венера" (рис. 5, *д*, *е*) применены сплавы ВТ14 и ВТ6С и присадочная проволока для сварки ВТ2св, а также различные методы упрочняющих ТО и ТМО. Следует отметить, что масса титановых конструкций в спускаемом аппарате "Венера" составила 96 %, что является максимальным использованием титановых сплавов в конструкциях.

Автором статьи созданы теоретические и практические основы реализации высокой и сверхвы-

сокой конструкционной прочности и разработана серия сплавов простых и сложных систем легирования с α-структурой (ВТ1-0, ВТ1-00, ВТ1св, ВТ2св, ВТ5-1, ВТ5-1кт); псевдо-α-структурой (ОТ4-0, ОТ4-1, ОТ4, ОТ4-2, ВТ20, ВТ18Ул, ВТ38); (α + β)-структурой (ВТ23, ВТ23Л, ВТ23К, ВТ23М, ВТ23св1, ВТ23св2, ВТ43, ВТ6, ВТ6С, ВТ6Ч, ВТ14, ВТ15, ВТ16, ВТ17св) и β-структурой (ВТ15, ВТ15-1, ВТ19, ВТ19-1).

Научное и практическое обоснование изложенного в статье материала представлено в опубликованных автором четырех монографиях и научных статьях (более 200). Приоритет разработок подтвержден 334 авторскими свидетельствами и патентами, более 200 из которых внедрены, а 74 вошли в состав лицензий, проданных за рубеж.

Заключение

В процессе научной и практической работы по проблеме "Конструкционные и специальные титановые сплавы" автором статьи решены теоретические и практические задачи повышения конструкционной прочности и разработаны [7—11]: теория комплексного макро- и микролегирования титановых сплавов; серия комплексно-легированных высокопрочных свариваемых титановых сплавов универсального применения; теория легирования присадочных материалов для сварки титановых сплавов [10]; серия присадочных материалов, обеспечивших высокую прочность сварных соединений; основы термической обработки конструкционных титановых сплавов и новые процессы двух-, трех- и четырехстадийных упрочняющих ТО с использованием высокоскоростной и градиентной закалок; теория ТМО титановых сплавов и технологические схемы и способы ее осуществления; технологические процессы низкотемпературной (НТМО), высокотемпературной (ВТМО), предварительной (ПТМО) и комбинированной (ВНТМО) ТМО, обеспечивающие повышение конструкционной прочности и трещиностойкости, а также надежности работы конструкций на $20 \div 40$ %; новые процессы изготовления полуфабрикатов, обеспечивающие заданную кристаллографическую текстуру и повышение прочности при двухосном растяжении на $15 \div 40$ %; перспективные направления и теория создания композиционных материалов на основе титана с высоким уровнем прочности и удельной прочностью $\sigma_{в.к}/\gamma = 48 \div 50$ км; макротеория текстурного упрочнения титановых сплавов, практическая реализация которой обеспечила повышение коэффициента запаса конструкционной прочности микроструктуры и получение заданных уровней механических свойств и эксплуатационных характеристик сплавов ВТ23 ($\sigma_в \geqslant 1100$ МПа), ВТ23М ($\sigma_в \geqslant 1150$ МПа) и ВТ43 ($\sigma_в \geqslant 1250$ МПа), а также сплавов ВТ5-1, ВТ6, ВТ14, ВТ15, ВТ19, ВТ18У, ВТ38 и др. (сплав ВТ43 может быть термически и термомеханически упрочнен до рекордного в мире уровня прочности — > 2100 МПа); служебные характеристики конструкционных титановых сплавов ВТ23, ВТ23М, ВТ43, ВТ19, ВТ19-1, ВТ18У, ВТ38 и др.; технологические процессы производства монолитных и сварных конструкций из них.

В статье приведены примеры эффективного применения созданных сплавов и процессов в самолетах, космических аппаратах и ракетах (достигнуто снижение массы конструкций на $20 \div 30$ %, повышение их ресурса в $3 \div 5$ раз и эксплуатационной надежности на $25 \div 35$ %, а также снижение стоимости конструкций на $15 \div 20$ %).

По рассмотренной в статье проблеме автором разработаны 24 промышленных и опытно-промышленных сплава, 7 композиционных материалов на основе титана и 230 технологических процессов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хорев А. И.** Комплексное легирование и термомеханическая обработка титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1979. 228 с.
2. **Хорев А. И.** Современные методы повышения конструкционной прочности титановых сплавов. М.: Воениздат, 1979. 256 с.
3. **Хорев А. И.** Опыт применения титановых сплавов в народном хозяйстве. М.: ЦНИИТЭМС, 1977. 37 с.
4. **Металловедение** титана и его сплавов / С. П. Белов, А. И. Хорев, М. А. Хорев и др. М.: Металлургия, 1992. 352 с.
5. **Хорев А. И.** Титановые сплавы для авиакосмической техники и перспективы их развития //Авиационные материалы и технологии. Юбилейный сб. тр., посвященный 70-летию ВИАМ. 2002. С. 11—32.
6. **Хорев А. И.** Титан — это авиация больших скоростей и космонавтика // Технология легких сплавов. 2002. № 4. С. 92—97.
7. **Хорев А. И.** Механические свойства сварных соединений (α + β)- и β-титановых сплавов // Цветные металлы. 2006. № 1. С. 77—83.
8. **Хорев А. И.** Титановый сплав ВТ23 и его сравнение с лучшими зарубежными сплавами // Титан. 2006. № 1 (18). С. 47—52.
9. **Хорев А. И.** Основы создания слоистых композиционных материалов из титановых сплавов // Вестник машиностроения. 2008. № 5. С. 32—35.
10. **Хорев М. А.** Структурно-фазовое состояние и надежность сварных соединений титановых сплавов. М.: НПО ВИАМ, 1991. 107 с.
11. **Хорев А. И.** Разработка титановых сплавов методом комплексного легирования // Физико-химическая механика материалов. 2006. Т. 42. № 5. С. 45—50.
12. **Хорев А. И.** Создание теории комплексного легирования и разработка титанового сплава ВТ23 универсального применения // Вестник машиностроения. 2006. № 9. С. 40—46.
13. **Хорев А. И.** Теория и практика разработки конструктивных слоистых материалов из титановых сплавов // Тр. Междунар. конф. "Ti-2006". С. 336—341.
14. **Хорев А. И.** Влияние комплексного легирования на механические свойства сварных соединений и основного металла (α + β)- и β-титановых сплавов // Технология машиностроения. 2007. № 2. С. 29—34.

Цикл статей
"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"
(под общей редакцией академика Российской академии космонавтики и Российской инженерной академии, д-ра техн. наук Ю. Н. Дроздова)

УДК 621.822

А. В. ОРЛОВ, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН)

Износ шарикоподшипника с учетом реальных условий нагружения

Изложена методика расчета износа шарикоподшипника в соответствии с действительным числом и уровнем нагружений наиболее изнашивающегося его элемента. Дано сравнение полученных данных с результатами расчета традиционным методом.

Ключевые слова: износ, действительные условия нагружения, сравнение с традиционным расчетом.

A calculation procedure of a ball bearing wear-out in consistent with real number and loading levels its major-wearing part has been stated. The calculated data are compared with that obtained by the traditional calculation method.

Keywords: wear-out, real loading conditions, comparison with the traditional calculation.

При работе подшипника отдельные его элементы — внутреннее кольцо, тела качения, наружное кольцо — совершают сложное движение относительно друг друга, в результате которого на каждый из них приходится различное число нагружений за один и тот же промежуток времени. Вместе с тем расчет опор качения как на износ, так и по признаку контактной прочности ведется, как правило, из предположения, что одному обороту вращающегося кольца, которое обычно является наиболее повреждаемым, соответствует один его силовой контакт с телом качения. Такой подход с достаточным основанием можно назвать условным. Поэтому представляет серьезный практический интерес оценка уровня погрешности, которая вызывается этим допущением.

Логично предположить, что существует определенная периодичность нагружения отдельных элементов подшипника, зависящая от его конструкции и условий работы. Для проверки этого предположения проследим последовательность контактов некоторого произвольно выбранного сечения кольца с телами качения и найдем соответствующие им нагрузки.

Положение и число зон нагружения. Решение этой задачи рассмотрим на примере некоторого конкретного подшипника, например типоразмера 307, применительно к наиболее часто встречающемуся случаю — вращению внутреннего кольца.

Примем следующие обозначения: Q — общая нагрузка на подшипник; Q_i — нагрузка на i-й контакт внутреннего кольца с шаром, расположенным под углом γ_i к оси OX (рис. 1); $n_к$ и $n_с$ — частоты вращения внутреннего кольца и сепаратора, мин$^{-1}$; d и D' — диаметры беговых дорожек внутреннего и наружного колец, мм; d_w — диаметр шара, мм; z — число шаров; $k = n_с/n_к$ — отношение частот вращения сепаратора и внутреннего кольца; O_1X — ось симметрии подшипника, совпадающая с вектором внешней нагрузки Q; D — диаметр сечения внутреннего кольца, для которого определяются нагрузка R и число его контактов с шарами; i — порядковый номер контакта сечения D с одним из шаров; α_i — накопленное угловое расстояние между исходной точкой O_1 и сечением D в момент i-го контакта; γ_i — угол между осью O_1X и радиус-вектором точки i-го контакта сечения D с очередным шаром (принимается со знаком "+" слева от оси O_1X и со знаком "−" справа); m — порядковый номер оборота кольца в рассматриваемый момент; $\beta = 2\pi/z$ — угловой шаг шаров.

Сечение D выбрано произвольно, с учетом того, что при длительной работе условия накопления усталостных повреждений в материале вращающегося кольца и условия его изнашивания одинаковы по всей окружности беговой дорожки. Принимаем, что в начальный момент работы это сечение находит-

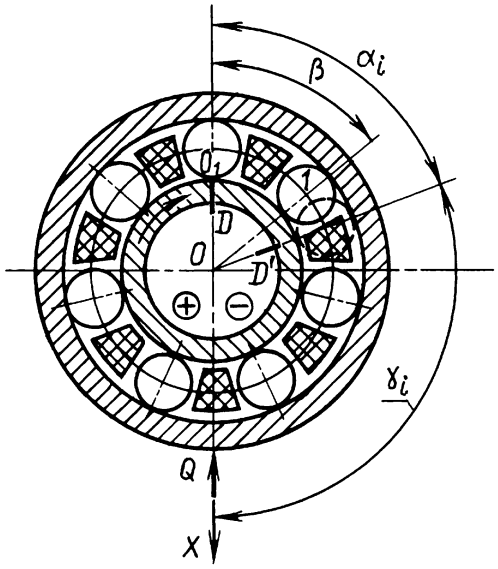


Рис. 1. Положения сечения D кольца

ся в контакте с одним из z шаров, расположенным в верхней точке O_1 кольца на оси O_1X (см. рис. 1). Контакт этого сечения с шаром *1* ($i = 1$) произойдет после поворота кольца на угловой шаг β плюс угол поворота β ($n_с/n_к$) сепаратора относительно начального его положения за это же время в том же направлении, т. е. на первом обороте:

$$\alpha_1 = \frac{2\pi}{z}\left(1 + \frac{n_с}{n_к}\right). \qquad (1)$$

Соответственно для i-го контакта получим:

$$\alpha_i = \frac{360}{z}\left(1 + \frac{n_с}{n_к}\right) i. \qquad (2)$$

Как видно из уравнений (1), (2) и рис. 1, на обороте m для контакта i угол

$$\gamma_i = \alpha_i - 360m + 180 = \alpha_i - 360(m - 0{,}5) \qquad (3)$$

или $\gamma_i = \frac{360}{z}\left(1 + \frac{n_с}{n_к}\right) i - 360(m - 0{,}5)$.

Здесь угол α_i отсчитывается от вертикали OO_1 в направлении вращения внутреннего кольца, угол γ_i — от оси OX в том же направлении, причем справа от нее угол γ_i принимается отрицательным, слева — положительным. Для подшипника 307 с параметрами $d = 43{,}212$ мм, $D' = 71{,}788$ мм, $d_w = 14{,}288$ мм диаметр по центрам шаров $d_m = 57{,}5$ мм. Согласно работе [1], в данном случае $n_с = 0{,}5n_к(1 - d_w/d_m) = 0{,}376n_к$, $\alpha_i = \frac{360}{7}(1 + n_с/n_к)i = 70{,}7i$ и в соответствии с формулой (3) $\gamma_i = 70{,}7i - 360(m - 0{,}5)$.

Во время вращения сечение D кольца последовательно вступает в контакт с шарами подшипника при разных углах γ_i, причем с каждым оборотом эти углы, а следовательно, и нагрузки на контакт меняются. На данном этапе необходимо определить то число N оборотов кольца, после которого заканчивается некоторый условный цикл работы подшипника и картина нагружения с небольшими отклонениями практически повторяется, а также найти число контактов в нагруженной зоне за время этого цикла и соответствующие им углы γ_i контакта. В табл. 1 приведены фрагменты результатов расчета по зависимостям (2) и (3), из которых видно, что повторяемость углов положения нагруженных контактов (в пределах ±90° с отклонением не более 2°) начинается на 12-м обороте кольца, т. е. их положение на 12-м обороте практически соответствует положению на 1-м, положение на 13-м — на 2-м и т. д. Следовательно, для подшипника 307 один цикл нагружения $N = 11$ оборотам. Аналогичный расчет был выполнен для подшипника 211 ($d = 63{,}212$ мм, $d_w = 14{,}288$ мм, $z = 10$, $d_m = 77{,}5$ мм). В этом случае цикл нагружения составил 10 оборотов.

В первой графе табл. 2 приведены абсолютные значения угла γ_i контакта для всех нагружений за

Таблица 1

Положение точек нагруженного контакта сечения *D* внутреннего кольца подшипника 307 с одним из шаров

m	i	α_i°	γ_i°
1	2 3	141 212	−39 32
2	7 8	495 566	−45 26
3	12 13	848 919	−52 19
4	17 18 19	1202 1273 1343	−58 13 83
5	22 23	1555 1626	−65 6
6	27 28 29	1909 1980 2050	−71 0 70
7	32 33 34	2262 2333 2404	−78 7 64
8	37 39 39	2616 2687 2757	−84 −13 57
9	43 44	3040 3111	−20 51
10	48 49	3394 3464	−26 44
11	53 54	3747 3818	−33 38
12	58 59	4101 4171	−39 31
13	63 64	4454 4525	−46 25
14	68 69 70	4808 4878 4949	−52 18 89
15	73 74 75	5161 5232 5303	−59 12 83
16	78 79 80	5515 5585 5656	−65 5 76

один цикл работы подшипника 307 при $Q = 1400$ Н и зазоре 0,08 мм, разбитые на несколько групп для облегчения анализа и уменьшения трудоемкости расчетов. Принятое разделение дает максимальную ошибку в определении Q_i от 0,1 до 8 % в наиболее нагруженной зоне ($\gamma_i = 0 \div 40°$) и до 20 % на остальном участке рабочей поверхности кольца. При необходимости точность расчета может быть повышена путем разбиения полученных данных на более мелкие группы.

Пара трения "кольцо—шар" не имеет жесткой кинематической связи, поэтому возможно проскальзывание комплекта тел качения относительно вращающегося кольца. Чтобы оценить возможное расхождение распределения нагрузки, возникающее в результате проскальзывания, с расчетным,

Таблица 2

Число нагружений и величина нагрузки контакта сечения *D* внутреннего кольца подшипника 307

$\lvert\gamma_i^\circ\rvert$	Зазор Z_i, мм	Q_i, Н	Число n_i нагружений при угле α_0		
			0	26°	30°
0 ± 5	0	9119	1	1	2
10^{+5}_{-4}	0,00015	8884	4	4	3
20^{+5}_{-4}	0,00060	8199	2	2	3
30^{+5}_{-4}	0,00134	7120	4	4	3
40^{+5}_{-4}	0,00234	5740	4	4	2
50^{+5}_{-4}	0,00350	4191	2	2	4
60^{+5}_{-4}	0,00500	2595	4	4	3
70^{+5}_{-4}	0,00658	1163	2	2	3
80^{+5}_{-4}	0,00827	141	1	1	1
88^{+2}_{-2}	0,00965	≈0	—	—	—
Общее число нагружений за 1 цикл			24	24	24

показанным в табл. 1 и 2 (графа $\alpha_0 = 0$), сместим полученную картину нагружения за весь цикл работы вперед в направлении вращения на половину углового шага — в данном случае на 26°. Последовательность нагружений одним и тем же усилием на разных оборотах внутри цикла меняется, но число этих нагружений остается тем же (см. графу $\alpha_0 = 26°$ табл. 2). При $\alpha_0 = 30°$ картина нагружения несколько видоизменяется, но в целом сохраняется прежняя закономерность. Для сравнения степени повреждаемости материала рабочих поверхностей в этих трех случаях необходимо вначале определить конкретные значения нагрузок на каждом из контактов.

Нагрузка на контактах. Согласно существующим рекомендациям [2] нагрузка на наиболее нагруженном шаре, расположенном на линии действия внешней нагрузки Q, определяется зависимостью $Q_0 = K'Q/z$. Здесь принимаем коэффициент $K' = 4{,}37$ при отсутствии зазора $K' = 5$ в подшипнике с регламентированным зазором, соответствующим нормам, на i-м шаре, расположенном под углом γ_i, к вектору нагрузки, $Q_i = Q_0\cos^{3/2}\gamma_i$.

Наиболее общим является асимметричное расположение тел качения относительно вектора Q. В этом случае для определения нагрузки на них можно воспользоваться данными, приведенными в работе [3]. Если эксцентриситет колец подшипника равен e и зазор в нем, равный $2e$, образуется за счет уменьшения радиуса внутреннего кольца, то до нагружения зазор между этим кольцом и i-м шаром, расположенным под углом γ_i к вектору нагрузки

$$Z_i = \{[(r_2 - r_3)\cos\gamma_i - e]^2 + [(r_2 - r_3)\sin\gamma_i]^2\}^{1/2} - r_1 - r_3 + e. \quad (4)$$

Исходный эксцентриситет колец подшипника принимаем $e = 0{,}01$ мм.

Здесь r_1 и r_2 — номинальные (без учета износа и зазора $2e$) радиусы внутреннего и наружного колец по беговым дорожкам, r_3 — радиус шара. Износ учитывается членом e.

Согласно работе [3], нагрузка на шаре i:

$$Q_i = \left(\frac{\delta_0\cos\gamma_i - Z_i}{C}\right)^{3/2}. \quad (5)$$

Найдем величины максимального взаимного упругого сближения δ_{01} и δ_{02} внутреннего и наружного колец по линии действия внешней нагрузки Q для двух в своем роде противоположных случаев (рис. 2, *а* и *б*) расположения тел качения относительно этой линии. Из условия совместности деформаций в обоих случаях справедлива зависимость

$$Q = \sum_{i=1}^{j-1}\left(\frac{\delta_0\cos\gamma_i - Z_i}{C}\right)^{3/2}\cos\gamma_i + \left(\frac{\delta_0\cos\gamma_i}{C}\right)^{3/2}\cos\gamma_i + \sum_{i=j+1}^{n}\left(\frac{\delta_0\cos\gamma_i - Z_i}{C}\right)^{3/2}\cos\gamma_i. \quad (6)$$

Здесь i — порядковый номер тела качения; n — общее число тел качения в зоне нагружения (точнее, в пределах $\gamma = \pm 90°$); j — номер тела качения, касающегося до нагружения обоих колец ($Z_j = 0$); C — суммарная упругая податливость сжимаемых тел на обоих контактах определяется зависимостью [4]:

$$C = C_1 + C_2 = [0{,}5n_\delta(2{,}25\eta^2\Sigma k)^{1/3}]_1 + [0{,}5\eta_\delta(2{,}25\eta^2\Sigma k)^{1/3}]_2, \quad (7)$$

на основании равенства

$$\delta = 0{,}5n_\delta(2{,}25\eta^2\Sigma k)^{1/3}Q^{2/3}. \quad (8)$$

Здесь η — характеристика упругих свойств материалов сжимаемых тел; n_δ — табличные коэффициенты; Σk — сумма кривизн поверхностей соприкасающихся деталей; 1 и 2 — индексы, относящиеся к контактам шара с кольцами *1* и *2*.

Расчет показывает, что для стальных шарикоподшипников при наиболее часто встречающемся отношении радиуса желоба к радиусу шара, равном 1,03, можно с ошибкой менее 10 % принимать

$$C = 33 \cdot 10^{-5}/r^{1/3}, \quad (9)$$

где r в миллиметрах.

Из равенств (7) и (8) для приведенных выше размеров деталей подшипника 307 при $\eta = 0{,}8465 \cdot 10^{-5}$ мм^2/Н находим $\delta_1 = 871 \cdot 10^{-7}Q^{2/3}$, $\delta_2 = 831 \cdot 10^{-7}Q^{2/3}$ и $C = C_1 + C_2 = 17{,}02 \cdot 10^{-5}$.

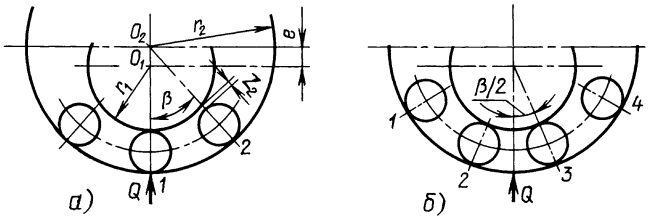


Рис. 2. Предельно различные положения шаров

Согласно равенству (9), $C = 17{,}14 \cdot 10^{-5}$, т. е. расхождение составляет 0,7 %. Нагрузки Q_i, найденные по зависимостям (5) и (6) для подшипника 307 при радиальной нагрузке $Q = 14\ 000$ Н, приведены в третьей графе табл. 2 и на рис. 3.

В положении на рис. 2, *а* $\gamma_1 = \gamma_3 = 360/7 \approx 52°$, $\cos\gamma_1 = 0{,}61566$, $\gamma_2 = 0$. Примем в подшипнике $Z = 20$ мкм, $e = 0{,}01$ мм. Согласно формуле (4) в этом случае зазоры между внутренним кольцом и шарами *1* и *3* составят $Z_1 = Z_3 = 0{,}003844$, между шаром *2* и кольцом — $Z_2 = 0$. Подставив полученные значения в уравнение (6) при $Q = 14\ 000$ Н и $C = 17{,}02 \cdot 10^{-5}$ мм/Н$^{2/3}$, найдем:

$$14000 = 451156[\delta_{01}^{3/2} + 2(\delta_{01}\cos\gamma_1 - 0{,}003844)^{3/2}\cos\gamma_1].$$

Методом последовательных приближений определяем, что $\delta_{01} = 0{,}0746$ мм.

В положении на рис. 2, *б* кольцо *1* опирается на шары *2* и *3*, поэтому $Z_2 = Z_3 = 0$, при этом $\gamma_2 = \gamma_3 = 26°$, $\gamma_1 = \gamma_4 = 78°$ и, в соответствии с уравнением (4), $Z_1 = Z_4 = 0{,}0769$. Уравнение (6) в этом случае приобретает вид:

$$14000 = 902312[\cos^{5/2}\gamma_2\delta_{02}^{3/2} + \\ + (\delta_{02}\cos\gamma_1 - 0{,}00769)^{3/2}\cos\gamma_1].$$

Отсюда $\delta_{02} = 0{,}0739$, т. е. относительное расхождение с δ_{01} составляет 1 %. Остальные положения тел качения являются промежуточными между двумя рассмотренными и расхождение между деформациями $h = (\delta_{01} - \delta_{02})/\delta_{01}$ будет меньше. С увеличением зазора в подшипнике h растет. Так, при $e = 0{,}03$, т. е. радиальном зазоре 60 мкм, для принятых условий $h = 6{,}5$ %. Это дает максимальную ошибку при определении Q_i по зависимости (5) не более 10 %, что подтверждает приемлемость предложенного метода для практических расчетов и в случаях значительных зазоров в подшипнике. Был рассмотрен подшипник с малым числом тел качения: $z = 7$. Для подшипников с бóльшим числом расхождение h будет меньше. При больших зазорах и малом числе z точность расчета может быть повышена использованием средней величины упругого сближения $\delta_{ср} = (\delta_{01} + \delta_{02})/2$.

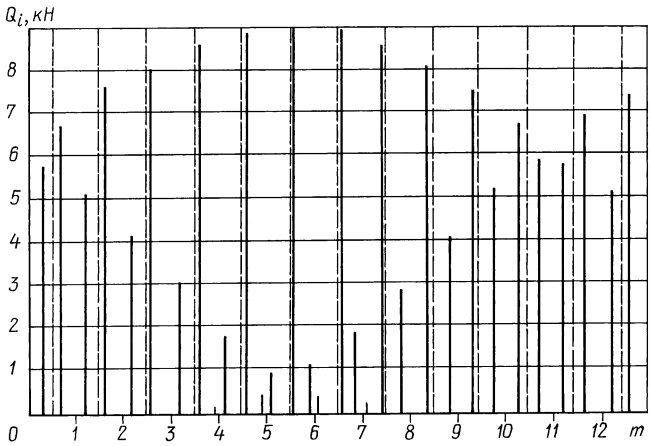


Рис. 3. Условное (----) и реальное (——) нагружения кольца за 1 цикл

Найденные значения нагрузки Q_i приведены в табл. 2.

Расчет износа при реальном и условном нагружениях. В соответствии с закономерностями процесса изнашивания принимаем износ

$$H = p^m S/q, \qquad (10)$$

где p — контактное давление; m — показатель, определяемый экспериментально; S — путь трения; q — коэффициент, учитывающий влияние сил трения, твердость и остаточное относительное удлинение материала после разрыва, а также шероховатость сопряженных поверхностей и условия работы подшипника [5, 6].

В случае подшипника качения задача несколько усложняется вследствие изменения в процессе его работы положения и нагруженности рабочей зоны и существенной неравномерности распределения давления вдоль обеих осей площадки контакта.

Рассмотрим контакт шара с внутренним кольцом шарикоподшипника (рис. 4). Здесь обозначены: a и b — большая и малая полуоси площадки контакта соответственно; p_0 — максимальное контактное давление; r и R — радиусы шара и желоба; $R_к$ — радиус кольца по дну желоба; x — абсцисса точки A, в которой определяется износ; O_3O_3 — мгновенная ось вращения шара относительно желоба; M—M — точки чистого качения; $\rho_ш$ и $\rho_к$ — расстояния осей вращения шара и кольца от мгновенной оси O_3O_3; δ_x — расстояние точки A от оси O_3O_3; c — половина расстояния M—M между точками чистого качения; $R_{шx}$ — расстояние точки A от оси O_1O_1 вращения шара; h_c и h_x — высота положения соответственно мгновенной оси и точки A над дном желоба.

Согласно зависимости, полученной на основании формулы (10) и формулы, приведенной в работе [7], износ кольца в сечении x площадки контакта в точке $y = 0$

$$H_x = \frac{\pi p_0^m b}{2qa^2}\,\frac{(a^2 - x^2)[(\rho_к + \delta_x)(\rho_ш/\rho_к) - \rho_ш + \delta_x]}{R_{шx}}. \qquad (11)$$

На данном этапе принимаем показатель степени $m = 1$ за отсутствием достоверных сведений об экспериментально проверенных его значениях применительно к конкретным условиям работы подшипниковых материалов. На данном этапе задача заключается в сравнительной оценке результатов расчета износа с учетом реального и условного нагружений при прочих равных исходных данных. Как видно из рис. 4, $h_c = r - (r_2 - c_2)^{1/2}$, $h_x = r - (r_2 - x_2)^{1/2}$, $\delta_x = h_x - h_c$, $\rho_ш = r - h_c$, $\rho_к = R_к + h_c$.

Для подшипника 307 при нагрузке на контакте $Q_1 = 9119$ Н согласно известным зависимостям [4] получим $a = 3{,}708$ мм, $b = 0{,}3253$ мм, $c = 0{,}348a = 1{,}290$ мм, $p_0 = 3610$ Н/мм^2. Радиус шара $r = 7{,}144$ мм, радиус кольца $R_к = 21{,}606$ мм. Под-

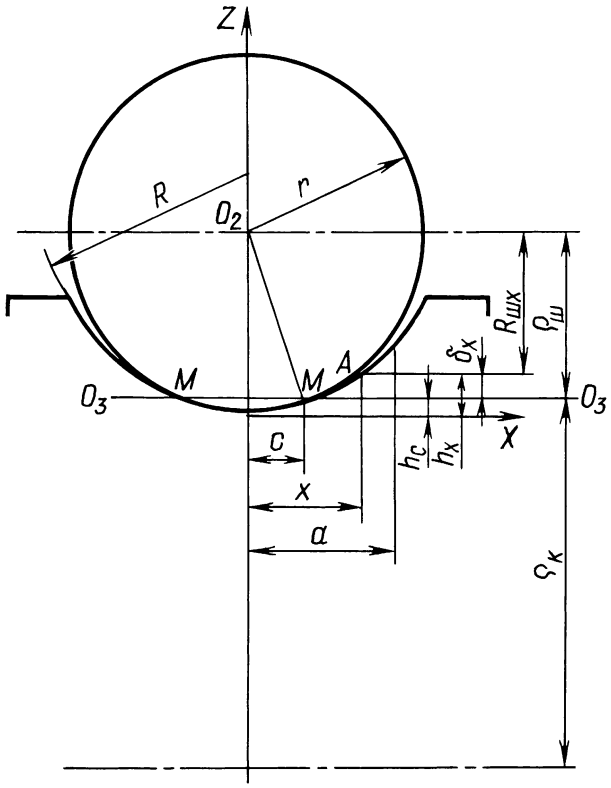


Рис. 4. Контакт шара с желобом

ставив приведенные значения в формулу (11) и умножив результат на $N = 11$, получим значения относительного износа $(Hq)_x$ беговой дорожки кольца в рассматриваемом сечении вдоль оси x за время одного цикла работы при заданной нагрузке (табл. 3, графа Q_i = const). Выполнив аналогичные расчеты для каждой из i ступеней нагрузки (см. табл. 2) при значениях $x = 0$; 0,3; 0,6, ..., a_i и просуммировав полученные значения $(Hq)_x$ для этих значений x с учетом кратности каждого нагружения, получим картину относительного износа сечении A беговой дорожки за время одного цикла работы подшипника (см. табл. 3). Здесь в графе Q_i = const приведены результаты расчетов, сделанных в предположении, что рассматриваемое сечение D при каждом обороте кольца претерпевает одно нагружение одним и тем же максимальным усилием, равным в данном случае 9119 Н. В графе $\alpha_0 = 0$ приведены значения суммарного износа в каждой из точек $x = 0$; 0,3; 0,6, ..., a_i этого сечения, полученные приведенным выше методом.

Как уже говорилось, в системе "вращающееся кольцо—комплект тел качения" неизбежно их проскальзывание относительно друг друга. Предположим, что в результате этого проскальзывания внутреннее кольцо за некоторое время ушло вперед относительно сепаратора в сравнении со своим исходным положением ($\alpha_0 = 0$) на угол 30°. Кривые $Hq = f(x)$ для $\alpha_0 = 0$ и $\alpha_0 = 30°$ практически совпадают друг с другом. Расчет для угла опережения $\alpha_0 = 26°$, равного половине углового шага шаров данного подшипника, также показывает близкое совпадение с первыми двумя кривыми, в том числе и по положению зоны минимального износа.

Долговечность по критерию контактной прочности. Согласно установленным в подшипникостроении нормам долговечность подшипника определяется зависимостью

$$L = K(C'/Q)^t, \qquad (12)$$

где K — коэффициент, зависящий от условий работы подшипника; C' —динамическая грузоподъемность подшипника; Q — приведенная нагрузка; t — показатель степени, для шариковых подшипников $t = 3$, для роликовых — 3,33.

Следовательно, повреждающее действие переменной нагрузки, вызываемое усталостными процессами и приводящее в конечном счете к выходу подшипника из строя, пропорционально сумме $\sum_{i=1}^{n} n_i Q_i^3$, где n_i — число нагружений каждой из ступеней нагрузки Q_i за рассматриваемый отрезок времени.

Поскольку за то же время подшипник претерпевает N' условных нагружений максимальным усилием $Q_{\max}$, то, учитывая прямую пропорциональность между общей нагрузкой на подшипнике и нагрузкой Q_i на контакте шара с кольцом, получаем отношение долговечности L_n при реальном нагружении к долговечности $L_{N'}$ при условном

$$U = L_n/L_{N'} = NQ_{\max}^3 / \sum_{i=1}^{n} n_i Q_i^3 .$$

Подставив в эту формулу из табл. 2 значения $Q_{\max}$, Q_i и n_i, найдем, что при $N = 11$ для $\alpha_0 = 0$ $U = 1{,}1772$, для $\alpha_0 = 26°$ $U = 1{,}1772$ и для $\alpha_0 = 30°$ $U = 1{,}1770$. Если в соответствии с обычно используемой зависимостью $Q_{\max} = 5Q/z$ принять $Q_{\max} = 5 \cdot 14\,000/7 = 10000N$, то получим $U = 1{,}34$.

Таблица 3

Значения относительного износа $\sum_{i=1}^{n} (Hq)_x = f(x)$ вдоль площадки контакта

x	Q_i = const	$\alpha_0 = 0$	$\alpha_0 = 30°$	$\alpha_0 = 26°$
0	435	522	510	522
0,3	409	467	480	467
0,6	332	391	390	391
0,9	211	215	200	215
1,2	53	82	86	82
1,5	127	270	260	270
1,8	316	477	446	477
2,1	498	675	651	675
2,4	640	761	739	761
2,7	709	757	728	757
3,0	771	621	615	621
3,3	106	71	77	71
3,6	36	17	20	17
3,7	0	0	0	0

Заключение. Элементом подшипника качения, наиболее подверженным изнашиваю и риску контактного разрушения, является его вращающееся кольцо, поскольку на нем кроме нормальных действуют высокие тангенциальные нагрузки, преодолевающие сопротивление вращению подшипника [8]. Современными методиками расчета на износ и контактную прочность принимается, что одному обороту кольца соответствует одно его нагружение [7, 9, 10, 11]. В действительности число реальных нагружений вращающегося внутреннего кольца примерно вдвое больше числа его оборотов за один и тот же промежуток времени. Однако суммарный износ наиболее нагруженного (среднего) участка беговой дорожки, определенный с учетом реальных условий нагружения, сравнительно мал, порядка 20 %, т. е. выше определяемого по упомянутым методикам. Объясняется это меньшим уровнем большинства реальных нагружений в сравнении с максимальным, который в настоящее время вводится в расчет. Если в формуле (11) принять показатель степени $m = 2$, то разница станет еще меньше. В частности, в рассмотренном выше случае при $m = 2$ она составляет 10 %.

Показанные на рис. 5 кривые $(Hq)_x = f(x)$ получены в предположении постоянства коэффициента трения скольжения по всей площадке контакта. Согласно данным Ю. Н. Дроздова [12], этот коэффициент обратно пропорционален скорости скольжения $V_{\text{ск}}^{0,2}$ и прямо пропорционален контактному давлению $p^{0,02}$. Для подшипника 307 при нагрузке на шаре 9,1 кН (см. табл. 2) соотношение давлений у концов ($x = 3$) и по середине площадки контакта ($x = 0$) равно 0,59, а скоростей скольжения — 4,56. Соответственно, коэффициент трения у краев беговой дорожки на 27 % меньше, чем посередине. При этом надо иметь в виду, что зависимости для коэффициента трения в случаях однонаправленного и дифференциального скольжения могут не совпадать в силу различия условий образования и сохранения масляной пленки между сопряженными поверхностями. Подтверждением сравнительно малого изменения коэффициента трения в пределах площадки контакта применительно к рассматриваемым условиям является также близкое совпадение расчетного положения мгновенной оси вращения шара, полученного в предположении постоянства его значения [13], с результатами экспериментальных исследований [14].

На расчетной эпюре износа обращает на себя внимание пик у краев беговой дорожки. На профилограммах беговой дорожки шарика, работавшего одним пояском в подшипнике, нагруженном постоянной радиальной нагрузкой, этого пика нет (есть только небольшие углубления за пределами среднего участка контакта [7]). Отчасти такое различие может быть объяснено меньшим коэффициентом трения в зонах бóльших скоростей скольжения. Но второй и, видимо, основной причиной яв-

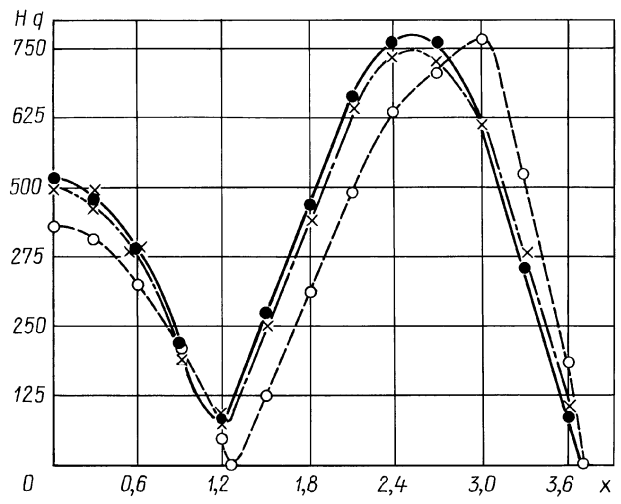


Рис. 5. Износ беговой дорожки кольца за 1 цикл:

--○-- — $\sum_{1}^{11} h_i$ — износ, определенный по традиционной методике; —●— — $\alpha_0 = 0$; -·-×-·- — $\alpha_0 = 30°$

ляется пластическое деформирование поверхностных слоев материала и оттеснение его в менее нагруженную зону в условиях качения при резко неравномерном распределении давления по площадке контакта [15]. На кольцах подшипников, работавших в среде, вызывающей повышенное изнашивание, второй пик просматривается вполне отчетливо [10].

Значения расчетной долговечности по критерию контактной прочности, полученные с учетом реальных и условных нагружений, очень мало (в рассмотренном случае на 18 %) отличаются друг от друга благодаря правильному выбору на основе многочисленных экспериментальных данных и опыта работы показателя степени при нагрузке на подшипнике [9].

Число и уровень нагружений вращающегося наружного кольца, а также шаров (роликов) могут быть определены приведенным выше методом в соответствии с конструкцией подшипника и видом нагрузки на него.

Разумеется, проскальзывание комплекта тел качения относительно вращающегося кольца неизбежно и, как показывает расчет, оно несколько смещает картину нагружения внутри цикла, но изменяет его общее повреждающее действие лишь незначительно.

Как было показано выше, реальные условия нагружения несущих деталей подшипников значительно отличаются от принимаемых в расчет современными методиками. Но в силу названных причин это различие не приводит к серьезным ошибкам. Приведенные данные позволяют с уверенностью судить о достоверности полученных результатов и могут способствовать их уточнению.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пальмгрен А.** Шариковые и роликовые подшипники. М.: Машгиз, 1949. 124 с.

УДК 621.74.04

И. Г. САПЧЕНКО, С. Г. ЖИЛИН, кандидаты технических наук
(Институт машиноведения и металлургии ДВО РАН)

Технологические особенности повышения стойкости оболочковых форм при литье по выплавляемым моделям[1]

Разработаны методы получения пористых оболочковых форм с управлением параметрами пористости и напряженно-деформированным состоянием. Обоснована предпочтительность расположения пористости, выявлен характер распределения напряжений в структурах форм, наиболее вероятные участки релаксации напряжений и разрушения оболочек. Экспериментально установлен характер изменения гидродинамического давления при заливке формы с зумпфом в виде половины тора, позволяющим снизить гидродинамическое воздействие струи металла при заливке и получать отливки, не требующие дополнительной механической обработки.

Ключевые слова: литье по выплавляемым моделям, оболочковые формы, отливки, пористость, напряженно-деформированное состояние, релаксация напряжений, гидравлический удар, зумпф.

Methods of obtaining of porous shell molds with controllable parameters of porosity and the deflected mode have been elaborated. Preferable porosity arrangement has been stated, stress distribution character in the shell molds structures and most probable sections of the stresses relaxation and shells destruction have been revealed. It was ascertained experimentally the change character of hydrodynamic pressure at pouring of the form with a sump in view of halfpart of a tore, allowing to lower the hydrodynamic effect of the metal jet at the pouring and to obtain the casts, not required of additional machining.

Keywords: consumable pattern casting, shell molds, casts, porosity, the deflected mode, stresses relaxation, hydraulic shock, a sump.

Повышение эффективности производства и конкурентоспособности продукции, получаемой литьем по выплавляемым моделям (ЛВМ), возможно путем усовершенствования и стабилизации технологических процессов, обеспечивающих получение изделий с задаваемыми свойствами.

При заливке керамических оболочковых форм (КОФ) расплавленным металлом как с опорным наполнителем (ОН), так и без него часто имеет место брак отливок: неметаллические включения (фрагменты КОФ) на поверхности и в теле; поверхностные заусенцы и гребешки; металлические наросты различной формы. Кроме того, существует опасность разрушения оболочки в результате дей-

[1] Работа выполнена при участии канд. техн. наук С. А. Некрасова.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 29)

2. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
3. **Орлов А. В.** Влияние износа на работоспособность опор качения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 5. С. 71—79.
4. **Макушин В. М.** Упругие перемещения и напряженное состояние в местах силового контакта деталей // Расчеты на прочность в машиностроении. Т. 2. М.: Машгиз, 1958. С. 386—486.
5. **Дроздов Ю. Н.** К расчету зубчатых передач на износ // Машиноведение. 1969. № 2. С. 47—52.
6. **Павлов В. Г.** Ресурс работы червячной передачи по критерию износа // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2005. № 5. С. 44—48.
7. **Орлов А. В.** Влияние на долговечность шарикоподшипника сил трения, вызываемых дифференциальным проскальзыванием // Вестник машиностроения. 2006. № 1. С. 41—45.
8. **Орлов А. В.** Оптимизация рабочих поверхностей опор качения. М.: Наука, 1973. 84 с.
9. **Опоры** осей и валов машин и приборов / И. А. Спицын, А. С. Саверский, М. М. Машнев и др. Л.: Машиностроение, 1970. 519 с.
10. **Дьякова А. Г., Дроздов Ю. Н.** Износ подшипников в водной среде // Вестник машиностроения. 1971. № 8. С. 27—30.
11. **Павлов В. Г.** Ресурс работы радиального шарикоподшипника по условию предельно допустимого износа // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 6. С. 102—111.
12. **Когаев В. П., Дроздов Ю. Н.** Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991. 319 с.
13. **Heathcote H. L.** The Ball Benring in the maning, undere test and service // Proc. Inst. Auto-Engineers. 1921. P. 569—622.
14. **Орлов А. В.** Предельный момент трения, вызывающий потерю сцепления в шарикоподшипнике // Вестник машиностроения. 2003. № 9. С. 31—38.
15. **Орлов А. В., Пинегин С. В.** Остаточные деформации при контактном нагружении. М.: Наука, 1971. 62 с.

ствия давления падающей струи и температуры жидкого металла. При этом технология заливки оказывает влияние лишь на статистические характеристики брака.

Внутренние напряжения в КОФ зависят от технологии изготовления, действующих внешних механических нагрузок и распределения температурных полей по сечению оболочек в процессе заливки. При термо- и гидродинамическом воздействии струи жидкого металла имеет место их совокупное влияние на КОФ, что и является причиной такого брака. Экспериментально установлено, что КОФ, изготовленные, например, из этилсиликатной суспензии, обладают высокой термостойкостью (от 3 до 74 термических циклов), брак отливок при заливке КОФ расплавленным металлом зависит не только от термоудара.

Причинами брака отливок при ЛВМ является напряженно-деформированное состояние (НДС) КОФ и термодинамическое воздействие струи жидкого металла во время заливки.

Неметаллические включения образуются в результате возникновения напряжений, приводящих к зарождению и развитию трещин в структуре оболочки. Поэтому повышение трещиностойкости и снижение НДС КОФ возможно путем комплексного изучения закономерностей формирования трещин, процессов технологической обработки, гидродинамических процессов, происходящих при заливке расплавленного металла. Кроме того, при разработке технологий изготовления КОФ, обеспечивающих высокое качество отливок, решаются задачи, направленные на сокращение материальных, энергетических и трудовых затрат. Такими задачами являются:

исследование деформационных процессов, происходящих в КОФ на различных этапах формообразования;

исследование динамики заливки КОФ расплавленным металлом и разработка рекомендаций по устранению дефектов;

разработка литниково-питающей системы (ЛПС) с зумпфом, снижающим гидродинамическое воздействие струи расплава на КОФ при заливке.

Анализ различных вариантов формообразования при ЛВМ показал, что наиболее перспективным способом снижения НДС является использование пористых моделей [1] и КОФ с пористым промежуточным слоем [2].

Для уменьшения брака КОФ при изготовлении использовали пористые модели [1], которые при выплавлении уменьшаются в размерах с образованием жидкой фазы, не оказывающей давления на внутреннюю поверхность КОФ. При этом предотвращается пропитывание КОФ модельной массой, что уменьшает их брак при прокаливании. Принцип изготовления пористых моделей обеспечивает равномерное распределение внутренних напряжений по всему объему, тем самым обусловливая абсолютную инертность моделей к перепадам температур, что имеет место при формировании КОФ. Влагопроницаемая поверхность моделей позволяет плавно регулировать сушку формируемого слоя, частично устраняя усадочные процессы, что повышает прочность КОФ на 10÷15 %.

Исследовали отливки из сплава 35ХГСЛ, модели которых монтировались на стояке в три яруса. Шестислойные оболочковые формы (ОФ) изготовляли различными способами: традиционно с использованием третьего пористого слоя; традиционно с использованием пористых моделей; с помощью традиционной ЛПС; с применением экспериментальной ЛПС.

Для изготовления пористых моделей применялся порошкообразный модельный состав на основе воскообразного материала ПС 50/50 с фракцией 1 мм, для создания пористого слоя ОФ — порообразующий материал. Пористые модели изготовляли холодным прессованием порошкообразного модельного состава в специально разработанной пресс-форме [1]. Формирование внутреннего (второго) огнеупорного слоя в трехслойной пористой ОФ осуществлялось погружением предварительно смоченного в суспензии блока в псевдоожиженный порообразующий материал.

Для определения деформаций в слоях КОФ на этапах формообразования использовали специально разработанную установку [2], принцип действия которой основан на изменении активного сопротивления тензорезисторов при деформации КОФ, размещенных на поверхностях модели и блока после нанесения каждого слоя. Изменения деформаций в слоях КОФ позволяют судить о возникающих в ней напряжениях, приводящих к появлению трещин, которые нарушают целостность КОФ и в некоторых случаях могут стать причиной разрушения оболочки.

Исследования деформационных процессов в слоях КОФ при сушке и выплавлении модели проводили для следующих вариантов: 1) пористая модель, традиционная КОФ; 2) плотная литая модель, пористая КОФ; 3) пористая модель, традиционная КОФ; 4) пористая модель, пористая КОФ.

Установлено, что в традиционной КОФ в процессе сушки огнеупорных слоев происходит накопление деформаций. В момент нанесения второго слоя в первом слое происходит резкое уменьшение напряженного состояния (на 75÷78 %) в результате проникновения в него жидкой составляющей. При использовании традиционной КОФ при нанесении третьего слоя также происходит резкое снижение напряжений: в первом слое на 51÷53 %, во втором на 62÷64 %. При этом возрастает вероятность зарождения и развития трещин в структуре ОФ.

При использовании пористых моделей изменяется характер деформаций в слоях ОФ. По сравне-

нию с традиционными ОФ в пористых деформации на 10÷14 % меньше. При нанесении первого слоя наблюдается некоторое замедление деформаций, а затем более интенсивное их развитие по сравнению с традиционной моделью, так как происходит пропитка пористой модели суспензией, и время сушки слоя сокращается в результате удаления из него жидкой составляющей. Поэтому деформации, возникающие при формировании первого слоя пористой модели, на 10÷12 % меньше деформаций, возникающих при формировании первого слоя традиционной модели [3].

Применение пористых ОФ, изготовленных по традиционным моделям, позволило изменить характер деформаций в слоях и снизить их по сравнению с традиционными оболочками следующим образом: с промежуточным слоем и диаметром пор 1,6 мм — на 7÷10 %; с промежуточным слоем и диаметром пор менее 0,63 мм — на 9÷13 %.

Максимальная деформация при нанесении второго слоя пористой КОФ меньше максимальной деформации второго слоя традиционной КОФ, так как происходит впитывание жидкой составляющей суспензии гранулами порообразующего материала.

Оптимальный диаметр пор третьего слоя КОФ — не более 0,63 мм, обеспечивает плавное изменение деформаций в структуре при сушке и снижение деформаций в первом слое пористой трехслойной оболочки, изготовленной по традиционной модели, на 9÷13 % по сравнению с деформациями в первом слое традиционной КОФ.

При использовании пористых КОФ, изготовленных по пористой модели, уменьшается интенсивность сушки вследствие пропитывания пористой модели и порообразующего материала жидкой составляющей суспензии, в результате чего на 14÷17 % снижаются деформации в оболочке, а следовательно, и трещинообразование.

Экспериментально установлено, что при погружении традиционной КОФ в горячую воду происходит резкое снижение напряжений, накопленных на стадии формирования оболочки. Затем в результате температурного расширения модели в КОФ возникает резкое увеличение деформаций, которые уменьшаются по мере расплавления модельного материала. Кроме того, в КОФ возникают деформации в результате температурного расширения самой оболочки [2].

Применение пористой ОФ, изготовленной по традиционной модели, позволило уменьшить деформации, возникающие в результате распирающего воздействия модельного материала на стенки оболочки на 12÷15 %. Также наблюдается более плавный рост деформаций во втором и третьем слоях КОФ из-за меньшей теплопроводности пористой оболочки. Так, плавление модели при использовании традиционной КОФ начинается на второй минуте, а при использовании пористой КОФ — после 2,5 мин выплавления.

Таким образом, если при сушке КОФ деформация изменяется в течение 1 ч, то на стадии выплавления традиционной КОФ рост деформаций происходит за очень малый промежуток времени (≈ 2 мин). При этом на этапе выплавления модели повышается трещинообразование в структуре оболочки. При выплавлении традиционной модели из традиционной КОФ в некоторых случаях деформации достигают таких значений, при которых оболочка разрушается. Оптимальным можно считать применение пористой КОФ, изготовленной по пористой модели, поскольку изменение НДС носит более сглаженный характер, и значительно ниже, чем при традиционной КОФ, изготовленной по традиционной модели.

Основной операцией, во время которой образуются трещины в ОФ, является заливка, при которой имеют место термо- и гидродинамические воздействия струи металла. На заливку оболочки поступают с дефектами, накопленными на предшествующих этапах. Для оценки воздействия струи расплава на КОФ использовали метод, основанный на регистрации силы удара в начальный период заливки.

Динамику заливки КОФ определяли на установке (рис. 1), оснащенной прибором для измерения силы удара, представляющим собой герметичный корпус с расположенной сверху мембраной, в котором размещены пьезо- и тензодатчики (рис. 2).

Принцип работы установки. На мембрану *1* прибора устанавливали КОФ и осуществляли заливку. Показания пьезо- и тензодатчиков регист-

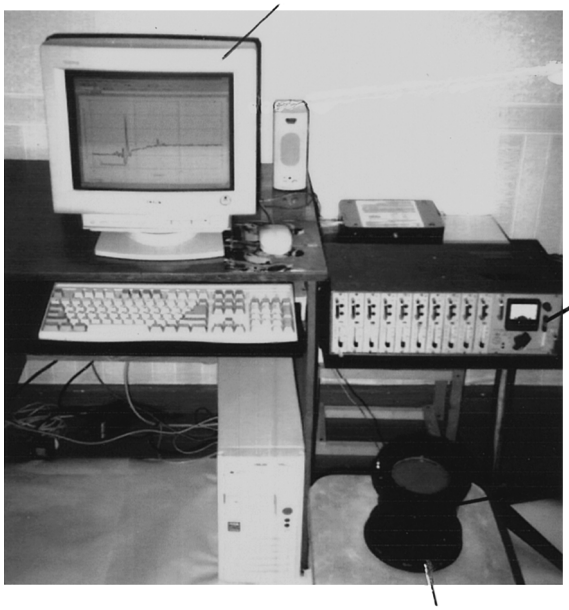
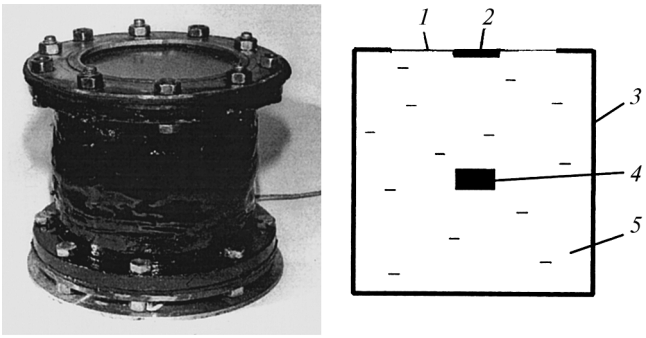


Рис. 1. Установка для определения динамики заливки КОФ: *1* — ПЭВМ; *2* — усилитель ТОПАЗ-3; *3* — прибор для измерения силы удара



а) *б*)

Рис. 2. Прибор для измерения силы удара (*а*) и его схема (*б*):
1 — мембрана; *2* — тензодатчик; *3* — корпус; *4* — пьезодатчик; *5* — глицерин

рировали и с помощью ЭВМ строили зависимости изменения динамических характеристик заливки КОФ во времени.

Силу удара струи при заливке КОФ определяли согласно тарировке прибора, который регистрировал силу избыточного гидродинамического (показания пьезодатчика) и гидростатического (показания тензодатчика) давлений (далее сила гидродинамического и сила гидростатического давлений) струи моделирующей жидкости соответственно во время и после ее заливки.

В случае, когда под силой понимается совокупность гидростатического и гидродинамического давлений, будем использовать термин "гидромеханическое давление".

Прибор тарировали согласно полученной зависимости силы удара от массы груза и высоты его падения. Удар груза считали абсолютно неупругим, т. е. груз после удара полностью теряет скорость.

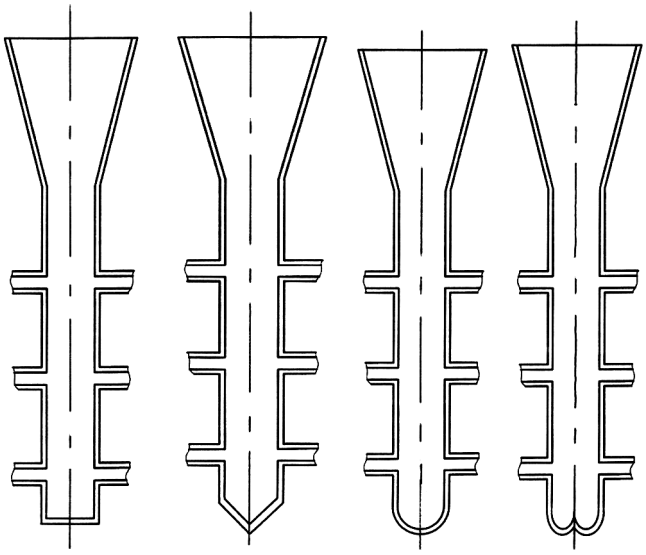
Динамика гидродинамического и гидромеханического давлений при заливке КОФ с цилиндрическим зумпфом в центральную часть стояка и в боковую поверхность соответствует двум пикам волновых затухающих колебаний с максимальной амплитудой возмущения от 20 до 100 кПа. При этом среднее время возмущения составило 0,5 с [4]. На этапе заливки КОФ важными факторами являются высота заливки, диаметр струи расплава и конструктивное исполнение зумпфа. Установлено, что конструкция зумпфа КОФ значительно влияет на гидродинамическое давление струи расплава при заливке.

Проводили исследования КОФ с зумпфами различной конструкции: цилиндрическим, конусным, полусферическим и в виде половины тора (рис. 3).

Установлено, что в результате гидродинамического удара струи моделирующей жидкости о зумпф КОФ происходит резкое изменение гидродинамического давления, значительно превышающее гидростатическое давление после заливки блока: КОФ с цилиндрическим зумпфом — в 69,1 раза; с коническим зумпфом — в 64 раза; с полусферическим зумпфом — в 56,7 раза. Кроме того, во время заливки КОФ наблюдается повторный гидродинамический удар, что является следствием отражения струи от поверхности зумпфа и ее падения. Такое изменение гидродинамического давления во время заливки КОФ расплавленным металлом совместно с термодинамическим воздействием может привести к зарождению и развитию микротрещин или разрушению оболочки.

Установлено, что наименьший гидродинамический удар струи в момент заливки обеспечивает полусферический зумпф (на $17 \div 19$ % меньше по сравнению с КОФ с цилиндрическим зумпфом). Для снижения гидроудара в момент заливки ОФ разработан зумпф в виде половины тора [5]. При заливке КОФ с таким зумпфом происходит плавное изменение гидродинамического воздействия в результате рассечения струи. При этом максимальное гидродинамическое давления в 20,9 раза превышает гидростатическое давление после заливки. Снижение максимального гидродинамического удара при заливке приводит к снижению вероятности образования трещин и сколов керамики в оболочке формы.

Применение КОФ с зумпфом в виде половины тора позволило снизить максимальное гидродинамическое давление в ОФ на $62 \div 64$ % по сравнению с КОФ с полусферическим зумпфом и на $69 \div 72$ % по сравнению с КОФ с цилиндрическим зумпфом. Экспериментально установлено максимальное гидродинамическое давление p в КОФ при заливке свинцом, высоте заливки $H = 0{,}27$ м, отношении диаметра $D_с$ струи к диаметру $D_{ст}$ стояка $k = D_с/D_{ст} = 0{,}575$, которое составило: с полусферическим зумпфом — 1,03 МПа, с зумпфом в виде половины тора — 0,338 МПа.



а) *б*) *в*) *г*)

Рис. 3. Зумпфы различной конструкции:
а — цилиндрический; *б* — конический; *в* — полусферический; *г* — в виде половины тора

Как правило, используют ОФ с пределом прочности $[\sigma_и] = 3 \div 10$ МПа, достаточным для того, чтобы выдержать гидростатическое давление жидкого металла без опорного наполнителя.

При заливке КОФ с цилиндрическим зумпфом максимальное гидродинамическое давление составляет $31 \div 37$ % от величины предельной прочности оболочки ($\sigma_и$ — 3 МПа), что в совокупности с термическими напряжениями и накопленными дефектами увеличивает вероятность ее разрушения. При КОФ с зумпфом в виде половины тора максимальное гидродинамическое давление струи металла составляет $8 \div 13$ % от прочности оболочки.

Установлены зависимости гидромеханического давления струи моделирующей жидкости от высоты H заливки КОФ и скорости заливки, определяемой диаметром $D_с$ струи. На рис. 4 приведены поверхности отклика, отражающие влияние высоты H и диаметра $D_с$ струи моделирующей жидкости и коэффициента k на гидромеханическое давление p при заливке КОФ. В результате исследований были получены уравнения регрессии для КОФ с зумпфами различной конструкции.

При доверительном интервале в 99 % зависимость максимального гидромеханического давления струи моделирующей жидкости описывается уравнениями для КОФ с зумпфом:

цилиндрическим

$$p = -947117{,}5kH + 337253{,}6kH^{0,5} + 750485{,}4Hk^{0,5};$$

коническим

$$p = -969018{,}6kH + 332439{,}9kH^{0,5} + 751416{,}8Hk^{0,5};$$

полусферическим

$$p = -954118{,}2kH + 286187{,}3kH^{0,5} + 748913{,}8Hk^{0,5};$$

в виде половины тора

$$p = 343779{,}2kH + 84683{,}5kH^{0,5} + 282106{,}4Hk^{0,5}.$$

Используя уравнения регрессии, получаем, что при заливке свинцом при $k = 0{,}575$ и $H = 0{,}54$ м максимальное гидромеханическое давление для КОФ с полусферическим зумпфом составит 2,06 МПа, в виде половины тора — 0,676 МПа.

Таким образом, установлено, что максимальное гидромеханическое давление при заливке КОФ с зумпфом в виде половины тора в 3 раза меньше, чем при КОФ со сферическим зумпфом, что значительно снижает количество брака.

Важным эксплуатационным параметром КОФ является заливаемость, определяемая как высота заполнения КОФ расплавом металла без ее разрушения, выраженная в %. Заливаемость КОФ с экспериментальной ЛПС, прокаленных и залитых без ОН, при заливке стальным расплавом составляет $32 \div 40$ % от высоты КОФ. Оболочки предлагаемой конструкции в отличие от традиционных КОФ при

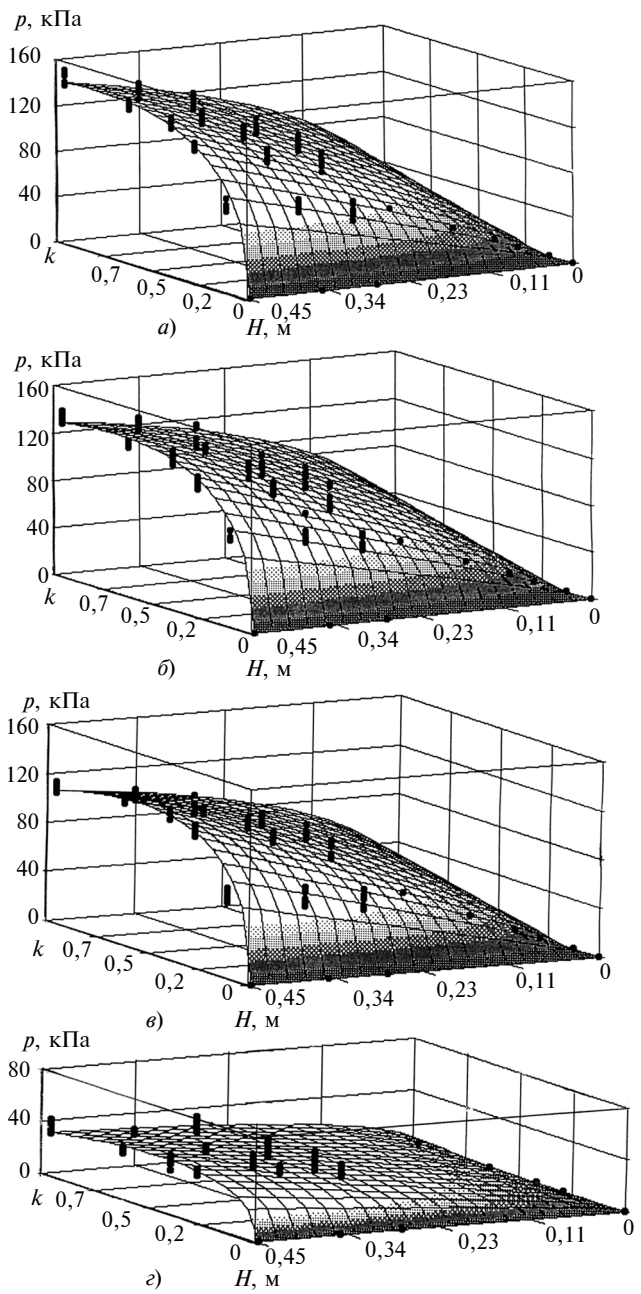


Рис. 4. Поверхности отклика, отражающие влияние коэффициента *k* и высоты *H* заливки на максимальное гидростатическое давление *p* струи моделирующей жидкости для КОФ с зумпфами:
а — цилиндрическим; *б* — коническим; *в* — полусферическим; *г* — в виде половины тора

попадании первой порции металла не разрушаются, заливка происходит до верхнего яруса отливок. Металл после образования трещины в нижней части зумпфа выходит из формы. КОФ с пористым промежуточным слоем отличаются высокой трещиностойкостью при заливке без ОН. Заливаемость таких форм металлом составляет $88 \div 94$ %. При этом имеют место прорывы зумпфа металлом.

При заливке без ОН наибольшей ($94 \div 100$ %) стойкостью обладают шестислойные КОФ с третьим пористым огнеупорном слоем, который полу-

чают, используя в качестве обсыпного материала вспученный перлит. Установлено, что в отливках, полученных в пористых КОФ с предлагаемой ЛПС, меньше изменяется структура металла и значительно ниже обезуглероживание поверхности. Размерная точность отливок соответствует требованиям ОСТ 1.41154—86.

Предлагаемая технология получения отливок опробована на ОАО КнААПО им. Ю. А. Гагарина. Результаты показали возможность получения литых металлических изделий (в ряде случаев не требующих механической обработки) при прокаливании и заливке оболочковых форм из кристаллического кварца без опорного наполнителя. Это позволило снизить потери оболочек на стадии технологической обработки на 7,2 %, сократить время прокаливания КОФ в 3—4 раза, уменьшить обезуглероженный слой в отливках на 28 ÷ 33 %, улучшить санитарно-гигиеническое условия труда путем исключения ОН.

Данная конструкция ЛПС использовалась при получении отливок повышенной точности в рамках работы "Технология повышения размерно-геометрической точности отливок в литье по выплавляемым моделям", которая была удостоена золотой медали VII Московского международного салона инноваций и инвестиций.

Работа выполнена при поддержке гранта ДВО РАН № 06-Ш-А-03-073 "Теоретическое и экспериментальное исследование экстремальных условий напряженно-деформированного состояния многокомпонентных пористых систем в литье по выплавляемым моделям" и Инновационного проекта ДВО РАН № 21-ИН-07 "Разработка технологии заливки оболочковых форм в литье по выплавляемым моделям без опорного наполнителя".

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 2188735 РФ:** Способ изготовления выплавляемых моделей.
2. **Деформационные** процессы в керамических оболочках при их формировании по выплавляемым моделям. Проблемы механики сплошных сред и смежные вопросы машиностроения / И. Г. Сапченко, С. А. Некрасов, С. Г. Жилин, М. В. Штерн / Сб. докл. конф. Комсомольск-на-Амуре: ИМиМ ДВО РАН, 2005. С. 229—232.
3. **Сапченко И. Г., Жилин С. Г., Штерн М. В.** Точность удаляемых моделей и качество оболочковых форм в литье по выплавляемым моделям // Литейное производство. 2005. № 2. С. 20—22.
4. **Влияние** конструкции оболочковой формы на гидродинамическое давление расплава / С. А. Некрасов, И. Г. Сапченко, С. Г. Жилин, О. Н. Комаров // Литейное производство. 2006. № 7. С. 22—24.
5. **Пат. 2218234 РФ:** Литниково-питающая система.

УДК 621.757.06:658.527-192

А. Г. ЧЕРНЫЙ, канд. техн. наук (РГОТУПС, Воронежский филиал)

Анализ и построение структуры несинхронной автоматизированной сборочной линии

Выполнен анализ взаимодействия сборочных участков ручной и автоматической сборок, работа и надежность накопителя обратного конвейера вертикально-замкнутой несинхронной сборочной линии (НСЛ) с заданным тактом. Получены зависимости для основных параметров НСЛ. Определено влияние коэффициента трения на устойчивость перемещения спутников. Представлены основы разработки планировочных решений.

Ключевые слова: несинхронная сборочная линия, ручная и автоматическая сборка, емкость накопителя, обратный конвейер, спутник, коэффициент трения, устойчивость перемещения.

Analysis of interaction of assembly sites of hand and automatic assembly and work and reliability of storage unit of reverse conveyor of vertically-closed asynchronous assembly line (AAL) with the predetermined tact has been made. The dependences for the AAL basic parameters were obtained. Effect of the friction coefficient on the satellites travel steadiness has been determined. The design basis of planning solution is presented.

Keywords: asynchronous assembly line, hand and automatic assembly, storage unit capacity, reverse conveyor, satellite, friction coefficient, travel steadiness.

Накопитель сборочного участка несинхронной сборочной линии (НСЛ) обеспечивает независимую или нежестко зависимую работу от соседних сборочных участков [1, 2]. Для каждого сборочного участка можно определить среднее или вероятностное значение такта [1, 3]. При этом вероятностный подход к определению такта на границе сборочных участков обусловливает анализ их взаимодействия.

Автоматизированные НСЛ содержат кроме автоматических устройств участки ручной сборки, в состав которых могут входить один или несколько спутников. Неиспользуемые непосредственно для сборочных операций спутники составляют его накопитель.

Рассмотрим особенности взаимодействия автоматических сборочных участков с автоматическими сборочными участками и с участками ручной сборки с целью оптимизации структуры НСЛ и реализации заданной производительности.

Порядок ручной сборки. Изделия собирают одновременно на нескольких спутниках, а завершают все операции на первом спутнике. Затем изделие

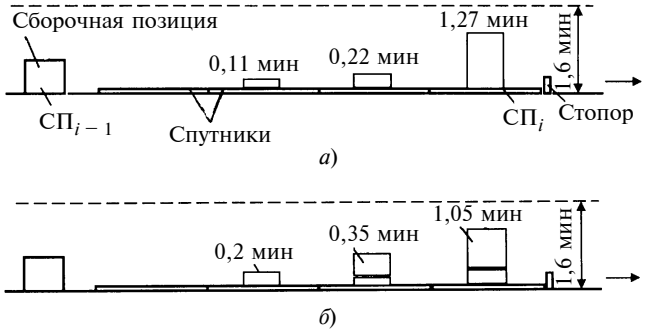


Рис. 1

отправляют на следующую, как правило автоматическую, сборочную позицию (рис. 1, *а*). Такой порядок сборки возможен, так как оперативное время сборочной операции меньше, чем такт сборочной линии. Например, для лимитирующего сборочного участка сборочной линии ЛА61 оперативное время сборки составляет 1,27 мин, а проектный такт сборочной линии $\tau_л = 1{,}6$ мин распределяется неравномерно: на первом спутнике — 1,27 мин, на двух оставшихся спутниках — 0,33 мин (на третьем меньше, чем на втором). После того, как первый спутник сменяется вторым, а четвертый поступает с предыдущего сборочного участка, порядок сборки повторяется. Но теперь на полную сборку изделия на первом спутнике затрачивается меньше времени — 1,05 мин, а на второй и третий спутники остается больше времени — 0,55 мин, которое также распределяется между ними неравномерно (рис. 1, *б*). Проследим последующие состояния этого сборочного участка. На третьем спутнике объем сборки будет увеличиваться, поэтому сборку придется перенести на четвертый спутник. В конечном счете сборка на четвертом спутнике будет выполняться с начала до конца, т. е. в полном объеме, так как предыдущие три спутника будут заняты уже собранными изделиями и сборку можно будет осуществлять только на четвертом спутнике, причем при любом числе спутников на сборочном участке.

Исследуем изменение такта сборочного участка в процессе загрузки спутников. Три спутника сборочного участка, на которых одновременно производится сборка, перемещаются совместно (см. рис. 1, *а*) и представляют собой синхронную сборочную линию. Такт данной синхронной сборочной линии определяется формулой [4]

$$\tau_c = \left(\frac{\lambda_{max}}{\mu_{max}} + 1\right)\left(\frac{L_c}{v} + t_p\right) + \frac{1}{\mu_{max}} + t_{n\,max},$$

где L_c — шаг перемещения конвейера, равный длине l_c спутника; t_p — время разгона спутника; v — скорость транспорта сборочной линии; $t_{n\,max}$ — время сборочной операции на сборочной позиции лимитирующего сборочного участка; λ_{max}, μ_{max} — интенсивности соответственно потока отказов и восстановления ручной сборочной позиции лимитирующего сборочного участка.

Для позиции ручной сборки $\lambda_{max}/\mu_{max} + 1 \approx 1$, поэтому можно записать:

$$\tau_c = \frac{L_c}{v} + t_p + \frac{1}{\mu_{max}} + t_{n\,max}. \qquad (1)$$

Расчет по формуле (1) с исходными данными, приведенными в работе [5], с учетом того, что $l_c = L_c = 0{,}5$ м, $t_p = v/(gf)$ (где f — коэффициент трения между спутником и роликом транспорта; g — ускорение свободного падения), показал следующее: для первой схемы (см. рис. 1, *а*) $\tau_{c1} = 1{,}325$ мин; для второй схемы (см. рис. 1, *б*) $\tau_{c2} = 1{,}105$ мин. Такт синхронной сборочной линии сначала будет уменьшаться, а затем увеличиваться до $\tau_{c1} = 1{,}325$ мин, т. е. до тех пор, пока сборка выполняется на трех спутниках. При окончательной сборке изделия на четвертом спутнике такт сборочного участка и определяется временем поступления на сборочный участок четвертого спутника, т. е. равен 1,6 мин.

Собственный такт каждого сборочного участка [1] определяется формулой

$$\tau_{L(i-1,\,i)} = t_{n(i-1)} + t_{ni} - \frac{x_{c(i-1,\,i)} l_c}{v} - \frac{1}{\mu_i}, \qquad (2)$$

где t_{ni} — оперативное время i-й сборочной позиции (в данном случае синхронной сборочной линии, состоящей из трех спутников; $t_{ni} = \tau_c$, т. е. СП$_i$ на рис. 1, *а*); $t_{n(i-1)}$ — оперативное время предыдущей сборочной позиции (СП$_{i-1}$); $x_{c(i-1,\,i)}$ — число спутников в накопителе сборочного участка ($i - 1$, i); μ_i — интенсивность потока восстановления i-й сборочной позиции (в данном случае синхронной сборочной линии), $\mu_i = \mu_c$; v — скорость перемещения спутников транспортом сборочной линии.

Для предыдущей автоматической сборочной позиции сборочной линии ЛА61 имеем: $t_{n(i-1)} = 0{,}513$ мин; $\mu_c = 108{,}1$ с$^{-1}$, $x_{c(i-1,\,i)} = 1$, $v = 11{,}8$ м/мин. По формуле (2) получим: для схемы, представленной на рис. 1, *а*, $\tau_{L(i-1,\,i)} = 1{,}731$ мин; для схемы, представленной на рис. 1, *б*, $\tau_{L(i-1,\,i)} = 1{,}511$ мин. Таким образом, начиная с первой сборки, собственный такт сборочного участка сначала уменьшается, а затем увеличивается, пока не возникнет необходимость в проведении полной сборки на четвертом спутнике. Тогда происходит его стабилизация с превышением заданного такта сборочной линии.

Следовательно, на сборочном участке ручной сборки необходимо обеспечить такой процесс сборки, при котором не происходило бы резкого увеличения такта. Этому условию соответствует схема, показанная на рис. 2.

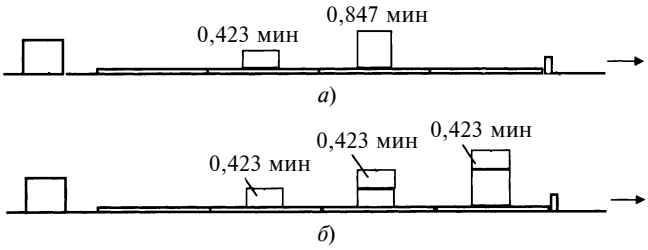


Рис. 2

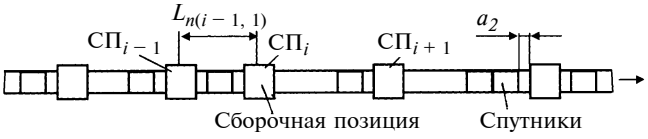


Рис. 3

Сборка начинается на втором спутнике, где выполняются ≈ 2/3 сборочных операций. Затем следует переход на третий спутник, где выполняется ≈ 1/3 сборочных операций. Далее первый спутник перемещается необслуженным (см. рис. 2, *а*). Спутники перемещаются (см. рис. 2, *б*) и на каждом из них выполняется приблизительно по 1/3 сборочных операций. При этом на первом спутнике сборку изделия завершают. Следующее перемещение спутников приводит снова к порядку сборки, показанной на рис. 2, *б*, и т. д. Таким образом, сборочный участок входит в установившийся режим работы. Для первой схемы (см. рис. 2, *а*) по формуле (1) $\tau_c = 0{,}902$ мин, по формуле (2) $\tau_{L(i-1,\,i)} = 1{,}448$ мин. Для второй схемы (см. рис. 2, *б*) по формуле (1) $\tau_c = 0{,}478$ мин, по формуле (2) $\tau_{L(i-1,\,i)} = 0{,}939$ мин. Такая технология обеспечивает сборку только на трех спутниках. При этом продолжительность сборки на каждом спутнике не определяется заданным тактом сборочной линии.

Собственный такт сборочного участка в случае, если полная сборка ведется на четвертом спутнике, $\tau_{L(i-1,\,i)} = 2{,}104$ мин. При этом резко падает производительность всей сборочной линии: возникает затор, спутники лавинообразно останавливаются на всех предыдущих сборочных участках.

Вероятностный такт сборочного участка (рис. 3) определяется следующими параметрами [3, 6]:

относительное число спутников, получивших отказ в обслуживании на сборочной позиции $СП_i$ (вероятность отказов в обслуживании):

$$p_{1+m} = \frac{\alpha^{1+m}}{1+\alpha\left(1+\sum\limits_{s=1}^{m}\alpha^s\right)}, \qquad (3)$$

где $m = x_{c(i-1,\,i)}$ — число спутников в накопителе сборочного участка $(i-1,\ i)$; $\alpha = \lambda_L/\mu_L$ (здесь $\lambda_L = 1/\tau_{L(i-1,\,i)}$, $\mu_L = 1/t_{ni}$) [3];

вероятность обслуживания потока спутников, расположенных в накопителе сборочного участка $(i-1,\ i)$, или относительное число спутников, обслуживаемых на сборочной позиции $СП_i$:

$$q_i = 1 - p_{1+m}. \qquad (4)$$

Число обслуживаемых спутников mq_i. Или иначе, для того чтобы на сборочной позиции $СП_i$ обслуживалось m спутников, они должны перемещаться с вероятностным тактом, значение которого рассчитывается по формуле

$$\tau_{(i-1,\,i)} = \tau_{L(i-1,\,i)}/q_i. \qquad (5)$$

Очевидно, что после обслуживания со сборочной позиции $СП_i$ на сборочный участок $(i,\ i+1)$ поступает также mq_i спутников. Сборочная позиция $СП_i$ участвует равным образом в организации такта перемещения спутников как на сборочном участке $(i-1,\ i)$, так и на сборочном участке $(i,\ i+1)$ [1]. Однако на сборочном участке $(i,\ i+1)$ спутники должны перемещаться с другим тактом — собственным тактом сборочного участка $(i,\ i+1)$. Уменьшение числа спутников, прошедших обслуживание на сборочной позиции $СП_i$, увеличивает их такт перемещения по сравнению с собственным тактом сборочного участка $(i,\ i+1)$ так же, как это происходит при поступлении спутников на сборочную позицию $СП_i$ (показательный закон распределения [3] с математическим ожиданием и средним квадратическим отклонением $\tau_{L(i,\,i+1)}$. Вероятностный такт спутников, вышедших со сборочной позиции $СП_i$, составляет

$$\tau^{i}_{(i,\,i+1)} = \tau_{L(i,\,i+1)}/q_i. \qquad (6)$$

При этом отношение вероятностных тактов относительно сборочной позиции $СП_i$ равно отношению собственных тактов. Поступление спутников на сборочную позицию $СП_{i+1}$ также сопровождается вероятностным процессом и отказами в их обслуживании при перемещении с собственным тактом $\tau_{L(i,\,i+1)}$: число обслуживаемых спутников $q_{i+1}x_{c(i,\,i+1)}$. Для обслуживания всех $x_{c(i,\,i+1)}$ спутников они должны перемещаться с вероятностным тактом

$$\tau^{i+1}_{(i,\,i+1)} = \tau_{L(i,\,i+1)}/q_{i+1}. \qquad (7)$$

Следовательно, на сборочном участке имеют место два вероятностных такта: такт поступления спутников в накопитель [формула (6)] и такт выхода спутников из накопителя [формула (7)].

В том случае, если на сборочном участке накопитель спутников отсутствует, вместо зависимостей (3)—(5) используют выражения [3]:

$$p_1 = \alpha/(1+\alpha);$$
$$q = 1 - p_1;$$
$$\tau = \tau_L(1+\alpha).$$

Здесь значения λ_L и μ_L определяются через соответствующие параметры этого сборочного участка.

Номер п/п	Сборочный участок	Собственный такт, мин	Вероятностный такт[1], мин
1	$i-2$, $i-1$	$\tau_{L(i-2,i-1)} = 1{,}191$	$\tau_{(i-2,i-1)} = 1{,}250$
2	$i-1$, i	$\tau_{L(i-1,i)} = 1{,}731$	$\tau_{(i-1,i)} = 1{,}816$; 2,305
3	То же	$\tau_{L(i-1,i)} = 1{,}511$	$\tau_{(i-1,i)} = 1{,}585$; 1,978
4	«	$\tau_{L(i-1,i)} = 1{,}448$	$\tau_{(i-1,i)} = 1{,}519$; 1,794
5	«	$\tau_{L(i-1,i)} = 0{,}939$	$\tau_{(i-1,i)} = 0{,}985$; 1,101
6	i, $i+1$	$\tau_{L(i,i+1)} = 1{,}549$	$\tau_{(i,i+1)} = 2{,}062$
7	То же	$\tau_{L(i,i+1)} = 1{,}329$	$\tau_{(i,i+1)} = 1{,}739$
8	«	$\tau_{L(i,i+1)} = 1{,}126$	$\tau_{(i,i+1)} = 1{,}325$
9	«	$\tau_{L(i,i+1)} = 0{,}702$	$\tau_{(i,i+1)} = 0{,}823$
10	$i-1$, i	$\tau_{L(i-1,i)} = 2{,}104$	$\tau_{(i-1,i)} = 3{,}704$

[1] Первое значение вероятностного такта — относительно сборочной позиции $СП_{i-1}$, второе — относительно сборочной позиции $СП_i$.

Таким образом, определены вероятностные такты на границах сборочного участка ручной сборки. В расчетах использовали следующие исходные данные (см. рис. 1): $t_{n(i-2)} = 0{,}79$ мин; $t_{n(i+1)} = 0{,}32$ мин; $x_{c(i-2,\,i-1)} = 2$; $x_{c(i,\,i+1)} = 2$; $\mu_{i-1} = 37{,}0$ мин$^{-1}$; $\mu_{i+1} = 89{,}3$ мин$^{-1}$ [5]. Результаты расчетов приведены в таблице. В строках 2—5 (столбец 3) приведены собственные такты сборочного участка $(i-1,\,i)$ для схем, представленных на рис. 1 и 2. Для этих же схем приведены собственные такты сборочного участка $(i,\,i+1)$ с автоматической сборочной позицией $СП_{i+1}$ (строки 6—9).

Проанализируем полученные данные. В строке 2 такт, равный 2,305 мин, получен для схемы, показанной на рис. 1, *а*, что свидетельствует о том, что затор на сборочной линии возможен и до того, как возникнет необходимость полной сборки изделия на четвертом спутнике. В строках 5 и 9 приведены такты сборочных участков $(i-1,\,i)$ и $(i,\,i+1)$, которые вписываются в заданный такт сборочной линии ЛА61. При сопоставлении этих тактов со всеми тактами видно, что ручная сборка по схеме, приведенной на рис. 2, *б*, обеспечивает устойчивый заданный такт сборочной линии.

В строке 10 приведены собственный и вероятностный такты сборочного участка $(i-1,\,i)$ при заторе. Видно, что с точки зрения вероятностных процессов затор значительнее, чем при его оценке по собственному такту.

Выражение собственного такта сборочного участка $(i-1,\,i)$ имеет вид [1]:

$$\tau_{(i-1,\,i)} = t_{n(i-1)} + t_{ni} - \frac{x_{c(i-1,\,i)} l_c}{v} - \frac{1}{\mu_i}\left[1 + \lambda_{(i-1,\,i)}\left(\frac{L_{(i-1,\,i)}}{v} + \frac{v}{gf}\right)\right], \quad (8)$$

где $\lambda_{(i-1,\,i)}$ — интенсивность потока отказов, $L_{n(i-1,\,i)}$ — длина сборочного участка (см. рис. 3).

Зависимость (8) универсальна, но ее применение целесообразно при низкой надежности сборочной линии. Если увеличивается число отказов, значительно возрастает $\lambda(i-1,\,i)$, а коэффициент f трения стремится к нулю. В условиях нормальной установившейся работы сборочной линии $\lambda_{(i-1,\,i)} \times [L_{n(i-1,\,i)}/v + v/(gf)] \ll 1$, тогда можно использовать формулу (2). Показатель q_i [см. формулу (4)], для определения которого используют значение собственного такта [по формулам (8) и (2)], определяет вероятность безотказной работы сборочного участка и является основным показателем надежности его функционирования. На сборочных участках показатель q_i имеет различные значения, и в целом надежность работы несинхронной сборочной линии можно оценить по наименьшему значению q_i на одном из сборочных участков. При этом необходимо учитывать, что и такт сборочной линии, и такты сборочного участка задаются тактом лимитирующего сборочного участка [1]. Поэтому для оценки надежности функционирования сборочной линии в целом показатель q_i сборочного участка следует определять относительно такта сборочной линии: $\lambda_L = 1/\tau_L$.

На обратном конвейере вертикально-замкнутой сборочной линии накопитель спутников занимает только часть его длины (рис. 4).

В работе [1] показано, что сборочные позиции рассматриваемого и предыдущего сборочных участков организуют такт таким образом, что такты на входе в накопитель спутников и на выходе со сборочного участка равны. На рис. 5 [1] показаны такты сборочного участка, при которых время задержки $t^{у}_{зд} = t_{n(i-1)} + t_{ni}$ (см. рис. 5, *а*) и $t^{у}_{зд} > t_{n(i-1)} + t_{ni}$ (см. рис. 5, *б*). В первом случае спутник *1* выходит со сборочного участка в тот момент, когда в накопитель входит спутник *2*, другие спутники проходят сборочный участок аналогично; такт спутников на выходе точно повторяет их такт на входе. Во втором случае спутники входят в накопитель с заданным тактом $\tau^{у}$ и выходят с тем же тактом. Такт поступления спутников в накопитель обратного конвейера определяется временем его перемещения по части обратного конвейера, не занятой накопителем, и чтобы обеспечить заданный такт сборочной линии, это время должно быть равно такту сборочной линии:

$$\tau_L = L_{n1}/v, \quad (9)$$

где $L_{n1} = L_n - x_{c(i-1,\,i)} l_c - a_1$ (см. рис. 4) (здесь a_1 определяет положение последнего спутника в слу-

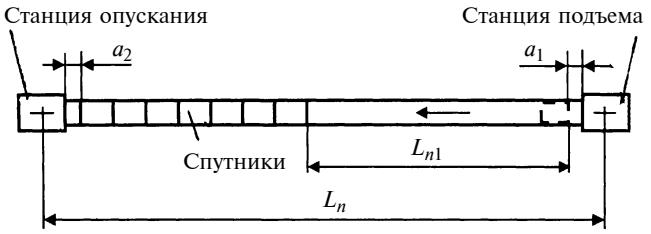


Рис. 4

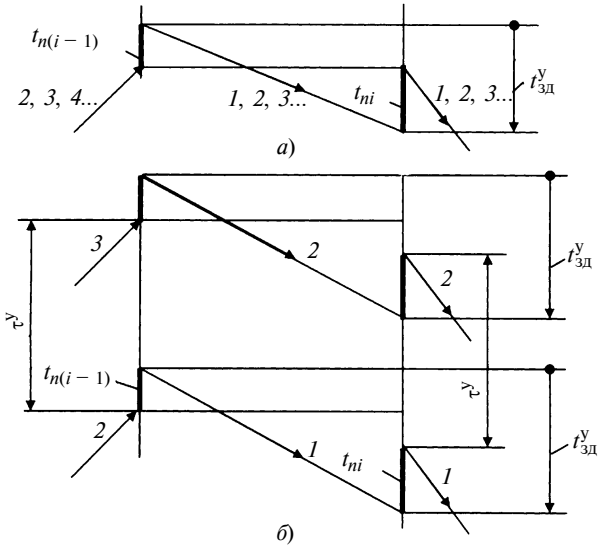


Рис. 5

чае, если бы весь обратный конвейер был занят накопителем спутников.

Собственный такт обратного конвейера с учетом времени перемещения спутников по незанятой накопителем части также должен быть равен такту сборочной линии:

$$\tau_L = t_{n(i-1)} + t_{ni} - \frac{x_{c(i-1,\,i)} l_c}{v} - \frac{1}{\mu_i} - \frac{L_{n1}}{v}; \quad (10)$$

(индекс "$i - 1$" обозначает станцию подъема, а индекс "i" — станцию опускания, рассматриваемые как сборочные позиции).

Из уравнений (9) и (10) следует:

$$x_{c(i-1,\,i)} = \frac{v}{l_c}\left(t_{n(i-1)} + t_{ni} - \frac{1}{\mu_i}\right). \quad (11)$$

Подставим значение емкости накопителя [формула (11)] в уравнение (9) и выполнив необходимые преобразования, получим выражение скорости обратного конвейера:

$$v = \frac{L_n - a_1}{\tau_L + t_{n(i-1)} + t_{ni} - \dfrac{1}{\mu_i}}. \quad (12)$$

По формулам (12) и (11) был выполнен расчет для обратного конвейера сборочной линии ЛА61 при следующих исходных данных [5]: $t_{n(i-1)} = 0{,}3$ мин; $t_{ni} = 0{,}3$ мин; $\mu_i = 87{,}2$ мин$^{-1}$; $L_n = 26{,}5$ м; $a_1 = 0{,}2$ м, заданный такт $\tau_L = 1{,}6$ мин. Получено: скорость конвейера $v = 11{,}79$ м/мин, емкость накопителя $x_{c(i-1,\,i)} = 13{,}88$ спутников (принимаем 14 спутников). Расчетная скорость обратного конвейера практически точно совпадает с реальной скоростью, равной 11,8 мин; расчетная емкость накопителя больше реальной, равной 11 спутникам, и совпадает с результатами исследования, проведенного другими методами [2]. Расчет скорости по формуле (12) при $x_{c(i-1,\,i)} = 11$ дает $v = 9{,}3$ м/мин. Такт обратного конвейера по формуле (10) при $v = 11{,}8$ м/мин и $x_{c(i-1,\,i)} = 11$ спутников составляет 1,885 мин. Следовательно, только при условии (9) обеспечивается установившаяся работа сборочной линии с заданным тактом. Таким образом, на эксплуатируемой сборочной линии ЛА61 из-за недостаточного числа спутников в накопителе обратного конвейера накопитель периодически остается без спутников, что приводит к снижению производительности сборочной линии.

Вероятностный такт обратного конвейера равен его собственному такту в связи с тем, что при большом числе спутников в накопителе показатель надежности q_i этого участка практически равен 1 [см. формулу (3)].

Накопитель лимитирующего сборочного участка всегда полностью загружен спутниками [1], и для замены в накопителе спутника, перешедшего на сборочную позицию, необходимо время $(a + l_c)/v + t_p/2$, где $a = a_1 = a_2$ (см. рис. 3 и 4) (a_2 — расстояние, которое определяет положение первого спутника накопителя относительно сборочной позиции, t_p — время разгона спутника). Лимитирующий сборочный участок имеет наибольший такт τ_L, и для того чтобы обеспечить устойчивое функционирование сборочной линии с таким тактом, указанное время замены спутника должно сбалансировать разницу между тактом τ_L и тактом $\tau_{L(i,\,i+1)}$ следующего сборочного участка [7]:

$$\tau_L - (a + l_c)/v - t_p/2 = \tau_{L(i,\,1+i)}, \quad (13)$$

где $t_p = v/(gf)$.

Из выражения (2) получим:

$$\left.\begin{aligned} \tau_L &= t_{n(i-1)} + t_{ni} - x_{c(i-1,\,i)}/v - 1/\mu_i; \\ \tau_{L(i,\,i+1)} &= t_{ni} + t_{n(i+1)} - \\ &\quad x_{c(i,\,i+1)}/v - 1/\mu_{i+1}. \end{aligned}\right\} \quad (14)$$

Введем обозначения: $b = t_{n(i-1)} - t_{n(i+1)}$; $c = x_{c(i-1,\,i)} - x_{c(i,\,i+1)}$; $d = 1/\mu_{i+1} - 1/\mu_i$; $k = a + l_c$, $r = 2gf$. Подставим выражения (14) в уравнение (13); используя введенные обозначения, получаем:

$$\frac{v^2}{r} + (b + d)v + cl_c + k = 0. \quad (15)$$

Квадратное уравнение (15) имеет решение:

$$v = \frac{r}{2}\left[b + d \pm \sqrt{(b+d)^2 - \frac{4}{r}(cl_c + k)}\,\right]. \quad (16)$$

Из первого выражения (14) получим:

$$v = \frac{x_{c(i-1,\,i)} l_c}{t_{n(i-1)} + t_{ni} - \tau_L - 1/\mu_i}. \quad (17)$$

Приравняем правые части выражений (16) и (17), введем обозначение $m_1 = t_{n(i-1)} + t_{ni} - \tau_L - 1/\mu_i$, полученное уравнение решим относительно $x_{c(i-1,\,i)}$:

$$x_{c(i-1,\,i)} = \frac{rm_1^2}{2l_c}\left[\frac{b+d}{m_1} - 1 - \right.$$

$$\left. - \sqrt{\left(\frac{b+d}{m_1} - 1\right)^2 + \frac{4}{rm_1^2}(x_{c(i,\,i+1)}l_c - a - l_c)}\,\right], \qquad (18)$$

знак "плюс" перед корнем опущен ввиду отсутствия физического смысла решения.

В выражении (18) второе слагаемое под корнем должно быть отрицательным числом. Это возможно, если $x_{c(i,\,i+1)}l_c - a - l_c < 0$, следовательно, $x_{c(i,\,i+1)} = 1$. Последнее введем во второе выражение (14). При этом собственный такт сборочного участка, следующего за лимитирующим, максимален. По максимальному значению $\tau_{L(i,\,i+1)}$ в формуле (13) можно определить необходимую скорость спутников.

Следовательно, выражение (18) имеет вид:

$$x_{c(i-1,\,i)} =$$

$$= \frac{rm_1^2}{2l_c}\left[\frac{b+d}{m_1} - 1 - \sqrt{\left(\frac{b+d}{m_1} - 1\right)^2 - \frac{4a}{rm_1^2}}\,\right]. \qquad (19)$$

Из выражения (19) и первого выражения (14) следует, что при требуемом значении скорости перемещения спутников для лимитирующего сборочного участка отношение $x_{c(i-1,\,i)}l_c/v$ имеет единственное строго определенное значение.

В зависимости (19) должно выполняться условие $b + d > m_1$ или, учитывая введенные выше обозначения, $t_{ni} + t_{n(i+1)} - 1/\mu_{i+1} < \tau_L$. Данное условие указывает на то, что следующий за лимитирующим сборочный участок должен быть нелимитирующим.

Формулы (19) и (17) использовались при расчете скорости перемещения спутников на роликовом транспорте сборочной линии ЛА61 с исходными данными [5]: $t_{n(i-1)} = 0{,}513$ мин; $t_{ni} = 1{,}27$ мин; $t_{n(i+1)} = 0{,}32$ мин; $\mu_i = 108{,}1$ мин$^{-1}$; $\mu_{i+1} = 89{,}3$ мин$^{-1}$; $a = 0{,}2$ м; $f = 0{,}1$. По формуле (19) получили: $x_{c(i-1,\,i)} = 3{,}52$, т. е. 4 спутника. При четырех спутниках в накопителе лимитирующего сборочного участка по формуле (17) получили $v = 11{,}57$ м/мин. Расчетная емкость накопителя соответствует реальной скорости для анализируемой сборочной линии. Значение расчетной скорости отличается от реальной скорости, которая равна 11,8 м/мин, и отличается от скорости обратного конвейера, погрешность составляет 2,5 %. При изменении коэффициента f трения в диапазоне $0{,}043 \div 0{,}9$ значения $x_{c(i-1,\,i)} > 0$ изменяются от 4,0 до 3,3, что свидетельствует об устойчивости процесса перемещения спутников и функционирования сборочной линии с заданным тактом.

Неустойчивость в работе сборочной линии имеет место при условии

$$\left(\frac{b+d}{m_1} - 1\right)^2 < \frac{4a}{rm_1^2}; \qquad (20)$$

для сборочной линии ЛА61 условие (20) существует, если $f < 0{,}025$.

Выводы

1. Предложена технология ручной сборки, оптимизирующая такт сборочного участка ручной сборки и обеспечивающая устойчивое функционирование автоматизированной сборочной линии с заданным тактом.

2. Выполнен анализ вероятностных процессов взаимодействия сборочных участков ручной и автоматической сборки, получена оценка вероятностных тактов и надежности функционирования сборочных участков, а также надежности функционирования сборочной линии в целом.

3. Получены аналитические зависимости для определения скорости и емкости накопителя спутников обратного конвейера вертикально-замкнутой сборочной линии.

4. Получены аналитические зависимости для определения емкости накопителя лимитирующего сборочного участка и скорости перемещения спутников на роликовом транспорте.

5. Выполнен анализ влияния коэффициента трения между спутником и роликом транспорта (или между роликом и валом транспорта) на устойчивость функционирования сборочной линии с заданным тактом.

6. Представлен базовый материал для разработки планировочных решений НСЛ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Черный А. Г.** Аналитико-статистическая модель функционирования и производительность несинхронной сборочной линии // Вестник машиностроения. 2003. № 3. С. 56—60.

2. **Черный А. Г.** Определение емкости накопителя обратного конвейера несинхронной автоматизированной сборочной линии. Воронеж: РГОТУ путей сообщения (Воронежский филиал), 2000. 9 с.

3. **Черный А. Г.** Метод расчета такта несинхронной сборочной линии в вероятностном аспекте // Вестник машиностроения. 2005. № 9. С. 70—72.

4. **Черный А. Г.** Вероятностный анализ производительности синхронной сборочной линии // Вестник машиностроения. 2007. № 4. С. 46—48.

5. **Черный А. Г.** Определение показателей надежности типовых узлов несинхронной сборочной линии и исследование ее надежности в эксплуатации. Минск: НПО Автопромсборка, 1990. 12 с.

6. **Вентцель Е. С.** Теория вероятностей. М.: Высшая школа, 1999. 575 с.

7. **Черный А. Г.** Выбор скорости спутников и оценка предельной производительности несинхронной автоматизированной сборочной линии. Минск: НПО Автопромсборка, 1993. 6 с.

УДК 621.757

Г. А. РАСТОРГУЕВ, д-р техн. наук (Российский университет дружбы народов)

Технологичность продукции машиностроения для условий автоматизированного сборочного производства

Рассмотрены вопросы обеспечения сборочной технологичности машиностроительной продукции на стадии проектирования для автоматизированного сборочного производства, предложены направления решения поставленной задачи.

Ключевые слова: автоматизированное производство, автоматическая сборка, сборочная технологичность детали, изделия.

The matters of provision an assembly manufacturability of engineering production on the design stage for automated assembling are considered. The basic trends for solution of the problem to be sought have been proposed.

Keywords: automated manufacturing, automatic assembly, assembly manufacturability of the detail, product.

В структуре производственного цикла трудоемкость сборочных работ в различных отраслях машиностроения в зависимости от типа производства составляет примерно $20 \div 40$ % от общей трудоемкости изготовления продукции. Установлено, что бóльшая часть сборочных работ выполняется вручную и только $20 \div 25$ % — механизированным способом, незначительную долю составляет автоматическая сборка ($6 \div 7$ %) [1]. Это объясняется тем, что многие машины и механизмы изначально имеют конструктивно-компоновочные решения, не позволяющие автоматизировать их сборку. На стадии их проектирования предполагалось, что сборочные работы будут выполняться вручную или с применением механизированного инструмента с большей долей слесарно-пригоночных работ.

Одной из причин низкого уровня автоматизации сборочных работ является также нетехнологичность деталей, сборочных соединений и отдельных узлов применительно к условиям автоматизированной сборки. Следует учитывать, что узлы и сборочные единицы, технологичные для ручной сборки, могут быть мало технологичными для механизированной сборки и совсем нетехнологичными для автоматизированной. Технологический процесс автоматизированной сборки не копирует последовательность и приемы ручной или механизированной сборок. Задачи, решаемые при автоматизации, характеризуются особой сложностью и новизной. Автоматизация сборочных процессов предполагает использование высокотехнологичных и безлюдных форм организации производства.

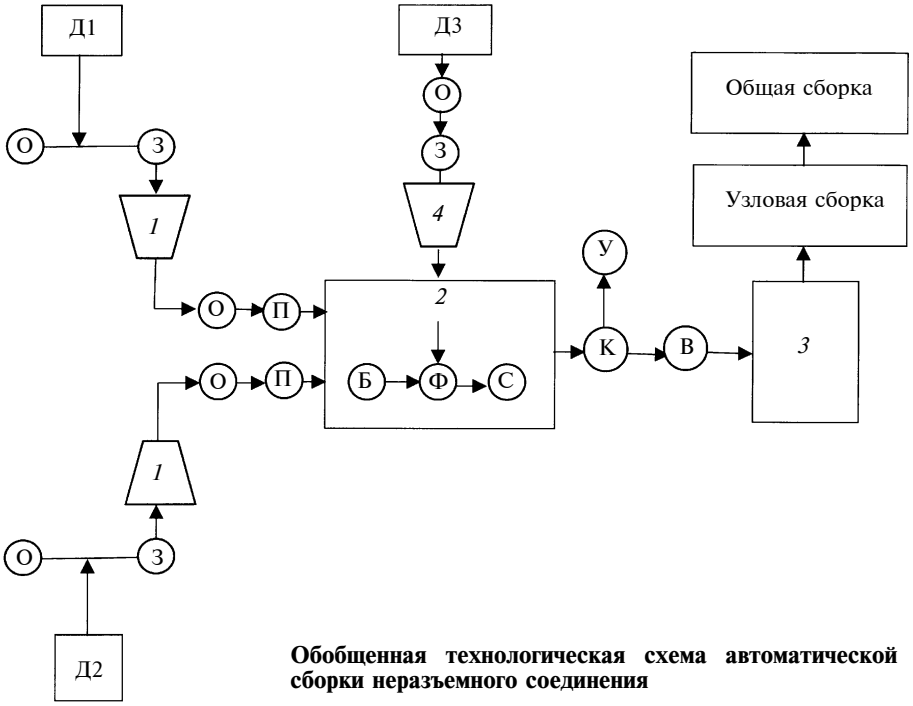
В настоящей статье рассматриваются направления обеспечения технологичности продукции на стадии проектирования применительно к условиям автоматизированного сборочного производства.

Под технологичностью конструкции изделия в обобщенном виде понимают совокупность его конструктивных свойств, обеспечивающих изготовление, ремонт и техническое обслуживание с минимальными затратами для заданных показателей качества, объема выпуска и условий выполнения работ. В соответствии со стандартами ЕСТПП [2, 3] различают производственную, эксплуатационную и ремонтную технологичности. Производственную технологичность можно рассматривать как технологичность изготовления отдельных деталей, т. е. технологичность механической обработки и технологичность сборочных работ. Вопросам технологичности механической обработки в машиностроении уделяется значительное внимание, однако при этом требования к технологичности изготовления отдельных деталей значительно отличаются от требований автоматизированной сборки.

Несмотря на отличия в технологичности различных конструкций, можно сформулировать ряд общих положений, которые необходимо учитывать при проектировании. Для этого рассмотрим структуру и состав автоматизированного технологического процесса сборки. В качестве примера рассмотрим технологический процесс автоматизированной сборки неразборного заклепочного соединения (рисунок). Здесь операции, определяющие вид технологической позиции сборочного оборудования, обозначены буквами: О — ориентирование, З — загрузка, П — перемещение на сборочную позицию, Б — базирование, Ф — фиксация в сборочном положении, С — сборка, К — контроль качества сборки, У — удаление некачественных сборочных единиц, В — выдача в накопитель готовых сборочных единиц; сборочное соединение включает в себя детали: Д1 — верхний лист, Д2 — нижний лист, Д3 — заклепки; цифрами обозначены вспомогательные позиции: *1* — загрузочный бункер, *2* — сборочная позиция (основная позиция автоматизированного сборочного оборудования), *3* — накопитель, *4* — питатель.

Сложность проектирования сборочного автомата (или полуавтомата) зависит как от числа и содержания сборочных операций и переходов, так и от технологичности сборочного соединения. Опыт проектирования и эксплуатации показал, что многопозиционные сборочные автоматы и полуавтоматы применяются для сборки узлов средней сложности с числом сборочных позиций не более восьми.

Как видно из рисунка, операции вспомогательного характера, такие как загрузка, ориентирование, перемещение и т. п., занимают определяющее



Обобщенная технологическая схема автоматической сборки неразъемного соединения

положение. Они могут быть эффективно реализованы только при обеспечении требований технологичности автоматической сборки.

Требования к технологичности конструкции деталей зависят как от методов выполнения вспомогательных перемещении, так и от используемых загрузочно-ориентирующих устройств.

Сборочная технологичность конструкции детали обеспечивается возможностью автоматизации следующих операций: загрузки бункеров и питателя; ориентирования в трехмерном пространстве; перемещения на сборочные позиции; базирования в сборочных устройствах; сопряжения и закрепления в сборочных устройствах; сборки сопрягаемого соединения; контроля качества сборки.

Вспомогательные перемещения могут осуществляться контактными, бесконтактными и комбинированными методами. В машиностроении широкое применение нашли контактные методы, основанные на передаче деталям силового воздействия от другого тела путем создания давления или сжатого воздуха, или жидкости.

Основные требования к технологичности деталей с использованием механических систем с захватно-ориентирующими органами и бункерными загрузочными установками [1]:

масса и размеры детали, физико-химические свойства ее материала должны соответствовать требованиям бункерной загрузки;

детали сложной конфигурации должны иметь ярко выраженные базовые поверхности и ключи ориентации;

для автоматической ориентации детали должны иметь симметричные формы и дополнительные ориентирующие элементы;

предотвращение сцепляемости и взаимного сопряжения деталей при их перемещении.

Выполнение вышеуказанных требований обеспечивается путем соответствующих конструктивных решений при заданных показателях качества и объема выпуска продукции.

Надежность, долговечность и работоспособность выпускаемой продукции являются основными показателями на рынке сбыта. Эксплуатационная надежность во многом определяется качеством сборки и изделия в целом и входящих в него различных соединений — элементарных сборочных единиц, которые квалифицируют по ряду признаков: целостности, подвижности составных частей, форме поверхности, методу образования соединения [1, 4].

Требования к технологичности сборочных соединений отличаются от требований к технологичности отдельных деталей из-за поставленных целей. Технологичность деталей направлена в основном на эффективную реализацию операций вспомогательного назначения. Сборочная же технологичность соединений при автоматической сборке должна способствовать качеству сборки при минимизации ее времени. При этом имеется в виду, что конструктивные исполнения деталей, входящих в соединения, предварительно отработаны на технологичность.

Технологичность сборочных соединений обеспечивается:

полной взаимозаменяемостью сопрягаемых деталей;

совмещением конструкторских, технологических и измерительных баз; использованием деталей наиболее простой формы;

использованием максимального числа стандартных и унифицированных деталей;

обеспечением сборки простейшими движениями при минимальном числе направлений;

обеспечением жесткости технологической системы;

геометрическими параметрами.

Точность сборки обеспечивается методом полной взаимозаменяемости деталей с исключением возможности подгонки и регулировки. Для особо точных соединений используют групповую взаимозаменяемость или селективную сборку. При этом должны соблюдаться принципы постоянст-

ва баз. Применяемые схемы базирования должны обеспечивать такое базирование базового компонента, при котором осуществляется сборка изделия при его неизменном положении путем последовательной установки всех сборочных элементов простейшими движениями рабочих органов сборочных устройств (или оборудования). Обеспечение необходимой точности положения собираемых деталей достигается специальными упорами, направляющими элементами, фиксаторами и т. п. Возможность повышения точности сборки определяется в каждом конкретном случае технологией сборочного процесса, конструкцией, массой, габаритными размерами и точностью изготовления элементов соединений и другими факторами.

Сборочная технологичность конструкции изделия в целом влияет в основном на организационные формы сборки.

Направления обеспечения сборочной технологичности конструкций изделия:

разделение изделия на рациональное число отдельных узлов (подузлов);

параллельная сборка узлов (подузлов) сборочных единиц;

исключение промежуточной сборки/разборки некоторых узлов;

отсутствие многозвенных размерных цепей;

минимализация сопрягаемых поверхностей, которые можно выполнить автоматически;

минимализация направлений сборки сложными движениями;

обеспечение свободного доступа к местам соединения деталей;

обеспечение геометрических параметров автоматической собираемости узлов (подузлов).

При разделении изделия на рациональное число отдельных узлов (подузлов) появляется возможность параллельной сборки, что в конечном результате сокращает продолжительность цикла сборки. Конструктивное исполнение сборочных автоматов (полуавтоматов) при этом значительно упрощается.

В зависимости от конструктивной сложности и габаритных размеров собираемого изделия выбирают организационную форму сборки: стационарную или конвейерную. Стационарную сборку осуществляют на специальном оборудовании или с помощью промышленных роботов для сборки небольших узлов в массовом производстве. Конвейерная сборка выполняется на автоматических линиях с периодической остановкой или непрерывным перемещением собираемой продукции. Автоматизированная сборка позволяет заменить сборщиков сборочными роботами и выполнять контрольные операции также с помощью роботов или полуавтоматических контрольных устройств.

Таким образом, рассмотрены вопросы сборочной технологичности для трех сборочных компонентов автоматической сборки: детали, сборочного соединения, изделия — по принципу "от простого к сложному".

Для эффективной реализации автоматической сборки необходимо на стадии проектирования изделия конструктивно обеспечить выполнение требований технологичности как собираемых компонентов, так и изделия в целом.

Требования сборочной технологичности при автоматической сборке существенно отличаются от требований ручной и механизированной сборки и принципиально отличаются от технологических требований механической обработки, которые направлены на реализацию приемов вспомогательного характера и в меньшей степени на выполнение непосредственно сборки.

Все многообразие существующих требований по обеспечению сборочной технологичности конструкции для автоматизированного производства можно разделить на требования к деталям, сборочным соединениям и изделиям, однако требования технологичности к каждой из групп взаимозависимы как внутри группы, так и между группами.

Создание высокоэффективного технологического оборудования для автоматизированного производства возможно только после отработки конструкции изделия на сборочную технологичность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Замятин В. К.** Технология и автоматизация сборки. М.: Машиностроение. 1993. 464 с.
2. **ГОСТ 14.205—83.** Технологичность конструкции изделий. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1988.
3. **ГОСТ 14.201—83.** Общие правила обеспечения технологичности конструкции изделия. М.: Изд-во стандартов, 1988.
4. **Шишмарев В. Ю.** Автоматизация производственных процессов в машиностроении. М.: Издательский центр "Академия", 2007. 368 с.
5. **Лебедовский М. С., Вейц В. Л., Федотов А. И.** Научные основы автоматической сборки. Л.: Машиностроение, 1985. 316 с.
6. **Автоматизация** производственных процессов в машиностроении / Под ред. Н. М. Капустина. М.: Высшая школа, 2007. 415 с.

УДК 621.785.532

И. Н. РОСЛЯКОВ, канд. техн. наук, В. И. КОЛМЫКОВ, д-р техн. наук
(Курский ГТУ)

Влияние нитроцементации на повышение сопротивления усталости и износостойкости железных гальванических покрытий

Обоснованы рекомендации по выбору режимов нитроцементации для упрочнения деталей, восстановленных железнением, с целью повышения их долговечности. Приведены экспериментальные данные по влиянию нитроцементации на износостойкость и сопротивление усталости железных гальванических покрытий.

Ключевые слова: нитроцементация, железнение, износостойкость, сопротивление усталости, гальванические покрытия.

The guidelines have been argued on selection of a nitrocarburizing conditions for strengthening of the details, being restored by ironing, purposely to heighten their service life. Experimental data on the nitrocarburizing influence on the fatigue resistance and wearing of ferrous electroplates have been presented.

Keywords: nitrocarburizing, ironing, wearing, fatigue resistance, electroplate.

Гальванические (электролитические) покрытия широко применяются в ремонтном производстве при восстановлении стальных деталей с относительно небольшим износом (0,3÷0,5 мм), при этом наиболее широкое применение находит электролитическое железнение. Этот способ отличается высокой производительностью, простотой, невысокой стоимостью оборудования и материалов, возможностью одновременного восстановления большого числа деталей, автоматизацией процесса. Однако наряду с положительными сторонами электролитическое железнение имеет ряд недостатков: низкое сопротивление усталости восстановленных деталей, недостаточно прочное сцепление покрытия с основой (в частности с легированными сталями) и во многих случаях недостаточную износостойкость деталей. В связи с этим ресурсы деталей, восстановленных железнением, заметно ниже ресурсов новых деталей.

Рис. 1. Микроструктура железного покрытия на стали 30Х, полученного из хлористого электролита на асимметричном токе (×500)

С целью повышения долговечности деталей, восстановленных железнением, предлагаются разные способы упрочнения, наиболее рациональным из которых следует признать химико-термическую обработку, в частности нитроцементацию [1, 2].

Настоящая работа посвящена исследованию влияния режимов нитроцементации в высокоактивном пастообразном карбюризаторе па структуру и свойства железных гальванических покрытий с целью разработки рациональной технологии упрочнения стальных деталей, восстановленных железнением.

Для нанесения железных покрытий на стальные изделия использовали хлористый электролит, осаждение проводили на переменном асимметричном токе с коэффициентом асимметрии $\beta = 6$, катодная плотность тока $300 \div 400$ А/дм^2 [3]. Микроструктура железного осадка представлена на рис. 1.

Нитроцементацию [4] проводили в высокоактивном пастообразном карбюризаторе следующего состава, мас. %: сажа газовая — 60; железосинеродный калий $[K_4Fe(CN)_6]$ — 30; углекислый натрий (Na_2CO_3) — 10; пастообразующая жидкость — водный раствор карбометилцеллюлозы (клей КМЦ). Компоненты пасты в порошкообразном состоянии тщательно перемешивали и разводили клеем до консистенции густой пасты. Слой пасты толщиной 1,5÷2 мм наносили на образцы и высушивали. Образцы с сухим нитроцементующим покрытием упаковывали в контейнер с наполнителем в виде смеси чугунной стружки с сажей. Контей-

Свойства нитроцементованных железных гальванических покрытий

Материал, упрочняющая обработка	Микротвердость H_{100}, МПа	Предел выносливости σ_{-1}, МПа	Интенсивность изнашивания, 10^{-3} г/ч
Сталь 30Х, нормализация	1 450	308	11,5
Железное покрытие:			
без термообработки	3 605	199	12,2
нитроцементация (650 °С, 3 ч), закалка в воде, отпуск при 150 °С	11 885	420	1,9
нитроцементация (650 °С, 3 ч), закалка в воде, отпуск при 350 °С	10 495	348	2,3

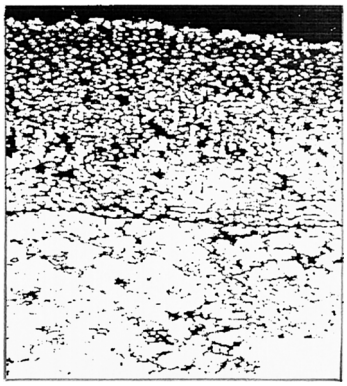


Рис. 2. Микроструктура железного электролитического покрытия с нитроцементацией в течение 3 ч при 650 °С

нер помещали в печь, разогретую до заданной температуры и выдерживали там необходимое время.

После нитроцементации образцы выгружали из контейнера, подвергали заданной термообработке и определяли микротвердость, предел выносливости и износостойкость. Предел выносливости определяли неразрушающим вихретоковым способом по методике [5], износостойкость — на машине трения СМЦ-2 в условиях граничного трения (контртело—чугун СЧ18) с добавлением в смазочный материал абразива (10 г на 1 л). Результаты эксперимента представлены в таблице.

Как видно из экспериментальных данных, нитроцементация в пастообразном карбюризаторе радикальным образом изменила свойства железных электролитических осадков. Нитроцементация как при низких, так и при высоких температурах многократно (в 6÷7,5 раз) повышает микротвердость покрытий. Большая твердость достигается при низкотемпературной нитроцементации с непосредственной закалкой в воде. Повышение температуры нитроцементации не приводит к повышению твердости электролитического железа.

Низкотемпературная нитроцементация (650 °С), значительно повышая твердость железного покрытия (т. е. увеличивая его предел текучести), повышает и его предел выносливости. Причем это повышение весьма значительно. Как показали наши исследования, прочность нитроцементованных образцов с железным покрытием не только выше прочности таких же образцов без нитроцементации (более чем в 2 раза), но и выше прочности основного металла без покрытия.

Нитроцементованный слой, полученный при температуре 650 °С, имеет на поверхности тонкую пленку ε-карбонитрида, под которой на глубину ≈ 0,05 мм простирается зона азотистого аустенита с вкраплениями мелких карбонитридов. Эта зона плавно переходит в структуру железного покрытия, причем покрытие отделено от основы четкой границей (рис. 2). При закалке нитроцементованного слоя в нем возникают значительные сжимающие напряжения, что приводит к повышению сопротивления усталости, а большая твердость карбонитридной корки и нижележащих зон — к высокой износостойкости.

Можно сделать заключение, что нитроцементация железных электролитических покрытий значительно повышает их эксплуатационные свойства, такие как износостойкость и прочность. Если необходимо получить максимальную прочность и высокую износостойкость восстановленной детали, то после нанесения железного покрытия ее необходимо подвергнуть нитроцементации при температуре 650 °С, закалке с этой температуры и отпуску при 150 °С.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Прженосил Б.** Нитроцементация. М.: Машиностроение, 1969. 212 с.
2. **Гюлихандов Е. Л., Семенова Л. М., Шапочкин Е. И.** Особенности строения нитроцементованных слоев с повышенным содержанием азота // Металловедение и термическая обработка металлов. 1990. № 5. С. 12—15.
3. **Электроосаждение** сплавов на основе железа / В. И. Серебровский и др. // Современные инструментальные системы, информационные технологии и инновации. Материалы III междунар. науч.-техн. конф. Курск: Курский ГТУ, 2005. С. 167—173.
4. **Карбонитрирование** улучшаемых сталей в пастах / В. И. Колмыков и др. // Совершенствование средств механизации в сельском хозяйстве. Сб. науч. тр. КГСХА. Курск: КГСХА, 2002. С. 47—51.
5. **Колмыков В. И., Шаповалова Ю. Д.** Оптимизация параметров химико-термической обработки по характеристикам усталости // Сб. докл. пятой Всерос. конф. молодых ученых "Новые технологии в газовой промышленности". М.: РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина. 2001. С. 24, 25.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

"Роспечать" — индекс **70120**;
"Пресса России" — индекс **27841**;
"Почта России" — индекс **60264**.

УДК 621.73

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГУПИ)

Теория контурной осадки

Рассмотрены состояние вопроса и физические закономерности процесса контурной осадки. Разработана теория контурной осадки сплошных и полых цилиндрических заготовок. Получены все формулы, необходимые для выполнения технологических расчетов.

Ключевые слова: контурная осадка, вариационная задача, деформация.

The matter state and physical regularities of the contour yielding theory are considered. The contour yielding theory of solid and hollow cylindrical work parts has been elaborated. All necessary formulae for technological calculations have been obtained.

Keywords: contour yielding, variational problem, deformation.

Контурной осадкой *называется операция, при которой происходит увеличение площади поперечного сечения заготовки в результате уменьшения ее высоты только на периферийной части этого сечения* (рис. 1, *а—в*). Контурную осадку также называют осадкой на плите с отверстием или осадкой в подкладных кольцах.

Поскольку при контурной осадке металл имеет несколько направлений возможного течения, это обусловливает значительную неопределенность конечного формоизменения заготовки. В наиболее общем случае процесс контурной осадки включает следующие стадии: обыкновенную осадку без затекания металла в отверстие плиты (рис. 2, *а*); осадку со смещением металла в отверстие центральной части заготовки как жесткого целого (рис. 2, *б*), т. е. с неизменностью высоты h_1 этой части; осадку с выдавливанием металла в отверстие плиты (рис. 2, *в*), т. е. с увеличением исходной высоты h_1 центральной части заготовки до h_2. В последнем случае возникает граница раздела течения металла, характеризуемая радиусом $R_г$. Ближе к центру от этой границы металл выдавливается в отверстие плиты, а ближе к периферии — осаживается. В зависимости от высоты и диаметра заготовки, диаметра отверстия в плите, а также коэффициента трения те или иные стадии контурной осадки могут отсутствовать.

Известен ряд теоретических исследований контурной осадки, выполненных методами линий скольжения [1], инженерным [2], баланса работ [3]. Эти решения обладают присущими данным методам недостатками, подробно указанным в работе [4, т. 1, гл. 1]. При этом в упомянутых работах анализировался только наиболее простой случай контурной осадки сплошной заготовки, а наиболее общий случай контурной осадки полой заготовки на оправке не рассматривался. Поэтому проанализируем различные случаи контурной осадки с помощью разработанного автором общего метода решения сложных вариационных задач [4, т. 3]. В соответствии с данным методом в конкретный момент деформации будет наблюдаться та стадия контурной осадки (см. рис. 2), которая требует наименьшей силы деформирования. Общая расчетная схема для определения силы контурной осадки представлена на рис. 3. При анализе используем значения геометрических параметров, отнесенные к радиусу отверстия штамповой плиты, а также величины напряжений и силовых параметров, отнесенные к средней по очагу пластической деформации величине напряжения текучести σ_S.

Если процесс деформации представляет собой обыкновенную осадку без затекания металла в отверстие, то относительная удельная сила с учетом формулы (12.91) из работы [4, т. 3], полученной для осадки полой заготовки на оправке, определяется выражением:

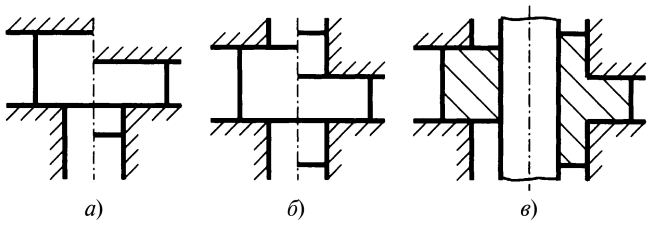


Рис. 1. Разновидности контурной осадки

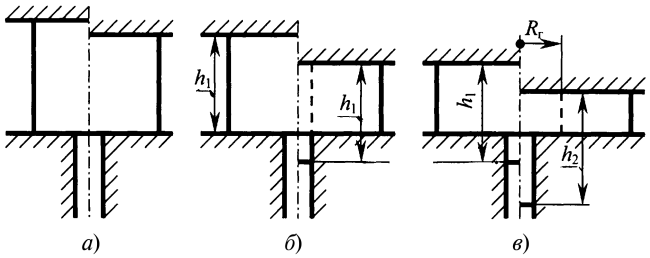


Рис. 2. Стадии общего случая контурной осадки

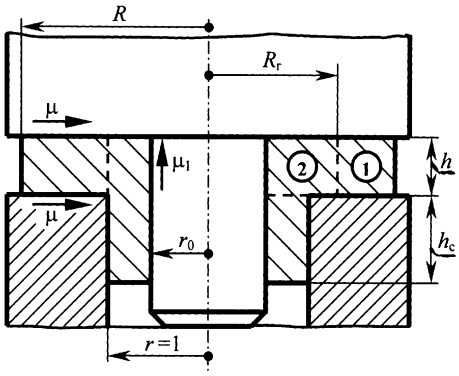


Рис. 3. Расчетная схема контурной осадки

$$q_о = 1{,}1\left\{1 + 0{,}275 r_0^2\left(\frac{1}{R^2} - \frac{2}{R^2 - r_0^2}\ln\frac{R}{r_0}\right) + \right.$$

$$\left. + \frac{\mu R}{2h(R^2 - r_0^2)}\left[R^2 - 3r_0^2 + \frac{4r_0^4}{R^2 - r_0^2}\ln\frac{R}{r_0}\right]\right\}, \quad (1)$$

где μ — коэффициент трения по напряжению текучести на поверхностях контакта заготовки, с осаживающими плитами; R и h — радиус и высота заготовки в рассматриваемый момент деформации; r_0 — радиус оправки.

При осадке сплошной заготовки ($r_0 = 0$), раскрывая неопределенность по правилу Лопиталя, получим:

$$q_о = 1{,}1\left(1 + \frac{\mu R}{2h}\right). \quad (2)$$

На данной стадии текущее значение наружного радиуса заготовки находится из условия постоянства объема:

$$R = \sqrt{r_0^2 + (R_0^2 - r_0^2)\frac{H_0}{h}}, \quad (3)$$

где R_0, r_0 и H_0 — наружный и внутренний радиусы и высота исходной заготовки.

Если процесс деформации представляет собой осадку с жестким смещением центральной части заготовки в отверстие плиты (см. рис. 3, слева от оси симметрии), то полная сила будет равна сумме сил, требующихся для осадки кольцевого участка и для смещения центральной части, т. е. для осуществления предельного сдвига на границе между центральной и периферийной зонами (трением в отверстии плиты пренебрегаем). Поскольку разрыв скоростей между центральной и периферийной частями заготовки вдоль границы, показанной штриховой линией в левой от оси симметрии части рис. 3, имеет не постоянную, а переменную величину (изменяется от максимального значения в нижней точке до нуля в верхней точке), то в этом случае по теореме, доказанной автором в работе [4, т. 3, разд. 14.3], следует брать не полное значение предельного касательного напряжения, а его половину, т. е. 0,25β. С учетом этого сила, требующаяся для смещения центральной части, определяется выражением $0{,}25\beta \cdot 2\pi h$. Суммируя указанные силы и относя их к общей площади поперечного сечения, с учетом формулы (12.91) из работы [4, т. 3] получим:

$$q_ж = \frac{1{,}1}{R^2 - r_0^2}\left[R^2 - 0{,}725 - 0{,}275\left(\frac{1}{R^2} + 2\ln R\right) + \right.$$

$$\left. + \frac{\mu R}{2h}\left(R^2 - 3 + \frac{4\ln R}{R^2 - 1}\right) + \frac{h}{2}\right]. \quad (4)$$

На данной стадии текущее значение наружного радиуса заготовки находится из условия постоянства объема:

$$R = \sqrt{1 + (R_ж^2 - 1)\frac{h_ж}{h}}, \quad (5)$$

где $R_ж$ и $h_ж$ — значения наружного радиуса и высоты заготовки в момент начала осадки с жестким смещением ее центральной части в отверстие плиты.

При $R = r = 1$ заготовка будет свободно смещаться в отверстие плиты, т. е. не будет границы, характеризующейся предельным сдвигом. Следовательно, в формуле (4) пропадет член $h/2$, а остальная часть выражения и, соответственно, $q_ж$ при $R = 1$ станет равной нулю, поскольку в этом случае по правилу Лопиталя член $4\ln R/(R^2 - 1) = 2$.

Если процесс деформации представляет собой осадку с выдавливанием металла в отверстие плиты (см. рис. 3, справа от оси симметрии), то полная сила будет равна сумме сил, требующихся для осадки кольцевой зоны **1** с внутренним радиусом $R_г$, и для выдавливания центральной зоны **2** с наружным радиусом $R_г$. Суммируя указанные силы и относя их к общей площади поперечного сечения, с учетом формул (8.37) и (12.91) из работы [4, т. 2 и т. 3] получим:

$$q_в = \frac{1{,}1}{R^2 - r_0^2}\left\{R^2 - 1{,}5 + R_г^2\left(0{,}775 - 0{,}275\frac{R_г^2}{R^2} - \right.\right.$$

$$\left. - 0{,}55\ln\frac{R}{R_г} + \ln R_г\right) + \frac{(R_г^2 + 1 - 2r_0^2)(1 + \mu_1 r_0)}{2(1 - r_0^2)}h +$$

$$+ \frac{2\mu}{h}\left[1 - 3R_г^2 + R\left(R^2 - 3R_г^2 + \frac{4R_г^4}{R^2 - R_г^2}\ln\frac{R}{R_г}\right) + \right.$$

$$\left.\left. + \frac{4R_г^4\ln R_г}{R_г^2 - 1}\right]\right\}, \quad (6)$$

где μ_1 — коэффициент трения по напряжению текучести на поверхности контакта с оправкой.

Если бы на данной стадии радиус $R_г$ границы между зонами **1** и **2** оставался постоянным, то текущее значение наружного радиуса заготовки можно было бы найти по формуле

$$R = \sqrt{R_г^2 + (R_в^2 - R_г^2)\frac{h_в}{h}}, \qquad (7)$$

а приращение высоты выдавливаемого стержня — по формуле

$$\Delta h_с = \frac{R_г^2 - r_0^2}{1 - r_0^2}(h_в - h), \qquad (8)$$

где $R_в$ и $h_в$ — значения наружного радиуса и высоты заготовки в момент начала осадки с выдавливанием металла в отверстие плиты.

Значение радиуса $R_г$ границы определяется из условия минимума выражения (6): $\partial q_в/\partial R_г = 0$. Поскольку при этом получается трансцендентное уравнение, то решать его необходимо численным методом. Ниже приведена программа на языке "Бэйсик" для определения радиуса $R_г$ и других параметров контурной осадки, в которой введены обозначения:

R вместо R; R0 — r_0; H — h; M — μ; M1 — μ_1; R1 — $R_г$; Q1 — q_0; Q_2 — $q_ж$; Q3 — $q_в$:

```
1 DIM R1(1002),Q3(1002)
2 INPUT "R = ";R
3 INPUT "ro = ";R0
4 INPUT "h = "; H
5 INPUT "M = ";M
6 M1 = M
7 X = R^2
8 Y = R0^2
9 F = X-Y
10 Z = 1.1/F
11 IF R0 = 0 GOTO 15
12 L = LOG(R/R0)
13 Q1 = 1.1*(1+0.275*Y*(1/X-(*2/F)*L)+M*R*(X-
   3*Y+4*Y^2*L/F)/(2*H*F))
14 GOTO 16
15 Q1 = 1.1*(1+0,5*M*R/H)
16 Q2 = Z*(X-0.725-
   0,275*(1/X+2*LOG(R))+M*R*(X-
   3+4*LOG(R)/(X-1))/(2*H)+H/2)
17 R1(0) = 1
18 GOTO 21
19 FOR I = 1 TO 1000
20 R1(I) = 1+0.001*(R-1)*I
21 J = R1(I)
22 U=J^2
23 IF R1(I) = 1 GOTO 26
24 L1 = 4*U^2*LOG(J)/(U-1)
25 GOTO 27
26 L1 = 2
27 Q3(I) = Z*(X-1.5+U*(0.775-0,275*U/X-
   0.55*LOG(R/J)+LOG(J))+(U+1-
   2*Y)*(1+M1*R0)*H/(2*(1-Y))+(0.5*M/H)*(1-
   3*U+R*(X-3*U+4*U^2*LOG(R/J)/(X-U))+L1))
28 IR R1(I) = 1 GOTO 19
29 IF Q3(I)>= Q3(I-1) THEN 31
30 NEXT I
31 PRINT " "
32 PRINT USING "qo = ##.### qж = ##.###
   qв = ##.### Rг = #.##";Q1,Q2,Q3(I-1),R1(I-1)
33 END
```

Результаты расчетов с помощью данной программы параметров контурной осадки сплошной заготовки ($r_0 = 0$) с относительными начальными размерами $R_0 = R = 3{,}5$ и $H_0 = h = 5{,}3$ ($D_0 = 35$ мм, $H_0 = 26{,}5$ мм, $d_0 = 10$ мм) при отсутствии смазочного материала ($\mu = 0{,}5$) и его наличии ($\mu = 0{,}1$) представлены в табл. 1. Для определения текущих значений наружного радиуса R на соответствующих стадиях обыкновенной осадки и осадки с жестким смещением центральной части заготовки использовались формулы (3) и (5). На стадии выдавливания наружный радиус определялся приблизительно по формуле (5).

Из табл. 1 видно, что в начале процесса деформации $q_о < q_ж$, т. е. контурная осадка указанной заготовки начнется в виде обычной осадки с уменьшением общей высоты, определяемым положением верхней плиты (см. рис. 2, *а*). Если осадка производится без смазывания ($\mu = 0{,}5$), то при достижении высоты $h = 4{,}1$ $q_о$ станет больше $q_ж$, и, следовательно, начнется стадия осадки с жестким смещением центральной части заготовки в отверстие плиты (см. рис. 2, *б*), т. е. общая высота заготовки перестанет изменяться. При достижении высоты $h = 1{,}6$ $q_ж$ станет больше $q_в$ и, следовательно, начнется стадия осадки с выдавливанием металла в отверстие плиты (см. рис. 2, *в*), т. е. общая высота заготовки начнет увеличиваться. Установленный характер формоизменения полностью совпадает с

Таблица 1

Параметры контурной осадки в зависимости от текущей высоты *h* заготовки

h	R	$q_о$	$q_ж$	$q_в$	$R_г$
При $\mu = 0{,}5$					
5,3	3,50	1,282	1,353	1,591	1,00
4,1	3,98	1,367	1,361	1,503	1,00
1,6	6,25	2,174	2,070	2,067	1,62
1,0	7,86	3,263	3,138	2,875	3,21
При $\mu = 0{,}1$					
5,3	3,50	1,136	1,238	1,476	1,00
4,1	3,98	1,153	1,183	1,325	1,00
3,4	4,37	1,171	1,169	1,267	1,00
1,6	6,28	1,316	1,274	1,297	1,00
1,0	7,91	1,535	1,491	1,499	1,11
0,8	8,83	1,707	1,663	1,662	1,51
0,5	11,14	2,325	2,280	2,211	3,08

результатами соответствующих экспериментов, показанными на нижнем графике рис. 36 учебника [5, с. 66].

Если осадка производится при эффективном смазывании ($\mu = 0{,}1$), то это облегчает течение металла в зоне осадки, и смена одной стадии на другую существенно замедляется: обычная осадка в осадку с жестким смещением переходит лишь при $h = 3{,}4$, а осадка с жестким смещением в осадку с выдавливанием — при $h = 0{,}8$.

Если осуществляется контурная осадка полой заготовки на оправке (см. рис. 3), то увеличение относительного радиуса последней сужает зазор в отверстии нижней плиты, затрудняя выдавливание в него металла и приводя к более позднему переходу осадки с жестким смещением центральной части в осадку с выдавливанием (табл. 2).

В табл. 3—5 представлены результаты расчетов изменения радиуса $R_г$ границы раздела течения при контурной осадке сплошной заготовки с выдавливанием в зависимости от варьирования высоты заготовки, ее радиуса и коэффициента трения. Видно, что все перечисленные факторы оказывают существенное влияние на величину радиуса границы и, соответственно, на результат конечного формоизменения заготовки. Таким образом, расчет по формулам (7), (8) не является достаточно надежным.

В работах [1, 3] рекомендуется рассчитывать конечное формоизменение, разбивая процесс осадки на ряд элементарных этапов, в пределах каждого из которых величина $R_г$ считается постоянной, а для расчета используют осредненные значения R и h. Но очевидно, что какой бы ни была величина разбиения неточность определения $R_г$ на данном элементарном этапе повлечет за собой неточность определения величины R [см. формулу (7)] на следующем этапе расчета. Отсюда следует, что погрешность в процессе выполнения последовательных расчетов будет неизбежно возрастать.

Даже сравнительно небольшое изменение $R_г$ приводит к изменению в оценке окончательного радиуса заготовки и значительному изменению в оценке высоты стержня. Таким образом, расчетное определение этих величин является нестабильным и в общем случае мало надежным. Следует также учесть, что с увеличением рабочего хода ошибки при определении радиуса заготовки и высоты стержня при колебаниях точности определения $R_г$ будут возрастать. А эти колебания неизбежны не только вследствие нарастания погрешности при определении R, но и вследствие изменения по ходу деформирования коэффициента трения и упрочнения материала заготовки, которое определяется разными законами в зонах осадки и выдавливания, что не учитывалось достаточно строго ни в нашем, ни в известных теоретических решениях. Поэтому использовать для выполнения практических расчетов формулы (7), (8) можно лишь с определенной осторожностью. Это относится и к приводимым в литературе теоретическим номограммам или эмпирическим формулам, которые по тем же причинам могут давать удовлетворительные результаты лишь для контурной осадки с параметрами, полностью идентичными тем, для которых они получены.

Таблица 2

Радиус R заготовки, при котором начнется стадия контурной осадки с выдавливанием в зависимости от радиуса r_0 оправки ($h = 0{,}5$, $\mu = 0{,}1$)

r_0	0,00	0,25	0,50	0,75
$q_ж$	1,625	1,654	1,688	1,799
$q_в$	1,624	1,652	1,687	1,798
R	5,7	5,9	6,1	6,9

Таблица 3

Радиус $R_г$ при контурной осадке в зависимости от текущей высоты h заготовки ($R = 6$, $r_0 = 0$, $\mu = 0{,}1$)

h	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2
$R_г$	1,02	1,13	1,26	1,43	1,67	2,00	2,48

Таблица 4

Радиус $R_г$ при контурной осадке в зависимости от радиуса R заготовки ($h = 0{,}5$, $r_0 = 0$, $\mu = 0{,}1$)

R	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0
$R_г$	1,08	1,19	1,31	1,43	1,56	1,70	1,84	1,99

Таблица 5

Радиус $R_г$ при контурной осадке в зависимости от коэффициента μ трения ($R = 6$, $r_0 = 0$, $h = 0{,}5$)

μ	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5
$R_г$	1,43	2,14	2,61	2,92	3,13

По поводу примеров, приведенных в работах [1, 3] и демонстрирующих удовлетворительное совпадение результатов расчетов и экспериментов, нужно сделать некоторые замечания. В работе [1] для расчета и последующего сопоставления с результатами экспериментов другого автора по холодной контурной осадке *стальных образцов без смазывания* выбран коэффициент трения $\mu = 0{,}18$ (с. 321). Но для точно такого же расчета по холодной контурной осадке стальных образцов при сопоставлении с собственными экспериментами в работе [1] выбран уже коэффициент трения $\mu = 0{,}25$ (с. 322). Укажем, что в объективных расчетах процессов деформации без смазывания в зависимости от материала заготовки принимается значение коэффициента трения $0{,}3 \div 0{,}5$. Наибольшее значение берут именно для сухого трения стали по стали. Меньшие значения коэффициента трения берут при сухом трении по стали цветных металлов и сплавов, поскольку эксперименты показывают уменьшение трения в данном случае, с учетом чего иногда в качестве смазочного покрытия применяют меднение, алюминирование или цинкование [6, с. 130]. В работе [3] для сопостав-

ления теоретического расчета с опытными данными по контурной осадке стальных слитков без смазывания также принят заниженный коэффициент трения $\mu = 0{,}25$. При этом в работе [3, с. 214] в качестве обоснования указано, что изменение этого коэффициента пренебрежимо мало влияет на результаты расчета. Но из сравнения данных табл. 1 при $\mu = 0{,}5$ и 0,1, а также из табл. 5 видно, что ссылка на пренебрежимо малое влияние коэффициента трения на результаты расчета является несостоятельной. Она позволяет подогнать результаты расчета под результаты конкретного эксперимента, но на практике маловероятно, чтобы технолог смог угадать, какое значение коэффициента трения следует выбрать для компенсации неизбежной погрешности и для соответствующего надежного определения окончательного формоизменения заготовки.

Впечатление достаточной точности теоретических расчетов в работе [1] обусловлено не только необоснованным выбором коэффициентов трения, но и тем, что вместо сопоставления с экспериментальными данными непосредственно величины $h_с$, подлежащей определению, проводится сопоставление суммарной величины $h_с + h$ (см. рис. 3). Поскольку высота h определяется рабочим ходом пресса и будет одинаковой в эксперименте и при расчете, это позволяет резко уменьшить расхождение δ, так как вместо

$$\delta = \left|\frac{h_с - h_{сэ}}{h_с}\right| 100\ \%$$

вычисляется

$$\delta = \left|\frac{(h_с + h) - (h_{сэ} + h)}{h_с + h}\right| 100 = \left|\frac{h_с - h_{сэ}}{h_с + h}\right| 100\ \%.$$

Например, для заготовки с $H_0 = 4$ при $h = 2{,}52$ в работе [1, табл. 18.2, с. 322] теоретически получено, что $(h_с + h)/H_0 = 0{,}75$. Сравнение с экспериментальным значением $(h_{сэ} + h)/H_0 = 0{,}8$ дает небольшое расхождение $\delta = 6{,}7$ %. Но если по указанным значениям вычислить $h_с = 0{,}75H_0 - h = 0{,}48$, $h_{сэ} = 0{,}8H_0 - h = 0{,}68$ и сравнить их друг с другом, то можно увидеть, что реальная погрешность $\delta = 41{,}7$ %. Для заготовки с $H_0 = 4$ при $h = 2{,}08$ в работе [1, табл. 18.2] теоретически получено, что $(h_с + h)/H_0 = 0{,}7$. Сравнение с экспериментальным значением $(h_{сэ} + h)/H_0 = 0{,}78$ дает расхождение $\delta = 11{,}4$ %. Но для соответствующих значений $h_с = 0{,}72$ и $h_{сэ} = 1{,}04$ реальная погрешность $\delta = 44{,}4$ %. Поэтому вряд ли можно согласиться с утверждением Л. А. Шофмана, что "фактические величины хорошо согласуются с результатами расчета" [1, с. 321]. Сопоставление результатов расчетов по формулам, приведенным в статье, с теми же экспериментальными данными,

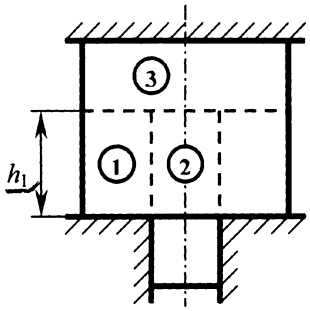


Рис. 4. Схема деформации при контурной осадке высоких заготовок

показывающее значительно большую точность (наши расчеты дают расхождение $\delta = 3{,}5$ %), будет приведено в следующей статье.

С гарантированной надежностью размеры окончательного изделия можно определить лишь в случае, если с самого начала и до конца процесса реализуется контурная осадка с жестким смещением центральной части заготовки в отверстие.

Но и здесь следует сделать одну важную оговорку. Из полученной автором формулы (4) видно, что существует значение высоты $h = h_1$, при котором величина удельной силы $q_ж$ будет минимальной. Это означает, что если высота заготовки превышает оптимальное значение h_1 (рис. 4), то появится дополнительная зона **3** пластической деформации, наличие которой при соответствующих геометрических параметрах хорошо подтверждается экспериментально [3, с. 206—208]. Заметим, что значение h_1 нельзя определять из минимизации выражения (4), поскольку последнее получено для условий контактного трения на верхней границе зон **1** и **2** (см. рис. 3), учитываемого коэффициентом трения μ, а в схеме на рис. 4 на данной границе будет поверхность разрыва, где касательное напряжение имеет предельное значение. Согласно экспериментальным данным работы [3] появление зоны **3** возможно при $H_0 > 2R_0$. Так как вследствие осадки зоны **3** величина жесткого смещения центральной части заготовки уже не будет равна величине рабочего хода, то определение высоты образующегося стержня в данном случае представляет собой вариационную задачу, выходящую за рамки данной монографии, ориентированной на малоотходную штамповку, в которой контурная осадка заготовок с $H_0 > 2R_0$ применяется крайне редко.

В справочной литературе иногда приводят соотношения, соблюдение которых, по утверждению их авторов, гарантирует контурную осадку с неизменной общей высотой заготовки, т. е. с жестким смещением центральной части заготовки, равным рабочему ходу (см. рис. 2, *б*). Например, в справочнике [7, с. 285] указано, что для этого должно быть выдержано условие

$$\frac{R-1}{h} \leqslant \frac{1}{\mu}\left(0{,}4 + \mu\frac{H_0 - h}{h}\right). \qquad (9)$$

Для упрощения анализа справочного соотношения умножим его правую и левую части на μh, в результате чего данное условие примет вид:

$$\mu(R - 1) \leqslant 0{,}4h + \mu(H_0 - h). \qquad (9а)$$

Если принять $\mu = 0$, то условие (9а) будет удовлетворено при любых значениях геометрических параметров (высота h нулю равняться не может). Однако очевидно, что малое контактное трение или полное его отсутствие не устраняют внутреннего трения и, соответственно, силу, необходимую для жесткого сдвига центральной части заготовки (см. рис. 2, *б*). Эта сила увеличивается прямо пропорционально высоте H_0. Следовательно, всегда можно подобрать такое значение этой высоты, при котором будет энергетически предпочтительна либо обычная осадка без затекания в отверстие (см. рис. 2, *а*), либо схема, приведенная на рис. 4. Точно так же металл не будет поступать в отверстие и при малых значениях его диаметра, т. е. при значительной величине R. И в том, и в другом случае гарантированная постоянная общая высота заготовки не получится.

Если рассмотреть другой крайний случай, т. е. принять $\mu = 0{,}5$, то для рассмотренных в табл. 1 значений $R = 3{,}5$ и $h = H_0 = 5{,}3$ ($1{,}25 < 2{,}12$), равно как и для $R = 3{,}98$, $H_0 = 5{,}3$ и $h = 4{,}1$ ($1{,}49 < 2{,}24$) условие (9а) также будет удовлетворено. Однако при этом общая высота заготовки не только не остается постоянной, но, наоборот, интенсивно уменьшается на величину рабочего хода, что подтверждают не только наши теоретические расчеты, но и независимые известные эксперименты [5]. Для большей объективности возьмем также два эксперимента двух независимых авторов, представленные в работе [1, табл. 18.2, с. 322]. Для указанных там значений $R = 2$, $h = H_0 = 4$ и принятого в данной работе $\mu = 0{,}18$ (с тем же результатом можно взять и $\mu = 0{,}1$ или 0,5) условие (9а) также будет удовлетворено ($0{,}18 < 1{,}6$). Однако оба независимых эксперимента также показали не постоянство, а уменьшение общей высоты заготовки. Справочное выражение (9) противоречит и целому ряду собственных экспериментов автора, результаты которых будут представлены в следующей статье.

Таким образом, анализ показывает, что справочное выражение (9) дает ошибочный прогноз и вовсе не гарантирует протекания контурной осадки с неизменной общей высотой заготовки, т. е. является несостоятельным.

Резюмируя, укажем, что ввиду большой неопределенности окончательного формоизменения заготовки при контурной осадке для гарантированного получения требуемых размеров изделия целесообразно в конце рабочего хода ограничивать течение металла в определенном направлении. Как правило, окончание процесса контурной осадки должно сводиться к обычному выдавливанию (рис. 5). При

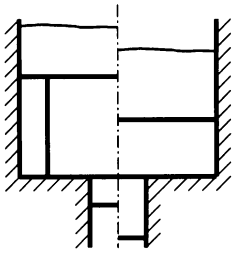


Рис. 5. Схема контурной осадки с ограничением течения металла заготовки

более редком интенсивном течении металла в центральный стержень возможно ограничение глубины отверстия в плите, в результате чего процесс окончания контурной осадки будет сведен к обыкновенной высадке.

Натуральное значение удельной силы контурной осадки в случае получения как одностороннего выступа (см. рис. 3), так и двустороннего (см. рис. 1, *б*, *в*) определено выражением

$$q_у = \sigma_s q_ж, \qquad (10)$$

в котором $q_ж$ находится по формуле (4).

Данное выражение целесообразно применять и для контурной осадки с выдавливанием, что значительно упрощает практические вычисления, давая небольшой запас (см. табл. 1 при $\mu = 0{,}1$) по сравнению с использованием более точного, но значительно более сложного и требующего определения $R_г$ выражения (6).

В справочнике [9, с. 285] для определения натурального значения удельной силы контурной осадки при постоянной общей высоте заготовки рекомендуется использовать выражение

$$q_у = \sigma_s\left[1 + \mu\left(0{,}5\frac{\sqrt{F}}{h} + \frac{f}{F}\right)\right], \qquad (10а)$$

где F — площадь осаженной части заготовки; f — боковая поверхность центральной части заготовки в отверстии плиты.

Из выражения (10а) видно, что оно не учитывает неоднократно упоминавшуюся силу, необходимую для осуществления предельного сдвига центральной части заготовки. Эта сила увеличивается с ростом h, но формула (10а) такого члена не содержит. Если принять $\mu = 0$, то из формулы (10а) следует, что удельная сила контурной осадки со смещением центральной части в отверстие плиты равна напряжению текучести, т. е. не отличается от удельной силы обыкновенной осадки без трения. Таким образом, получается, что осуществление предельного сдвига центральной части не влияет на энергию и, соответственно, удельную силу деформации. Некорректность этого вывода очевидна. Кроме того, при приближении диаметра заготовки к диаметру отверстия плиты удельная сила контурной осадки будет уменьшаться и может стать меньше предела текучести (при равным диаметрах эта сила будет

равна нулю). Но по формуле (10а) получается, что удельная сила не может стать меньше предела текучести ни при каких соотношениях размеров заготовки и отверстия плиты; при равных диаметрах заготовки и отверстия (этому соответствует $F = 0$) формула (10а) дает не 0, а ∞.

При необходимости прогнозирование разрушения при контурной осадке на боковой наружной поверхности заготовки выполняется по методике для высадки, подробно рассмотренной в работе [4, т. 3, разд. 13.2], а на поверхности выдавливаемого стержня — по методике, подробно изложенной в работе [4, т. 2, разд. 7.4 и 8.3].

Подробные примеры технологических расчетов с помощью разработанной автором теории контурной осадки, а также сопоставление с экспериментальными данными будут представлены в следующей статье.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шофман Л. А.** Теория и расчеты процессов холодной штамповки. М.: Машиностроение, 1964. 375 с.
2. **Шофман Л. А.** Основы расчета процессов штамповки и прессования. М.: Машгиз, 1961. 340 с.
3. **Теория** обработки металлов давлением / И. Я. Тарновский, А. А. Поздеев, О. А. Ганаго и др. М.: Металлургиздат, 1963. 672 с.
4. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. В 3 т. М.: Машиностроение. 2006. Т. 1 — 474 с., т. 2 — 397 с., т. 3 — 475 с.
5. **Семенов Е. И.** Ковка и объемная штамповка. М.: Высшая школа. 1972. 352 с.
6. **Холодная** объемная штамповка. Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.
7. **Ковка** и штамповка. Справочник / Под ред. Е. И. Семенова. Т. 3. Холодная объемная штамповка / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1987. 384 с.

УДК 621.919

А. В. ЩЕДРИН, канд. техн. наук, В. В. УЛЬЯНОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
А. А. БЕКАЕВ, канд. техн. наук (МГТУ "МАМИ"),
Н. Ю. ЧИХАЧЕВА (МГТУ им. Н. Э. Баумана, МОУ СОШ № 1, г. Покров)

Повышение эффективности комбинированного протягивания отверстий на основе регуляризации микрогеометрии поверхности деформирующих элементов

Исследования и многолетний опыт [1—4] показали, что регуляризация микрогеометрии поверхности деформирующих (выглаживающих) элементов комбинированного инструмента дают существенный технико-экономический эффект, снижая себестоимость и повышая качество и производительность обработки отверстий протягиванием (прошиванием).

Для оценки эффективности предлагаемого метода были проведены дополнительные сравнительные экспериментальные исследования по комбинированному прошиванию цилиндрических отверстий инструментом с иррегулярным (ИМР) и регулярным (РМР) микрорельефами поверхностей.

В качестве образцов-заготовок использовали цилиндрические втулки из стали 12ХН3А (1710÷2140 *HB*) с наружным диаметром $D_н = 39$ мм и высотой 40 мм и из стали 40Х (2170÷2410 *HB*) с наружным диаметром $D_н = 40$ мм и 50 мм и высотой 42 мм.

Исходная обработка отверстий образцов — растачивание.

Предварительное деформирование отверстий образцов осуществлялось одиночными деформирующими элементами диаметром по калибрующей ленточке $D_л = 22_{-0,021}$ мм, ширина калибрующей ленты 10 мм, углы рабочего и обратного конусов 8° ± 0,5° (рис. 1).

Последующее режущее воздействие с переменной схемой резания выполнялось двузубыми секциями: диаметр первого зуба по калибрующей ленточке составлял 21,95÷22,05 мм; главный передний угол +15°, диаметр второго зуба 21,91÷22,01 мм, главный задний угол +3°. Материал деформирующих и режущих элементов — быстрорежущая сталь Р6М5.

РМР поверхности деформирующих элементов выполнялся алмазным выглаживателем в виде однозаходных винтовых канавок радиусом 1,5 мм, глубиной $Г_к = 7 \div 17$ мкм с шагом $Ш_к = 0,5 \div 1,5$ мм (рис. 2). Нулевые параметры РМР условно соответствуют исходному ИМР после шлифования и полировки, а высота H_{max} максимального микровыступа составила 0,9 мкм. Скорость прошивания — 4 м/мин; в качестве смазочного материала исполь-

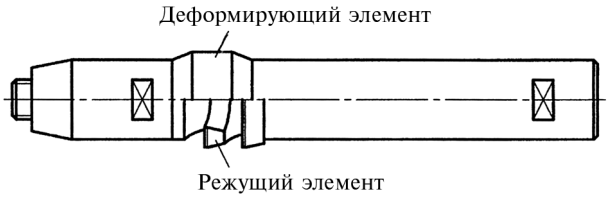


Рис. 1. Конструкция инструмента

зовался сульфофрезол. Номинальный натяг $i_н$ предварительного пластического деформирования варьировался от 0,25 до 1,0 мм через 0,25 мм.

На рис. 3 представлены осциллограммы суммарного усилия $F_д$ деформирующего прошивания отверстий образцов из стали 40Х с наружным диаметром $D_н$ = 40 мм (аналогичные результаты получены для образцов из сталей 12ХН3А и 40Х с $D_н$ = 50 мм). В табл. 1 приведены значения параметров обрабатываемых отверстий образцов из стали 40Х в зависимости от параметров РМР поверхности деформирующих элементов. Установлено, что РМР с $Г_к$ = 17 мкм помимо деформирования оказывает параллельное режущее воздействие в режиме микрорезания (см. рис. 3, осциллограммы 3 и 5), на которое указывало наличие микростружки. Основной причиной микрорезания является малый радиус при вершинах микровыступов РМР с $Г_к$ = 17 мкм [1].

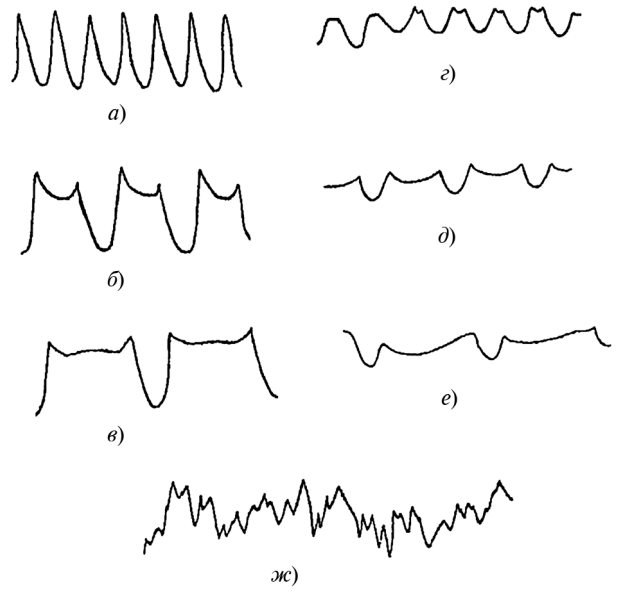


Рис. 2. Продольные профиллограммы поверхности калибрующих лент деформирующих элементов:
а — $Г_к$ = 17 мкм, $Ш_к$ = 0,5 мм; *б* — $Г_к$ = 17 мкм, $Ш_к$ = 1 мм; *в* — $Г_к$ = 17 мкм, $Ш_к$ = 1,5 мм; *г* — $Г_к$ = 7 мкм, $Ш_к$ = 0,5 мм; *д* — $Г_к$ = 7 мкм, $Ш_к$ = 1 мм; *е* — $Г_к$ = 7 мкм, $Ш_к$ = 1,5 мм; *ж* — $Г_к$ = $Ш_к$ = 0, H_{max} = 0,9 мкм

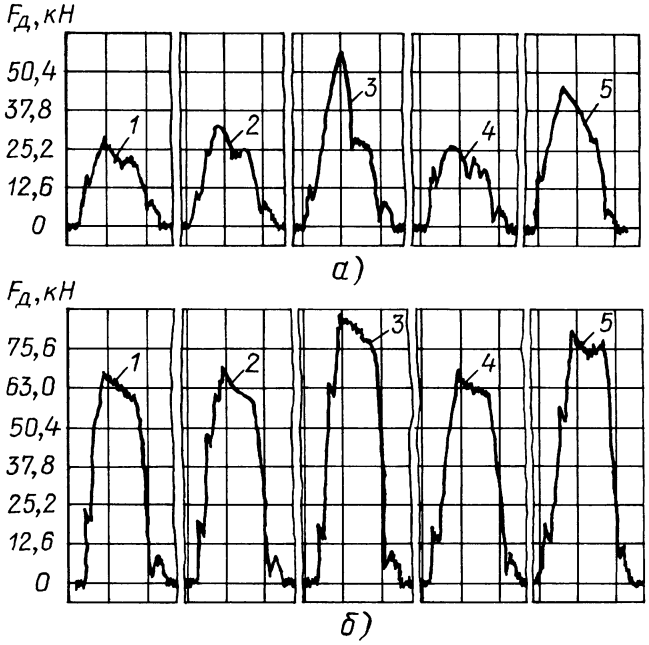


Рис. 3. Осциллограммы суммарного усилия $F_д$ деформирующего прошивания отверстий заготовок из стали 40Х диаметром 40 мм:
а — $i_н$ = 0,25 мм; *б* — $i_н$ = 1 мм; *1* — $Г_к$ = $Ш_к$ = 0; *2* — $Г_к$ = 7 мкм, $Ш_к$ = 0,5 мм; *3* — $Г_к$ = 17 мкм, $Ш_к$ = 0,5 мм; *4* — $Г_к$ = 7 мкм, $Ш_к$ = 1 мм; *5* — $Г_к$ = 17 мкм, $Ш_к$ = 1 мм

Для объективной оценки деформирующего воздействия будем использовать удельное усилие деформирующего прошивания $q_д = F_д/(\pi D_л)$.

На рис. 4, *а*, *б* представлены зависимости параметра $q_д$ от фактического натяга $i_ф$ пластического деформирования. Уравнение регрессии имеет вид: $q_д = A_{д0} + A_{д1} i_ф$, где $A_{д0}$ и $A_{д1}$ — коэффициенты уравнения регрессии. Используя данные зависимости, можно получить значения коэффициентов уравнения регрессии для всей факторной области экспериментального исследования (табл. 2).

Анализ показал, что, изменяя РМР, можно управлять силовой динамикой предварительного (перед резанием) деформирования или окончательного выглаживания поверхности отверстия (см. рис. 4, *а*, *б*).

Исследования образцов заготовок из стали 40Х с $D_н$ = 40 мм показали, что РМР существенно влияет на размерную точность отверстий. О чем свидетельствуют значения среднеквадратического отклонения $\sigma(D_д)$ диаметра отверстий деталей.

Используя данные, приведенные в табл. 1, можно определить упругую усадку $\Delta_у$ отверстия после

Таблица 1

Значения параметров обрабатываемых отверстий образцов из стали 40Х в зависимости от параметров РМР поверхности деформирующих элементов

$i_н$, мм	$Ш_к$, мм	$Г_к$, мкм	$D_д$, мм	$\sigma(D_д)$, мм
0,25 1	0	0	21,8938 21,9033	0,009 0,00988
0,25 1	0,5	7	21,9146 21,912	0,00848 0,0152
0,25 1		17	21,9197 21,928	0,0115 0,0219
0,25 1	1	7	21,8903 21,8958	0,00628 0,01038
0,25 1		17	21,8963 21,9048	0,0034 0,0144
0,25 1	1,5	7	21,8901 21,895	0,00686 0,00951
0,25 1		17	21,8992 21,9061	0,00642 0,0137

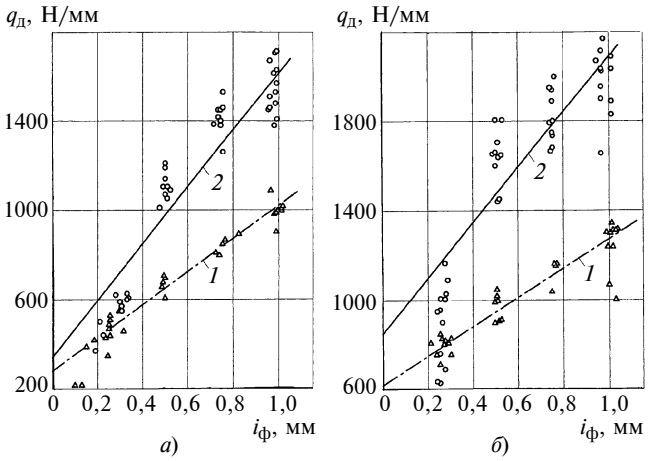


Рис. 4. Частные зависимости удельного усилия $q_д$ деформирующего прошивания от фактического натяга $i_ф$ пластического деформирования:
сталь 40Х, $Г_к$ = 7 мкм, $Ш_к$ = 0,5 мм; *1* — $D_н$ = 40 мм; *2* — $D_н$ = 50 мм

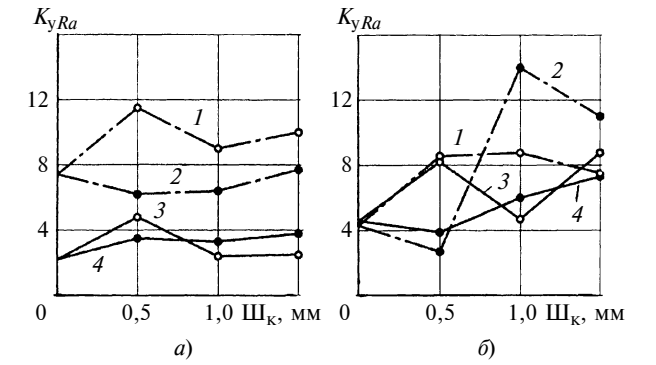


Рис. 5. Зависимость коэффициента K_{yRa} для деталей из стали 40Х после деформирующего прошивания от номинального натяга $i_н$, вида и параметров РМР:
а — $D_н$ = 40 мм; *б* — $D_н$ = 50 мм; *1* — $Г_к$ = 7 мкм, $i_н$ = 0,25 мм; *2* — $Г_к$ = 17 мкм, $i_н$ = 0,25 мм; *3* — $Г_к$ = 7 мкм, $i_н$ = 1 мм; *4* — $Г_к$ = 17 мкм, $i_н$ = 1 мм

Таблица 2

Значения коэффициентов $A_{0р}$ и $A_{1р}$ при различных параметрах РМР и материалах обрабатываемых образцов

$Г_к$, мкм	$Ш_к$, мм	Сталь 12ХН3А		Сталь 40Х, $D_н$ = 40 мм		Сталь 40Х, $D_н$ = 50 мм	
		$A_{0р}$	$A_{1р}$	$A_{0р}$	$A_{1р}$	$A_{0р}$	$A_{1р}$
0	0	257,96	668,93	206,72	778,08	26,15	1481,86
7	0,5	356,83	541,98	280,25	741,52	339,1	1271,5
17		621	443,3	626,17	657,88	849,3	1242,3
7	1,0	283,73	680,37	194,27	782,86	151,81	1293,36
17		539,22	473,21	501,53	577,53	282,85	1495,9
7	1,5	241	719,25	200,59	783,58	92,9	1480
17		454,21	558,5	371,02	711,64	285	1348,7

предварительного деформирования: $\Delta_у = (D_л - D_д) \pm \pm 3\sigma(D_д)$. Зная $\Delta_у$ можно обоснованно назначить припуск под следующее режущее воздействие.

Для более точного определения технологических возможностей деформирования инструментом с РМР с позиций технологического наследования — исправления исходных погрешностей отверстия (рис. 5 и 6) использовали коэффициент K_{yRa} уточнения по параметру шероховатости поверхности: $K_{yRa} = Ra_з/Ra_д$, где $Ra_з$ и $Ra_д$ — соответственно параметры Ra шероховатости поверхностей отверстий заготовки и детали, а также коэффициент $K_{y\Delta D}$, учитывающий поля рассеяния диаметра отверстия: $K_{y\Delta D} = (\Delta D_з/\Delta D_д)$, здесь $\Delta D_з$ и $\Delta D_д$ — соответственно поля рассеяния диаметров отверстий заготовки и детали.

Высокое качество по параметру шероховатости (см. рис. 5) объясняется тем, что каждый выступ РМР (см. рис. 2) является микроиндентором, который вызывает дополнительные деформации поверхностного слоя отверстия заготовки, обеспечивая по сравнению с ИМР более высокое качество поверхности по шероховатости не только в условиях деформирующего воздействия, но и при параллельном деформировании и микрорезании.

Аналогично объясняется и размерная точность (см. рис. 6). Правильные исходные параметры отверстия обрабатываемой заготовки позволяют выбрать коэффициент $K_{y\Delta D} > 1$.

РМР повышает и геометрическую точность отверстия относительно овальности и отклонения профиля продольного сечения (рис. 7). Усредненные профили образующих отверстия заготовок и деталей построены по методике, приведенной в работе [5].

Анализ показал, что при номинальном натяге $i_н$ пластического деформирования от 0,25 до 1,0 мм наблюдается изменение формы отверстия от явной конусности до бочкообразности. Одной из причин

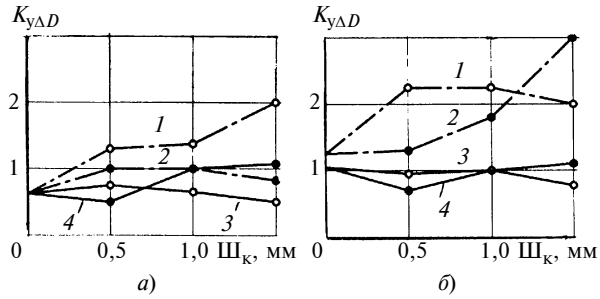


Рис. 6. Зависимость коэффициента $K_{y\Delta D}$ для деталей из стали 40Х при $D_н$ = 40 мм после деформирующего прошивания от вида и параметров РМР, номинального натяга $i_н$ и поля рассеяния $\Delta D_з$ диаметра отверстия заготовок:
а — ΔD = 20 мм; *б* — ΔD = 30 мм; *1* — $Г_к$ = 7 мкм, $i_н$ = 0,25 мм; *2* — $Г_к$ = 17 мкм, $i_н$ = 0,25 мм; *3* — $Г_к$ = 7 мкм, $i_н$ = 1 мм; *4* — $Г_к$ = 17 мкм, $i_н$ = 1 мм

такого изменения является переменная радиальная жесткость заготовок по высоте в процессе прошивания. Входной торец — начало обработки (НО) имеет меньшую радиальную жесткость по сравнению с выходным торцом — конец обработки (КО)

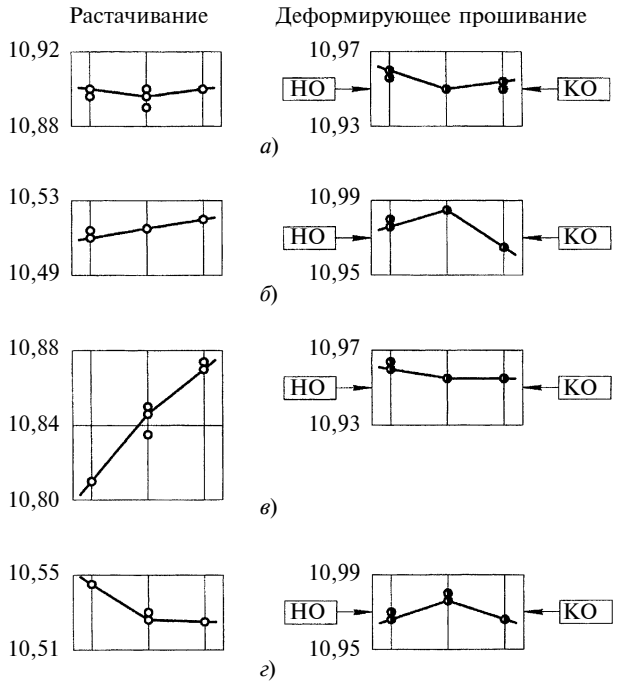


Рис. 7. Усредненные профили образующих отверстия экспериментальных образцов из стали 12ХН3А после растачивания и деформирующего прошивания:
а — $Г_к = Ш_к = 0$, $i_н = 0{,}25$ мм; *б* — $Г_к = Ш_к = 0$, $i_н = 1$ мм; *в* — $Г_к = 17$ мкм, $Ш_к = 0{,}25$ мм, $i_н = 0{,}25$ мм; *г* — $Г_к = 7$ мкм, $Ш_к = 0{,}5$ мм, $i_н = 1$ мм

Таблица 3

Значения коэффициентов $A_{0р}$ и $A_{1р}$ уравнения регрессии и диапазон изменения толщины $A_р$ срезанного слоя

$Г_к$, мкм	$Ш_к$, мм	$i_н$, мм	Сталь 12ХН3А			Сталь 40Х, $D_н = 40$ мм		
			$A_{0р}$	$A_{1р}$	$A_р$, мм	$A_{0р}$	$A_{1р}$	$A_р$, мм
0	0	0,25	338,88	733,56	0,046÷÷0,0735	212,69	4476	0,054÷÷0,079
0	0	1,0	394,68	-1064,7	0,0245÷÷0,057	244,27	2819,6	0,048÷÷0,075
7	0,5	0,25	252,37	2864,5	0,043÷÷0,0695	335,3	2479,6	0,007÷÷0,077
7	0,5	1,0	299,43	577,61	0,0265÷÷0,055	485,6	50,8	0,013÷÷0,0735
17	0,5	0,25	223,1	2294,9	0,0295÷÷0,0665	309,24	2105	0,008÷÷0,068
17	0,5	1,0	196,29	2272,2	0,018÷÷0,0465	352,8	1454,1	0,004÷÷0,068
7	1,0	0,25	341,18	1578,3	0,044÷÷0,0735	268,52	4014,4	0,0535÷÷0,079
7	1,0	1,0	353,35	1042,6	0,0215÷÷0,0565	415,3	278,09	0,049÷÷0,0765
17	1,0	0,25	199,39	2260,9	0,0415÷÷0,069	109,66	4643,1	0,051÷÷0,0785
17	1,0	1,0	296,25	708,01	0,025÷÷0,056	262,7	3219,1	0,0405÷÷0,0755
7	1,5	0,25	349,54	70,91	0,0395÷÷0,0735	326,96	2492,1	0,0515÷÷0,078
7	1,5	1,0	333,29	1437,2	0,0295÷÷0,0565	0	6751,7	0,0515÷÷0,0755
17	1,5	0,25	284,29	559,91	0,043÷÷0,074	198,08	3871,3	0,0485÷÷0,0765
17	1,5	1,0	349,84	1168,4	0,0195÷÷0,0565	334,3	2608,2	0,0465÷÷0,074

из-за воздействия на последний реактивных сил трения с опорой [6], которые прямо пропорциональны усилию прошивания (см. табл. 2).

Силовая динамика последующего макрорежущего воздействия режущим элементом (см. рис. 1) оценивалась аналогично предварительному деформированию удельным усилием режущего прошивания: $q_р = A_{0р} + A_{1р}A_р$, где $A_{0р}$ и $A_{1р}$ — коэффициенты уравнения регрессии; $A_р$ — фактическая толщина срезаемого слоя.

Значения коэффициентов $A_{0р}$ и $A_{1р}$ регрессии и диапазон изменения $A_р$ представлены в табл. 3. Общие закономерности режущего прошивания отверстий по предварительному деформированному слою изложены в работе [5]. При этом при прочих равных условиях РМР по сравнению с ИМР позволяет в 1,5 раза уменьшить усилие последующего режущего воздействия.

Дальнейшим направлением системного совершенствования методов комбинированного деформирующе-режуще-выглаживающего прошивания (протягивания) отверстий будет регуляризация микрогеометрии поверхности режущих элементов.

Полученные результаты могут быть использованы для целенаправленного синтеза принципиально новых конкурентоспособных методов комбинированного волочения и протягивания тел вращения [7, 8].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Трибологическая** концепция системного анализа-синтеза комбинированных методов деформирующе-режущей обработки / А. В. Щедрин, А. Б. Таненгольц, В. М. Скоромнов, З. И. Егорова // Техника машиностроения. 2001. № 4 (32). С. 53—59.
2. **Shchedrin A. V.** Generalized space-time model of deforming-cutting process // Russian Engineering Research. Allerton Press Inc. 1997. V. 17. N 3. P. 55—59.
3. **Shchedrin A. V.** Deforming broaching of piston pin holes // Russian Engineering Research. Allerton Press Inc. 1997. V. 17. N 1. P. 59—62.
4. **Щедрин А. В., Таненгольц А. Б.** Совершенствование характеристик инструмента для деформирующе-выглаживающего прошивания отверстий // Машиностроитель. 2002. № 11. С. 20—23.
5. **Режущее** прошивание отверстий по предварительно деформированному слою / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов, А. А. Бекаев, Р. М. Матвеев // Вестник машиностроения. 2007. № 11. С. 48—51.
6. **Щедрин А. В.** Оптимизация макрогеометрии деформирующих элементов для комбинированной обработки цилиндрических поверхностей // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2002. № 1. С. 36—38.
7. **Щедрин А. В.** Инструмент для комбинированного протягивания тел вращения // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2002. № 2. С. 47—48.
8. **Повышение** эффективности методов комбинированного волочения за счет регуляризации микрогеометрии рабочей поверхности инструмента / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов, В. М. Скоромнов и др. // Вестник машиностроения. 2006. № 11. С. 58—60.

УДК 658:338.31

Т. В. ПОСТНИКОВА ("Корус Консалтинг", г. Москва)

Оптимизация затрат в условиях стратегического управления затратами в рамках цепи поставок

Приведена схема оценки сложности реализации возможных методов стратегического управления затратами на каждом отдельном участке цепи поставок и рассмотрены методы стратегического управления затратами на разных стадиях жизненного цикла товара.

Ключевые слова: стратегия, оптимизация затрат, цепь поставок, модель совокупных затрат, методы стратегического управления затратами.

An estimation scheme of realization complexity of possible methods of strategic governing by the expenses on every individual part of the delivery network is presented. The methods of strategic governing by the expenses at different stages of a good's life cycle are considered.

Keywords: strategy, optimization of the expenses, delivery network, model of aggregate expenses, methods of strategic governing by the expenses.

В сложившейся экономической ситуации приоритетной задачей, которая стоит перед любой организацией, является обеспечение значительной экономии затрат путем их оптимизации. Многие организации до сих пор работают в привычной для себя манере, ориентированной на исчисление затрат по отдельным статьям. В этом случае менеджеры занимаются сокращением затрат, касающихся лишь внутренних функций в рамках одного конкретного подразделения. Однако такой подход приводит к значительному снижению эффективности действий, связанных со стратегическим управлением затратами, — действий, которые охватывают всю цепь поставок. Для обеспечения действительного увеличения эффективности в результате оптимизации затрат необходимо проводить последнюю по межфункциональному принципу в рамках соответствующей организации. Осуществление подобного проекта оптимизации затрат в компании Shell привело к тому, что по многим бизнес-функциям в компании достигаются запланированные показатели годовой экономии затрат благодаря эффективным действиям менеджеров соответствующей цепи поставок.

Оценка сложности реализации возможных методов стратегического управления затратами на каждом отдельном участке цепи поставок

Если раньше многие компании сосредоточивали свои усилия на реализации инициатив, связанных с управлением внутренними затратами, то теперь результаты управления затратами все чаще и чаще оцениваются с точки зрения функционирования цепи поставок в целом. Компании распространяют инициативы, направленные на сокращение затрат, на участников всей цепи поставок — от поставщиков до конечного потребителя.

На рис. 1 представлена схема и составляющие оценки сложности реализации возможных методов стратегического управления затратами на каждом отдельном участке цепи поставок.

Рис. 1. Оценка сложности реализации возможных методов стратегического управления затратами на каждом отдельном участке цепи поставок

Три поколения инициатив, направленных на оптимизацию затрат

Большинство компаний реализуют инициативы, направленные на сокращение затрат в рамках соответствующей компании и охватывающие одну-две функциональные группы в ней. Причина популярности такого подхода проста: подобная деятельность, как правило, требует меньших усилий и практически не требует координации. Среди примеров подобных стратегий сокращения затрат можно отметить использование альянсов поставщиков, производственное проектирование, проектирование стоимости, стандартизацию.

Второе поколение инициатив связано с управлением затратами и включает всех участников цепи поставок. Подобные инициативы строятся на межфункциональном подходе к оптимизации затрат и пытаются выявить пути их сокращения для трех и более функций по всей цепи поставок. К таким инициативам относятся: глобальное развитие поставщиков, управление отношениями с потребителями, целевое ценообразование, участие в экономии затрат, обмен информацией о технологиях и управление проектными изменениями.

Последняя совокупность инициатив охватывает глобальную интеграцию — объединение всех элементов цепи поставок. Этими элементами могут быть потребители, поставщики, а также ряд внутренних бизнес-функций. В качестве примера подобных инициатив можно назвать совокупную стоимость приобретения (Total Cost of Ownership), глобальное перестроение цепи поставок, калькуляцию затрат по стадиям жизненного цикла, полную информационную прозрачность. В настоящее время подобные инициативы лишь начинают зарождаться между участниками цепи поставок, что связано со сложностью и трудностью их практической реализации. Эффективность любых методов стратегического управления затратами в значительной мере зависит от системы выявления тех или иных факторов затрат, поддержки со стороны руководства и доступа к достоверным данным о затратах. Отсутствие таких данных и невозможность доступа к ним зачастую являются основными препятствиями на пути реализации инициатив, направленных на оптимизацию затрат.

Методы стратегического управления затратами для разных стадий жизненного цикла товара

Для каждой фазы жизненного цикла продукта характерно и наиболее эффективно использование определенных методов стратегического управления затратами. Когда продукт или услуга выходят на стадии проектирования или запуска в производство, такие подходы, как интеграция поставщиков, стандартизация, проектирование стоимости и производственное проектирование способствуют увеличению использования стандартизованных изделий и операций и создают возможности для экономии затрат.

На стадии запуска продукта или услуги в производство организации берут на вооружение более традиционные подходы к сокращению затрат, в том числе переговоры, стоимостный анализ, увязывание долгосрочных цен с продолжительными контрактами. Когда продукт подходит к завершающей стадии жизненного цикла, организации не имеют права игнорировать инициативы, направленные, например, на сохранение окружающей среды. Примером такого отношения могут служить компании Hewlett-Packard и Xerox, которые создали технологии, позволяющие потребителям сдавать использованные картриджи на перезарядку для повторного использования, что избавило их от затрат, связанных с "захоронением" отработанных материалов [1].

Значительные возможности сокращения затрат появляются в тех случаях, когда менеджеры цепи поставок подключаются к работе в самом начале цикла разработки нового продукта или услуги. Если решения, касающиеся использования внешних и внутренних источников, принимаются на самых ранних стадиях, появляется возможность в максимальной степени реализовать их потенциал на всех фазах жизненного цикла соответствующего продукта или услуги. Если менеджеры цепи поставок включаются в работу на более поздних этапах разработки нового продукта, возможности для сокращения затрат ограничиваются, поскольку основные решения, касающиеся конструкций, выбора материалов, поставщиков, упаковки и распределения продукта, как правило, к тому времени уже приняты.

В качестве подтверждения этого факта можно привести слова одного из руководителей General Motors: "В прошлом мы предоставляли возможность выбирать спецификации, материалы и поставщиков нашим конструкторам и проектировщикам. Фактически проектировщики обращались к поставщику, когда уже был создан первый прототип! Именно тогда они принимали решение о привлечении отдела закупок к составлению контракта. Какими средствами можно было повлиять на этого поставщика, убеждая его снизить цену, когда ему уже было известно, что заказы ему гарантированы, когда в сформированную конструкцию или оснастку уже вложены деньги?" [2].

Выбирая приоритетность тех или иных действий, направленных на сокращение затрат, компании нередко применяют ту или иную структурированную схему в зависимости от стоимости конкретных материалов и услуг данной компании.

Разработка системы измерения совокупных затрат

Компании, создающие систему совокупной стоимости приобретения, могут воспользоваться

Рис. 2. Алгоритм измерения совокупных затрат

структурированным подходом, который представлен в виде алгоритма на рис. 2.

Данные о совокупных затратах позволяют сравнивать эффективность разных поставщиков и альтернативных каналов распределения. Однако для непосредственного сравнения или ранжирования поставщиков необходимо количественные оценки привести к некоторому общему знаменателю, т. е. необходимо установить какой-либо единый коэффициент. В качестве такого коэффициента предлагается использовать индекс совокупных затрат $I_{\text{сов.}}$, который дает возможность сравнивать суммарную эффективность разных поставщиков. Индекс $I_{\text{сов.}}$ представляет собой отношение совокупных затрат $S_{\text{сов.}}$ к закупочной цене $Ц_{\text{зак.}i}$ соответствующего контракта:

$$I_{\text{сов.}} = S_{\text{сов.}}/Ц_{\text{зак.}i} = (Ц_{\text{зак.}i} + S_{\text{несоотв.}})/Ц_{\text{зак.}i},$$

где $S_{\text{несоотв.}}$ — издержки несоответствия.

Индекс совокупных затрат дает возможность сравнить двух поставщиков независимо от абсолютных величин денежных затрат. Измерение совокупных затрат позволяет выявить альтернативные цепи поставок, которые в принципе могут обеспечить более низкий уровень затрат.

Информацию, полученную в результате измерения совокупных затрат, можно использовать поразному. Эти данные позволяют качественно оценить эффективность функционирования поставщиков и дистрибьюторов и составить представление о недостаточно эффективных видах деятельности, которым следует уделить повышенное внимание. Данные о совокупных затратах могут использоваться в ходе переговоров для выявления участников, ситуацию у которых можно исправить, привлекая субподрядчиков. Эта информация облегчает процесс выбора поставщиков в целом, являясь источником сведений о прошлой деятельности тех или иных фирм и средством ранжирования эффективности поставщиков и дистрибьюторов, что особенно полезно, если фирма планирует сохранить свою базу поставок. Наконец структурированный подход к совокупным затратам дает возможность компании-покупателю компенсировать затраты, связанные с недостаточной эффективностью, путем взимания с партнеров неустойки за несоответствие ожидаемым результатам.

Разработка модели совокупных затрат в цепи поставок

Модель совокупных затрат в цепи поставок является одной из важнейших движущих сил конкурентной стратегии компании. Можно выделить четыре основные задачи, связанные с внедрением SCM (Supply Chain Management) стратегии:

1) определение звена цепи поставок, в которой создается ценность, нуждающегося в инвестировании средств для наращивания этой ценности;

2) донесение преимуществ SCM стратегии до всех участников цепи поставок;

3) установление крепких партнерских отношений между участниками цепи поставок с целью оптимизации затрат всех организаций, входящих в эту цепь;

4) визуализация выработанной стратегии в виде модели.

В качестве примера можно взять модель совокупных затрат в цепи поставок компании Solectron — мирового провайдера услуг, связанных с производством электронных приборов и предоставляемых изготовителям комплексного оборудования. Эта модель компании Solectron постоянно совершенствуется и используется многими компаниями для оценки собственных совокупных затрат цепи поставок. Такая модель представлена на рис. 3.

Рис. 3. Модель совокупных затрат

Она позволяет уяснить: потребности клиентов, касающиеся того, что именно им придется поставлять; переменные и ограничения, связанные с удовлетворением потребностей клиентов; как минимизировать риск чрезмерного устаревания оборудования, связанного с изменением заказов; как оптимизировать прямые материальные издержки, затраты на приобретение, улучшить гибкость отношений "предприятия—предприятие" и "предприятие—объем выпуска". Эту модель можно использовать также для проведения анализа по методу "а что, если", который помогает сформулировать ожидания потребителей, особенно в том, что касается выпуска новых продуктов, соотношения "время—объем выпуска", а также спрогнозировать подверженность рискам и потенциальным убыткам.

С точки зрения поставок такая структура помогает организовать "партнерские отношения во имя повышения ценности" с ключевыми стратегическими поставщиками. Такого рода партнерские отношения избавляют фирмы от необходимости проводить переговоры и согласовывать цены, поскольку модель совокупных затрат в цепи поставок обеспечивает основу для принятия ими решений, касающихся цепи поставок.

Модель совокупных затрат в цепи поставок играет роль важного связующего звена между потребителями и поставщиками. Потребители зачастую резко увеличивают спрос, что означает необходимость крупных инвестиций в увеличение тех или иных компетенций компании.

Таким образом, модель совокупных затрат выполняет функцию объединяющего механизма для приведения в действие отношений с теми или иными участниками цепи поставок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **New product** Development: Supplier Integration Strategies for Success / R. Monczka, R. Handfield, D. Frayer and others. Milwaukee, WI: ASQ Press, 1999. 503 p.

2. **Хэндфилд Р. Б., Николс Э. Л. мл.** Реорганизация цепей поставок. Создание интегрированных цепей формирования ценности. М.: Изд-во "Вильямс", 2003. 416 с.

Вниманию подписчиков!

В последнее время участились случаи контрафактного издания журналов нашего издательства, сопровождающиеся нарушением технических стандартов полиграфии. Нередко покупателями контрафактных изданий становятся бюджетные организации, заключившие договор с недобросовестными поставщиками в результате тендера. Кроме того, такие поставщики зачастую не выполняют своих обязательств по подписке, что влечет за собой обращение подписчиков в редакции журналов. Напоминаем, что изготовление и распространение контрафактной продукции подпадает под действие Уголовного Кодекса РФ.

ООО "Издательство Машиностроение" обладает исключительными правами на выпуск и реализацию своих периодических изданий, поэтому для оформления подписки у нас не требуется участия ни в каких тендерах. Издательство предоставляет все документы, которые необходимы государственным учреждениям.

ООО "Издательство Машиностроение" предоставляет журналы по минимальной отпускной цене. Постоянным подписчикам дается скидка — 3 %.

Ежемесячная отправка журналов заказной бандеролью осуществляется за счет издательства.

Приглашаем Вас оформлять подписку на журналы издательства в отделе продаж, маркетинга и рекламы: 107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4. Тел.: (499) 269-6600, 269-5298. Факс: (499) 269-4897.

E-mail: realiz@mashin.ru www.mashin.ru

Обращайте внимание на качество журналов, получаемых по подписке не в издательстве!

Издательство не несет ответственности за низкое качество журналов, приобретаемых у недобросовестных поставщиков, и не принимает их к обмену.

УДК 658.5(075.8):62.001

В. К. ФЕДОРОВ, д-р техн. наук, И. К. ЕПАНЕШНИКОВА, канд. техн. наук

О компоновочных и композиционных принципах построения гибких производственных систем в специальном машиностроении

Рассмотрен метод решения компоновочных, планировочных и композиционных задач при проектировании гибких производственных систем (ГПС) на основе размерно-параметрических рядов и систем типовых конструктивно-технологических. Гармонизация компоновочной структуры достигается разделением объемов оборудования по вертикали и горизонтали и восприятия всех элементов ГПС как неразрывных частей производственной среды.

Ключевые слова: компоновочные и композиционные принципы построения, гибкие производственные системы, размерно-параметрические ряды, производственная среда.

A solution method of the lay-out, planning, and composite problems at designing of the flexible manufacturing systems (FMS) on the basis of the dimensionally-parametric series and typical design-technological systems has been considered. It was shown that harmonization of the layout structure is achieved by dividing of an equipment volumes in vertical and across and by perception of all FMS elements as non-separable parts of the working environment.

Keywords: layout and composition arranging principles, flexible manufacturing systems (FMS), dimensionally-parametric series, working environment.

Обеспечение высоких компоновочных, композиционных и эргономических показателей качества специального технологического оборудования электронного машиностроения с учетом развития автоматизированных и роботизированных производств и создания гибких производственных систем (ГПС) требует не только переосмысления самих принципов построения современных технологических процессов, но и нового подхода к компоновке, формообразованию и эргономическому решению оборудования и всей производственной среды. При этом основным в решении поставленных задач является принцип агрегатирования и унификации как отдельных компоновочных единиц, несущих и формообразующих элементов оборудования, так и в целом всех объемно-пространственных структур производственной среды как единого целого, основанный на применении базовых конструктивно-технологических модулей, развивающихся на основе единых типоразмерных рядов.

Это, в свою очередь, определяет принципиально новые подходы в проектировании и пространственном развитии формообразования оборудования ГПС, его компоновочных, эргономических, композиционных и стилевых решений, перестройке эстетического решения всей производственной среды, в которой сами комплекты и линии оборудования в этом случае воспринимаются уже как сложные композиционные ансамбли в структуре всего производства.

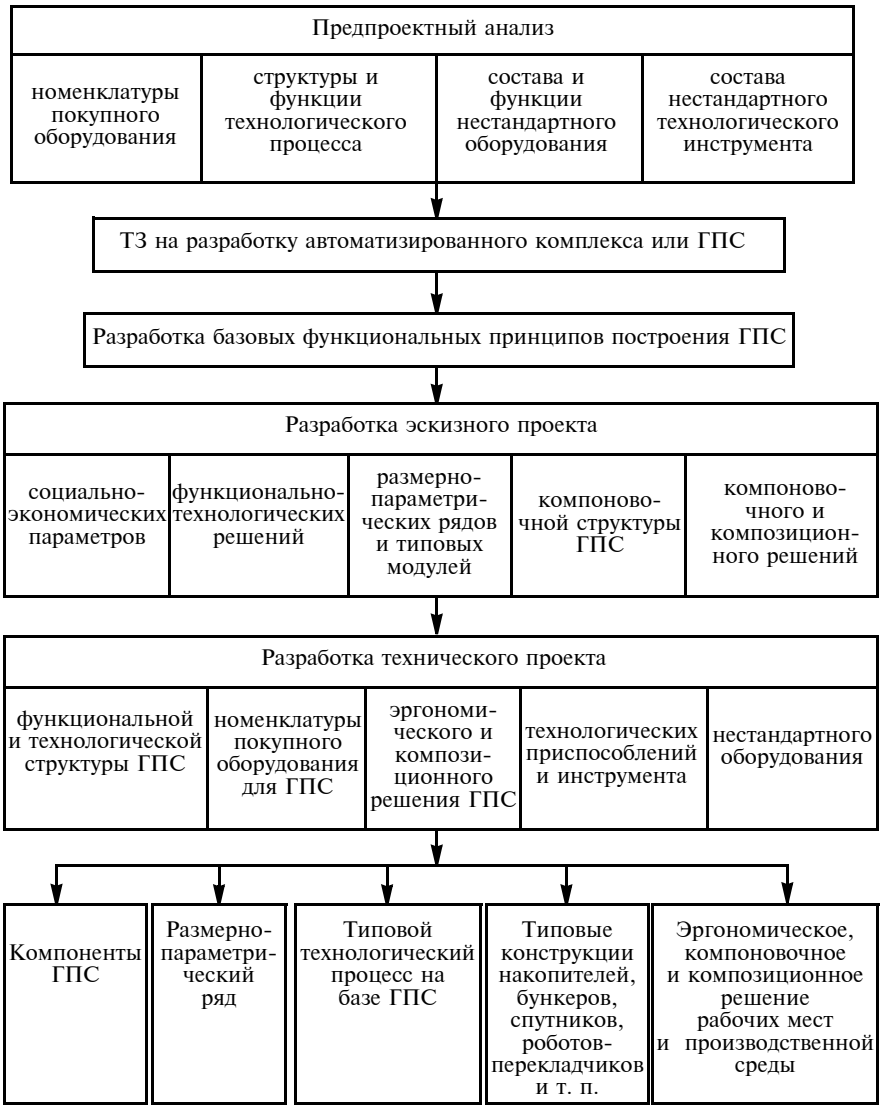
Методы технологического дизайна и эргономики в этом смысле являются мощным структурообразующим средством, которое позволяет с высокой эффективностью организовать всю технологическую и объемно-пространственную структуру производственной среды, гармонию социально-психологического трудового процесса персонала, работающего на оборудовании нового поколения. Хороший дизайн больше, чем красота, — это общая идеология формирования гармоничной социально-экономической и организационно-технологической производственной среды.

Опыт компоновочной, композиционной и эргономической отработки специального технологического оборудования в условиях построения ГПС позволил создать эффективную схему организации таких работ (рисунок).

Предпроектный анализ роботизированного комплекса или ГПС, его аналогов и прототипов с самого начала ведется одновременно с оценкой возможных технологических, планировочных и эргономических решений цехов основного производства (и отдельных групповых рабочих мест), оптимальных технологических маршрутов движений операторов, изделий и полуфабрикатов.

При этом композиционные и эргономические параметры оперативных рабочих зон, зон подхода и управления оборудованием оцениваются не только для конкретных рабочих мест, но и с учетом эргономических и компоновочных параметров всего роботизированного комплекса или ГПС как сложного композиционного ансамбля в интерьере цеха. Оценивается также степень эстетического и эргономического комфорта различных цеховых зон, зон размещения вспомогательных служб, которые формируют определенное эстетическое и социальное окружение, весь социотехнический характер производства, всей производственной среды, включая роботизированный комплекс или ГПС.

Разработки технологического, композиционного и социального ансамбля ГПС последовательно ведут на различных стадиях силами подразделений главного конструктора, главного технолога, службы управления качеством совместно с подразделениями охраны труда и техники безопасности.



Информация, сформированная на начальном этапе работ, берется за основу разработки конструктивно-технологического и эргономического проектов ГПС и производственной среды.

Проектируются следующие элементы ГПС: автоматическое и полуавтоматическое оборудование, рабочие места, конвейерные линии, технологические накопители, посты операторов, а также малые архитектурные формы производственного интерьера и другие элементы.

Объектами пространственного конструирования являются: оргтехоснастка, трубопроводы и технологические коммуникации, ограждения и т. д., которые также являются частью общего композиционного решения и в значительной степени формируют общие формообразующие признаки производственной среды.

Предусматривается развитая система базовых технологических модулей — роботизированные транспортные тележки, типовые технологические модули-переходы, спутники, стапели, шлюзы, накопители, роботы-перекладчики. Их структура и конструктивно-технологическое исполнение композиционно объединяют контур технологических агрегатов ГПС.

Единство композиции достигается, прежде всего, пропорциональным членением пространства по вертикалям и горизонталям на лаконичные объемы, что придает четкий законченный образ гибкому поточному производству. Такая организация пространства создает понятный и легко воспринимаемый пропорциональный строй технологической композиции и задает ритм производственной среды.

Конструкции каркасов, станин, корпусов и других несущих и формообразующих элементов ГПС, как правило, имеют прямоугольные формы, что позволяет развивать на основе размерно-параметрических рядов и типовых модулей структуру конструкции в целом, обеспечивая логичный переход отдельных единиц в систему ансамблей.

ГПС комплектуются как покупным оборудованием (в том числе импортным), так и нестандартным оборудованием собственного производства. В обеспечении единства компоновочной структуры цехов и участков, гармонии производственной среды важную задачу выполняют типовые несущие и формообразующие конструкции поточных и конвейерных линий, а также повторяющиеся типовые накопители, штабелеры, приборные стойки, рабочие места. Эти конструкции, созданные на основе единых размерных рядов и технологических модулей, выполненных в едином стиле, имеют законченное компоновочное, композиционное и эргономическое решение, что создает общий гармоничный облик, зрительно связывая в единый комплекс стандартное и нестандартное оборудование.

При этом в производственной среде расположение элементов роботизированных комплексов, оборудования, установок и оснастки также осуществляется с учетом эргономических и эстетических требований.

К факторам, гармонизирующим производственную среду, можно отнести: микроклимат производственного помещения (температура, влажность, скорость воздушных потоков); запыленность, загазованность; уровень шума и вибраций; освещенность.

Строгий деловой интерьер цехов создается специальными цветофактурными и световыми решениями. Плоские рефлекторы и энергосберегающие

УДК 66.048.54:004.8

А. Н. ОСТРИКОВ, д-р техн. наук, Ф. Н. ВЕРТЯКОВ, канд. техн. наук, А. В. ТРУШЕЧКИН
(Воронежская государственная технологическая академия)

Разработка подсистемы проектирования и оптимизации конструкции вакуум-выпарного аппарата

Разработана подсистема автоматизированного проектирования конструкции вакуум-выпарного аппарата для производства пюреообразных концентратов, позволяющая создавать рациональные конструкции его основных рабочих органов, определять их оптимальные технологические и конструктивные параметры, а также рассчитывать их на прочность, жесткость и устойчивость.

Ключевые слова: вакуум-выпарной аппарат, автоматизированное проектирование, оптимизация.

A subsystem of computer-aided design of the vacuum evaporator for production of pureelike concentrates has been elaborated. The subsystem allows to create the regular-style designs its basic driven elements and to determine optimal their technological and design factors, and also to make calculations on their strength, rigidity, and steadiness.

Keywords: vacuum evaporator, computer-aided design, optimization.

Цель работы — разработка подсистемы для расчета конструкции вакуум-выпарного аппарата (ВВА) и ее оптимизация для выбора наиболее рациональных конструктивных параметров при заданных ограничениях и целевой функции. Структурная схема предлагаемой подсистемы представлена на рис. 1. Функционально подсистему можно разделить на три основных блока.

В первом блоке рассчитываются конструктивные параметры ВВА по заданным исходным данным.

Во втором блоке на основании проведенных расчетов формируются варианты конструкций ВВА, из которых с помощью описанного ниже алгоритма оптимизации выбирается наиболее оптимальная конструкция.

Третий блок — это графический редактор, который на основании проведенных расчетов прорисовывает отдельные элементы конструкции аппарата или схему самого аппарата. Все блоки могут работать как независимо друг от друга, так и в комплексе.

Для начала работы с программой необходимо запустить файл saprvva.exe, при этом откроется основное окно программы. По умолчанию первым запускается блок расчета конструктивных параметров. Алгоритм работы блока представлен на рис. 2.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 65)

светильники, обеспечивают экономный режим и рассеивают децентрированный свет. Светлые поверхности несущих конструкций производственных помещений, отражая свет и создавая графический эффект, дают четкую композицию пространства.

Системный подход к формированию визуального образа композиции позволяет упорядочить технологическую разнотипность, дробность и разобщенность производственной среды.

Для снижения вредных факторов применяют следующее: дистанционное автоматизированное управление опасными и вредными технологическими процессами; соблюдение всех требований норм охраны труда; устройство групповых рабочих мест, специальных ограждений, экранов, сигнализации; использование средств индивидуальной защиты работающих.

Оптимальное решение рабочих мест операторов определяется: выбором функциональной структуры и планировкой рабочего места; выбором его эргономических параметров и параметров рабочих зон; рабочей позой.

Для получения оптимальных решений необходимы глубокие инженерные знания, инновационный подход и высокая квалификация специалистов.

Настоящая статья не предлагает готовых решений, а изложенные аспекты не претендуют на теоретические основы принципов формирования роботизированных комплексов и гибких производственных систем. Авторами решалась задача — подчеркнуть важность системного подхода к размерно-параметрической, эргономической и композиционной разработке всей структуры производства.

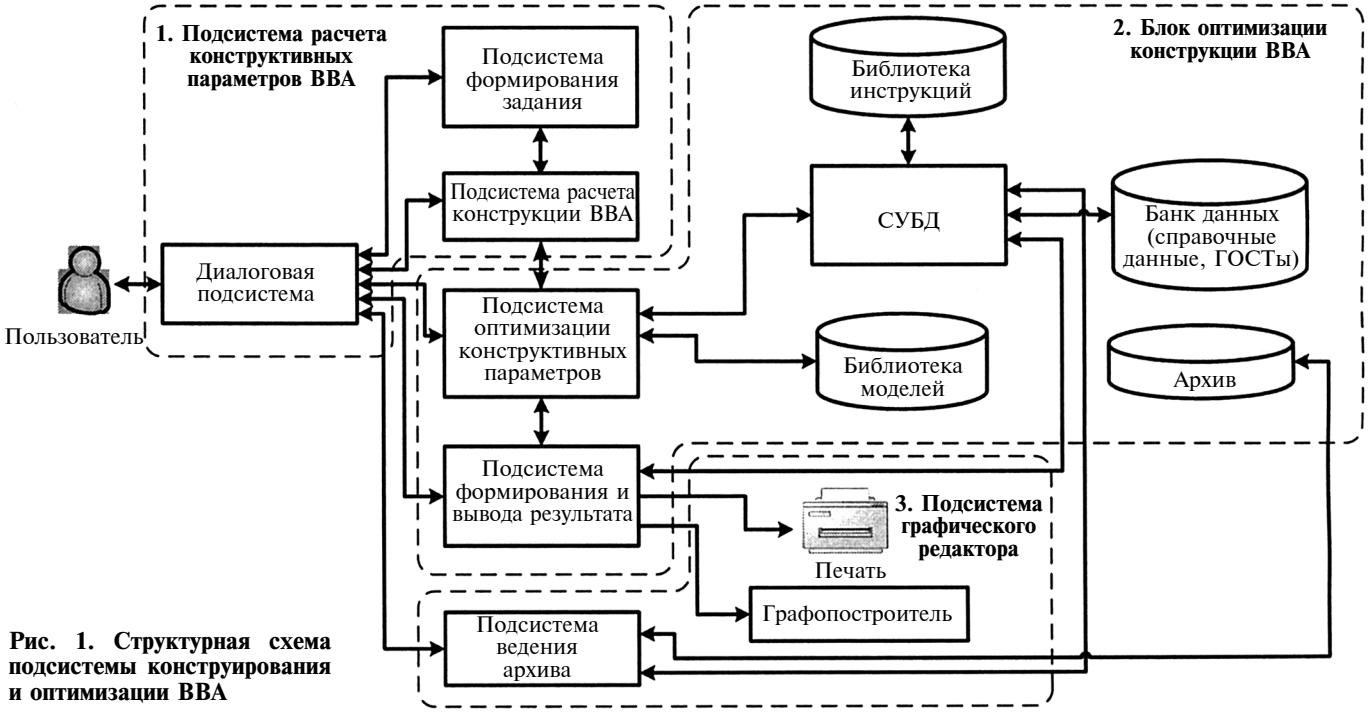


Рис. 1. Структурная схема подсистемы конструирования и оптимизации ВВА

В блоке расчета конструкции ВВА была реализована методика расчета его основных узлов [1]. Результаты расчетов выводятся в нижней части окна, а в зоне графического редактора отображается конструктивная особенность рассчитываемого элемента. Конструкция аппарата рассчитывается поэтапно после ввода исходных данных.

По заданным условиям эксплуатации рассчитываются основные конструктивные параметры аппарата и строится чертеж его корпуса.

Рассчитываются основные конструктивные параметры фланца, проверяется выполнение условия герметичности фланцевого соединения. По полученным результатам выполняется чертеж фланцевого соединения.

Далее рассчитываются основные параметры укрепляемого отверстия и укрепляющих элементов, а также определяется способ укрепления. Проверяется прочность узла сопряжения вакуум-выпарного аппарата. Если условие прочности не выполняется, то необходимо изменить входные данные или провести укрепление.

Перемешивающее устройство рассчитывается на виброустойчивость, жесткость и прочность.

Определяются основные конструктивные и эксплуатационные параметры заданного типа форсунки.

Рассчитываются основные энергетические характеристики ВВА и его производительность.

Результаты расчетов сохраняются и используются в качестве входных данных для расчета оптимальной конструкции аппарата с учетом наложенных ограничений и цели, заданной функцией. Алгоритм работы блока представлен на рис. 3. Пользователь получает параметры оптимальной конструкции ВВА, которая при заданных ограничениях будет работать наиболее эффективно.

В процессе проектирования ВВА приходится учитывать множество критериев: материалоемкость, прочность, долговечность, энергоемкость, производительность, коэффициент полезного действия, габариты, экономические показатели и др. Для этого был использован метод исследования пространства параметров, основанный на построении и анализе допустимого множества решений с помощью таблиц испытаний.

Предположим, что задана математическая модель исследуемой или проектируемой системы и модель эта зависит от n параметров $\alpha_1, ..., \alpha_n$, которые могут быть естественными физическими величинами, например массами, радиусами, жесткостями и т. п.

Пространством параметров называется n-мерное пространство, состоящее из точек A с декартовыми координатами $(\alpha_1, ..., \alpha_n)$. Таким образом, каждой точке A пространства параметров соответствует конкретный набор параметров $(\alpha_1, ..., \alpha_n)$ и наоборот. Как правило, указываются разумные пределы изменения каждого из параметров, которые называются параметрическими ограничениями:

$$\alpha_j^* \leqslant \alpha_j \leqslant \alpha_j^{**}, \ j = 1, 2, ..., n. \qquad (1)$$

Ограничения (1) выделяют в пространстве параметров параллелепипед $\Pi = \{A | \alpha_j^* \leqslant \alpha_j \leqslant \alpha_j^{**},$

$j = 1, 2, ..., n\}$, n-мерный объем которого $V_П = (\alpha_1^{**} - \alpha_1^{*})...(\alpha_n^{**} - \alpha_n^{*})$.

В дальнейшем нас будут интересовать только точки A, принадлежащие $П$: им и только им соответствуют системы, параметры которых удовлетворяют ограничениям (1).

Кроме параметрических ограничений в условия задачи обычно включаются функциональные ограничения:

$$c_l^{*} \leqslant f_l(A) \leqslant c_l^{**}, \qquad (2)$$

где $f_l(A)$ — некоторые функции параметров $A = (\alpha_1, ..., \alpha_n)$. Предполагается, что все функции $f_l(A)$ непрерывны в $П$.

Обозначим через G подмножество параллелепипеда $П$, состоящее из точек A, удовлетворяющих ограничениям (2). Множество G может быть любым замкнутым множеством. Единственное ограничение: объем G должен быть положительным.

Решение математической задачи отыскания точки A, в которой $\Phi(\tilde{A}) = \min_{A \in G} \Phi(A)$ практически оказывается плохим ввиду того, что некоторые значения $\Phi_\upsilon(\tilde{A})$ превышают допустимые пределы. Чтобы избежать такой ситуации, необходимо ввести критериальные ограничения

$$\Phi_\nu(A) \leqslant \Phi_\nu^{**}, \qquad (3)$$

где Φ_ν^{**} — худшее значение критерия $\Phi_\nu(A)$, которое проектировщик считает приемлемым; ν — номер варианта расчета.

Обозначим через D множество точек A, которые удовлетворяют ограничениям (1)—(3), так что $D \subseteq G \subseteq П$. Если множество D непусто, то оно замкнуто. Естественно назвать D множеством допустимых точек, ибо, если сформулировать задачу об отыскании точки A такой, что

$$\Phi(\tilde{A}) = \min_{A \in G} \Phi(A), \qquad (4)$$

то решение этой задачи всегда существует и устроит конструктора: каким бы ни был выбран решающий критерий $\Phi(A)$, все значения $\Phi_\nu(A)$ удовлетворят ограничениям (3).

В основе предполагаемого алгоритма лежит численное иссле-

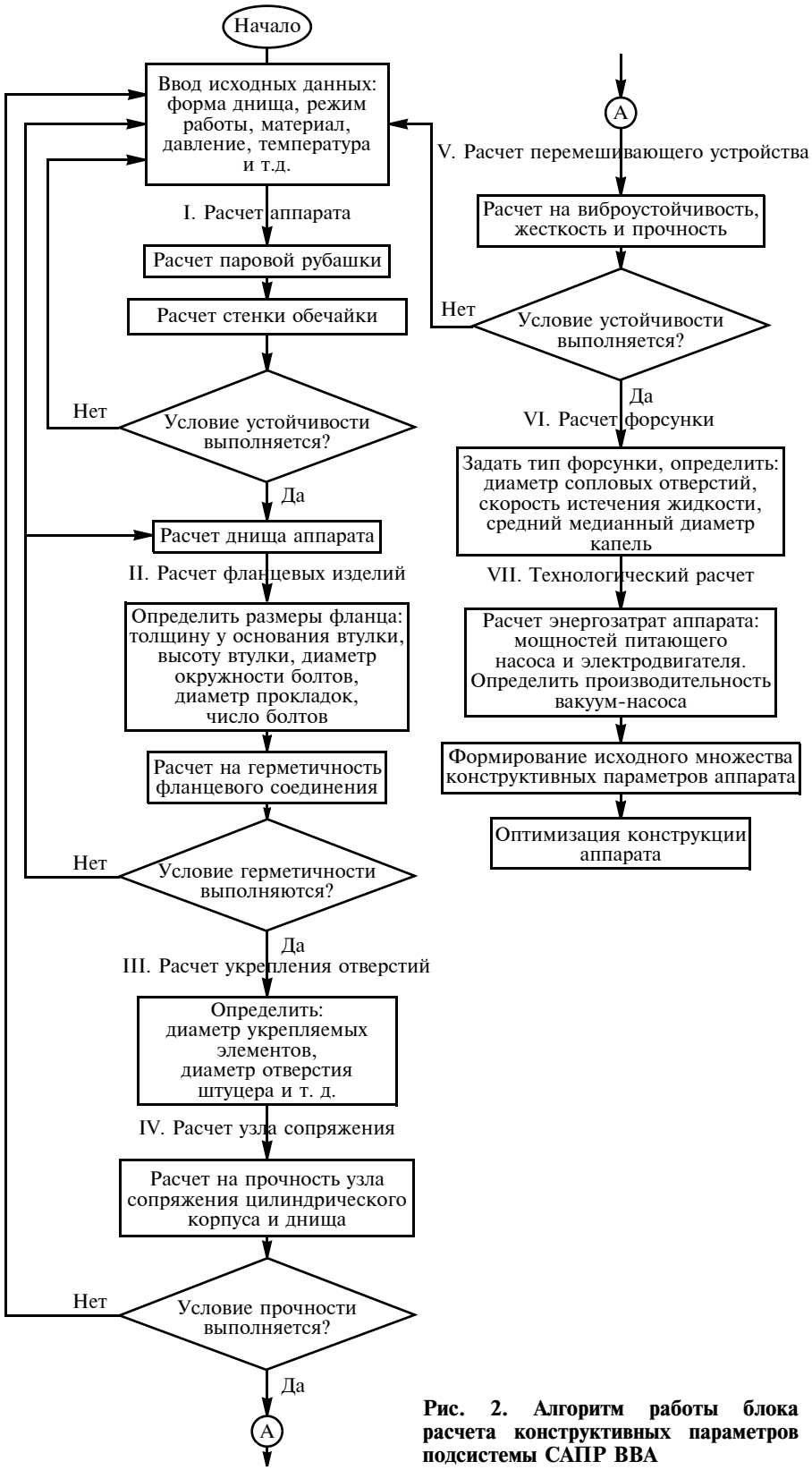


Рис. 2. Алгоритм работы блока расчета конструктивных параметров подсистемы САПР ВВА

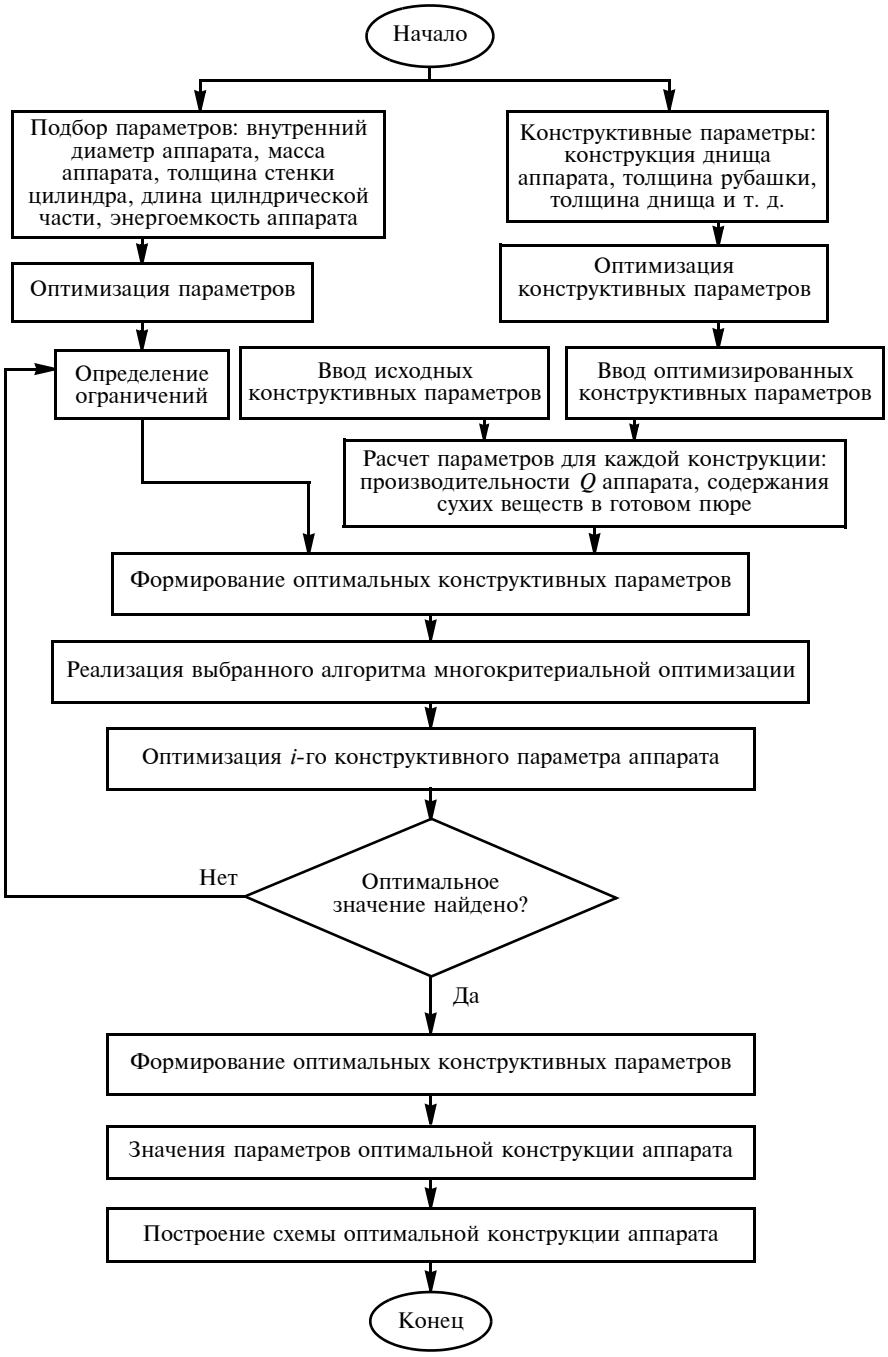


Рис. 3. Алгоритм работы блока оптимизации подсистемы САПР ВВА

дование (зондирование) пространства параметров проектируемой системы. Алгоритм метода исследования пространства параметров изображен на рис. 4.

Исследование проводится в три этапа.

Этап I выполняется ЭВМ без вмешательства человека. Последовательно выбираются N пробных точек $A_1, ..., A_N$, равномерно расположенных в G. В каждой из точек A рассчитываются значения всех критериев $\Phi_1(A_i), ..., \Phi_k(A_i)$. По каждому критерию составляется таблица испытаний, в которой значения $\Phi_\nu(A_1), ..., \Phi_\nu(A_N)$ расположены в порядке возрастания:

$$\Phi_\nu(A_{i_1}) \leqslant \Phi_\nu(A_{i_2}) \leqslant ... \leqslant \Phi_\nu(A_{i_N}), \quad (5)$$

и указаны номера $i_1, i_2, ..., i_N$ соответствующих пробных точек (свои для каждого ν). Такие таблицы представляют собой аналог статистических вариационных рядов. При $N \to \infty$ наименьшее значение $\Phi_\nu(A_{i_1})$ стремится к $\min\limits_{A \in G} \Phi_\nu(A)$, а наибольшее — $\Phi_\nu(A_{i_N})$ — к $\max\limits_{A \in G} \Phi_\upsilon(A)$.

Этап II предполагает вмешательство проектировщика, который должен назначить ограничения Φ_ν^{**} для каждого критерия. Конечно, желательно, чтобы все Φ_ν^{**} были как можно меньше, но если выбрать Φ_ν^{**} неоправданно малыми, то множество допустимых точек окажется пустым.

Этап III также выполняется автоматически, без вмешательства человека. Фиксируется какой-либо из критериев и рассматривается соответствующая ему таблица испытаний. Пусть s — число значений в этой таблице, удовлетворяющих выбранному критериальному ограничению Φ_1^{**}, так что $\Phi_1(A_{i_1}) \leqslant ... \leqslant \Phi_1(A_{i_s}) \leqslant ... \leqslant \Phi_1^{**}$.

Во всех расчетах использовали точки ЛП$_\tau$-последовательности Q_0, $Q_1, ..., Q_i, ...$ По декартовым координатам очередной точки $Q_i = (q_{i,1}, ..., q_{i,n})$ вычисляли декартовы координаты точки $A^{(i)} = (\alpha_1^{(i)}, ..., \alpha_n^{(i)})$, принадлежащей параллелепипеду Π:

$$\alpha_j^{(i)} = a_j^* + (a_j^{**} - a_j^*)q_{i,j}, \quad j = 1, 2, ..., n. \quad (6)$$

При $A = A^{(i)}$ рассчитывали проектируемую систему и проверяли выполнение функциональных ограничений. Если они выполнены, то точка $A = A^{(i)}$ отбирается в качестве пробной точки в множестве G и вычисляются все $\Phi_\nu(A)$; в противном случае точка $A = A^{(i)}$ отбрасывается.

На третьем этапе находили не одну, а q точек, принадлежащих D. Очевидно, что $q \leqslant N$. Множество этих точек обозначили через D_N. Способ построения и отбора точек D_N гарантирует, что $q \to \infty$, когда $N \to \infty$ и последовательность этих точек равномерно распределена в D.

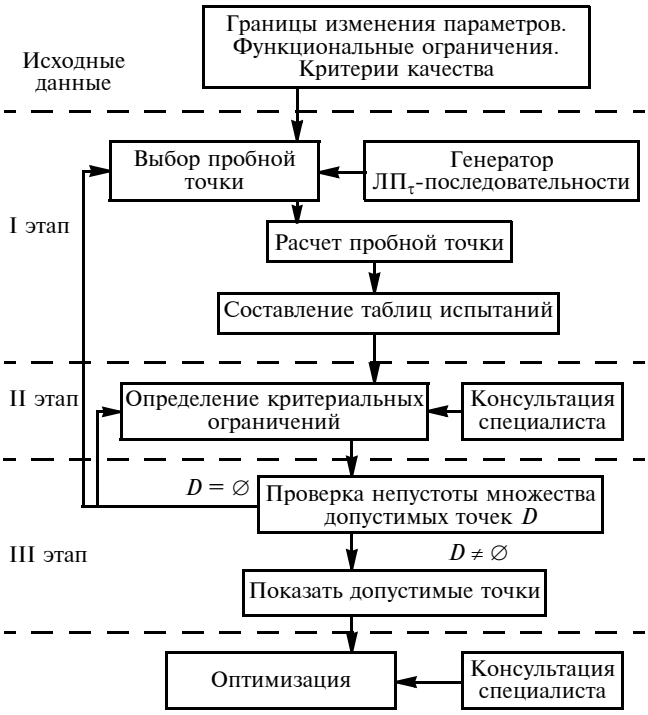


Рис. 4. Блок-схема алгоритма метода исследования пространства параметров

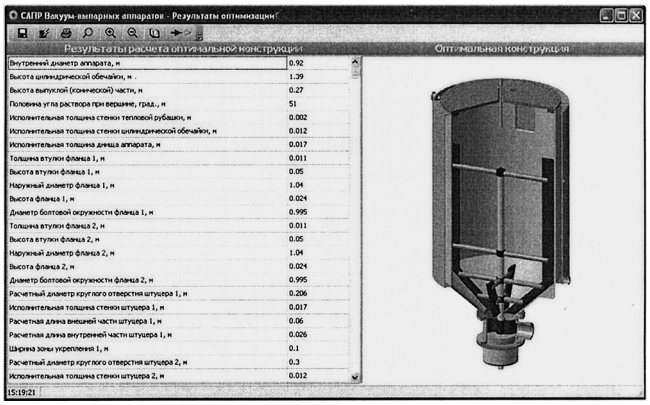


Рис. 5. Окно программы САПР ВВА

Для оптимального проектирования ВВА была поставлена задача: добиться максимально возможной его производительности при содержании сухих веществ в готовом пюре $20 \div 30$ %. Эта задача является многокритериальной. Определим исходные данные и ограничения для решения задачи оптимального проектирования.

Варьируемые параметры: S — толщина стенки тепловой (водяной) рубашки, м; l — длина стенки цилиндрической обечайки, м; $S_ф$ — толщина фланца, м; $S_в$ — толщина втулки фланца, м; $h_в$ — высота втулки, м; D_0 — диаметр патрубка для выгрузки, м; D_n — диаметр прокладки, м; d — диаметр сопловых отверстий форсунки, м.

Ограничения: внутренний диаметр аппарата не более $0{,}8 \div 0{,}9$ м; масса аппарата не более $120 \div 180$ кг; толщина стенки аппарата не более $0{,}004 \div 0{,}006$ м; длина цилиндрической части аппарата не более $1{,}2 \div 1{,}8$ м; энергоемкость аппарата не более 4000 кДж/кг; производительность вакуум-насоса не более 6000 м^3/ч.

Первые четыре ограничения не являются "жесткими", их можно в некоторой степени варьировать. Пятое ограничение нарушать нельзя.

Качество проектируемого аппарата предлагается оценивать по трем критериям: массе M, кг, производительности Q, кг/ч; содержанию сухих веществ в пюреобразном концентрате, %. Первый из критериев желательно уменьшить, остальные — увеличить.

В результате расчета с учетом трех указанных критериев самой эффективной оказалась точка A_{53}.

Расчеты показали, что данная конструкция ВВА является наилучшей по всем трем заданным критериям. Список полученных оптимальных параметров и трехмерное изображение спроектированного ВВА выводятся в отдельном окне программы (рис. 5).

Таким образом, предлагаемая система автоматизированного проектирования вакуум-выпарных аппаратов для получения плодоовощных пюреобразных концентратов позволяет создавать рациональные конструкции их основных рабочих органов (корпуса, фланцев, перемешивающего устройства, форсунки), определять их оптимальные технологические и конструктивные параметры, а также рассчитывать их прочность, жесткость и устойчивость.

Это позволило разработать ряд перспективных конструкций вакуум-выпарных аппаратов [2, 3].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Практикум** по курсу "Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств": учеб. пособие / А. Н. Остриков, В. Е. Игнатов, В. Е. Добромиров и др. Воронеж: Воронеж. гос. технол. акад. 1997. 192 с.

2. **Пат. 2341966 РФ:** МПК^7 A23 B 7/00, A23L 1/212: Комбинированная установка для получения пюреобразных продуктов.

3. **Пат. 2319425 РФ:** МПК^7 A 23 P 1/10, A 23 L 1/212, A 23 L 1/06, A 23 N 1/00: Установка для производства пюреобразных концентратов.

УДК 621.548.4

В. В. СЫРКИН, д-р техн. наук, В. С. ШАЛАЕВ, В. В. ДРАНИЦИН
(Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия, г. Омск)

Методика выбора проектных параметров ветроэнергетических установок

Проанализированы конструктивные схемы ветроколес ветроэнергетических установок. Выбраны наиболее эффективная схема с вертикальной осью вращения ветроколеса, а также проектные параметры ветроэнергетической установки для ветровых условий Омской области на основе расчета и стоимостного анализа. Даны рекомендации по числу ВЭУ в составе ветроэнергетической станции.

Ключевые слова: ветроэнергетика, ветроэнергетическая станция, выбор параметров ветроэнергетической установки, конструкции ветроколес.

Constructive schemes of the wind wheels for the wind-electric sets have been analyzed. Most effective scheme and design parameters of the wind-electric set with vertical rotation axis of the wind wheel for the wind conditions of Omsk region have been selected on the basis of calculation and cost analysis. The guidelines on the wind-electric sets number for the wind-driven power plant have been given.

Keywords: wind-power engineering, wind-driven power plant, selection of the wind-electric set, wind wheels designs.

Развитие ветроэнергетики в условиях сокращения запасов традиционных источников энергии является весьма перспективным направлением использования возобновляемых источников энергии [1]. Для создания технических устройств — ветроэнергетических установок (ВЭУ) необходима разработка методики выбора проектных и конструктивных параметров, а также инженерных методов расчета элементов конструкции с учетом специфических региональных условий эксплуатации данных устройств.

Конструктивные схемы ветроколес. В настоящее время разработано большое число различных ветроколес (ВК) ВЭУ [2] в зависимости от ориентации их осей вращения по отношению к направлению ветрового потока и от характера образования сил, приводящих в движение ВК. Основным признаком ВК является направление его оси вращения: горизонтальное (рис. 1, *а*, *б*) и вертикальное (рис. 1, *в*, *г*).

Вращающий момент на ВК может создаваться силой, возникающей при обтекании лопасти ВК потоком ветра (подъемной силой) (см. рис. 1, *а*, *г*) или силой сопротивления (см. рис. 1, *б*, *в*). Устройства, использующие подъемную силу, предпочтительнее, так как они могут развивать в несколько раз большую силу, чем устройства с непосредственным действием силы сопротивления.

Наибольшее распространение получили крыльчатые ветродвигатели с горизонтальной осью вращения (см. рис. 1, *а*) (на них приходится около 95 % всех эксплуатируемых ветроустановок) ввиду достаточно высокого коэффициента использования энергии ветра ($\xi = 0{,}5 \div 0{,}6$). Однако такое значение ξ достигается только в том случае, если набегающий поток ветра действует перпендикулярно к плоскости вращения лопастей крыльев. Следовательно, для оптимальной работы такой установки требуется устройство автоматического поворота оси вращения, что является одним из основных недостатков ВК этого типа.

Распространение крыльчатых ВК объясняется также большой частотой вращения ВК и малым пусковым моментом. Быстроходность таких ВК $z = \omega R/v \geqslant 4$, где ω — угловая скорость, $с^{-1}$, R — радиус ветроколеса, м, v — линейная скорость точек на внешнем диаметре $2R$ ветроколеса, м/с (т. е. выражает отношение линейной скорости точки на внешнем диаметре ветроколеса $2R$ к линейной скорости ветрового потока). Такие ВК можно непосредственно соединять с генератором электрического тока (без мультипликатора). Но в то же время большая частота вращения ВК приводит к ряду негативных воздействий на окружающую среду (акустическое воздействие — высокий уровень шума [3], вибрационное воздействие — "кротовый" эффект, аварийные ситуации — опасность отлета поврежденных частей ВК).

К ВК с горизонтальной осью вращения относится также ВК с вращающимися цилиндрами, работа которого основана на использовании эффекта Магнуса (рис. 2). К преимуществам такого ВК по сравнению с крыльчатыми относятся [4]: возможность работы ВЭУ в более широком диапазоне изменения скоростей ветра ($2 \div 40$ м/с), в то время как рабочий диапазон большинства крыльчатых ВК составляет $5 \div 25$ м/с; отсутствие необходимости поворота лопасти в оптимальное для использования ветрового потока положение; малая быстроходность

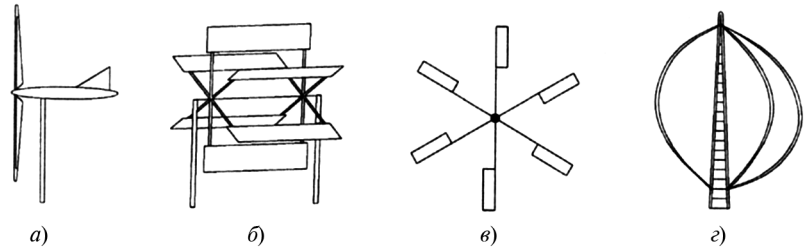


Рис. 1. Конструктивные схемы ВК

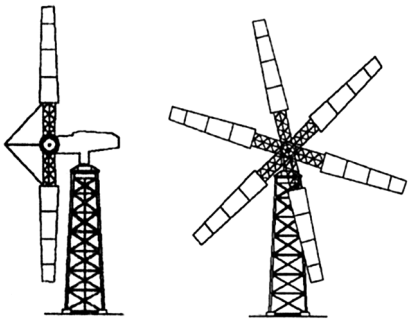


Рис. 2. ВК с использованием эффекта Магнуса

Рис. 3. Ротор Савониуса

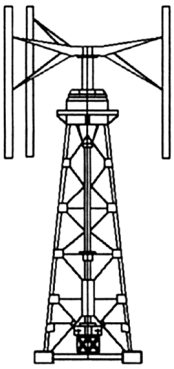


Рис. 4. ВК с прямыми лопастями крыльев

($z \approx 0{,}7$), что исключает указанные выше негативные воздействия на окружающую среду. Коэффициент использования энергии ветра для ВК, основанных на эффекте Магнуса, $\xi = 0{,}41$. Однако для данных ВК необходимы ориентация по направлению ветра и сложные системы управления.

Карусельные ВК (см. рис. 1, *в*) по сравнению с крыльчатыми не нуждаются в устройстве для ориентации ВК на ветер, при увеличении скорости ветра ВК этого типа быстро наращивают силу тяги, после чего частота вращения стабилизируется. Они тихоходны ($z \leqslant 0{,}5$), что исключает ряд перечисленных выше негативных факторов, обеспечивают максимальный момент при запуске, а также автоматическое саморегулирование максимальной частоты вращения в процессе работы. Однако из-за малого коэффициента использования энергии ветра ($\xi \leqslant 0{,}1$) карусельные ВК не нашли широкого применения.

Для ВК барабанного типа (см. рис. 1, *б*) характерен малый коэффициент использования энергии ветра ($\xi \approx 0{,}05$). Кроме того, необходимо дополнительное устройство для их ориентации по ветру.

Одной из разновидностей ВК с вертикальной осью вращения является ротор Савониуса (рис. 3). В этой конструкции обтекание лопастей ветровым потоком происходит несколько иначе, чем у ВК карусельного и барабанного типов, поэтому коэффициент использования энергии ветра у ротора Савониуса выше ($\xi = 0{,}18 \div 0{,}24$), чем у карусельных ВК. Отличительной особенностью ВК данной конструкции является их пригодность только для ВЭУ небольших мощностей (< 750 Вт).

Для самых эффективных моделей ВК с вертикальной осью вращения $\xi = 0{,}4 \div 0{,}5$, в частности для турбин Дарье (см. рис. 1, *г*) $\xi \leqslant 0{,}4$, для конструкции ВК с прямыми крыльевыми лопастями (рис. 4) $\xi \leqslant 0{,}45$. При дополнительном введении аэродинамического регулирования (управление углом установки лопастей) можно изменять по оптимальному закону величину и направление аэродинамических сил, действующих на лопасти ВК в зависимости от азимутального положения лопастей, что приводит к повышению значения ξ до 0,5 [5].

Преимуществами конструкции крыльчатого ВК с вертикальной осью вращения по сравнению с горизонтально-осевыми являются отсутствие устройств ориентации по ветру и тихоходность ($z = 1 \div 3$). Конструкция крыльчатых ВК с вертикальной осью вращения является перспективной для большой ветроэнергетики (мощность в диапазоне $50 \div 20\,000$ кВт) [6].

Одной из проблем для ВК данного типа является запуск: необходимы раскрутка ВК и доведение до определенных аэродинамических параметров [7]. Отбор мощности в таких ВЭУ начинается при скорости ветра около 5 м/с, а номинальная мощность достигается при скорости $14 \div 16$ /с [8].

Выбор проектных параметров ветроэнергетической установки. В зависимости от мощности различают следующие классы ВЭУ: миниВЭУ (до 10 кВт), ВЭУ малой мощности (от 10 до 100 кВт), ВЭУ средней мощности (от 100 до 500 кВт), мощные ВЭУ (500 кВт и более).

В силу ряда метеорологических факторов, а также вследствие влияния рельефных условий непрерывная длительность ветра в определенной местности, его скорость и направление стохастически изменяются, чему соответствует и выработка электроэнергии ветродвигателем. Это приводит к необходимости применения дополнительных устройств, позволяющих восполнить недостаток энергии ветра.

На миниВЭУ в качестве таких устройств применяют аккумуляторные батареи, на ВЭУ малой и средней мощности используются резервные тепловые и другого рода первичные двигатели, из которых в настоящее время применяются преимущественно дизельные. Для более мощных ВЭУ резервом, восполняющим недостаток мощности, является та энергосистема, параллельно с которой предполагается работа ВЭУ [9].

Рассмотрим выбор мощности ВЭУ с ВК, изображенным на рис. 4, для ветровых условий Омской области. В качестве ВК данного типа используем ВК ВЭУ "ДиВ-5Э", спроектированное и изготовленное в ЗАО НПФ "ДиВ" в 2003 г. Монтаж ВК был произведен летом 2004 г. в рабочем поселке Русская Поляна Омской

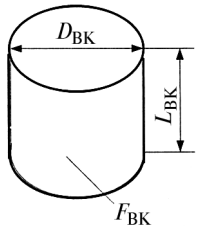


Рис. 5. К определению площади $F_{ВК}$

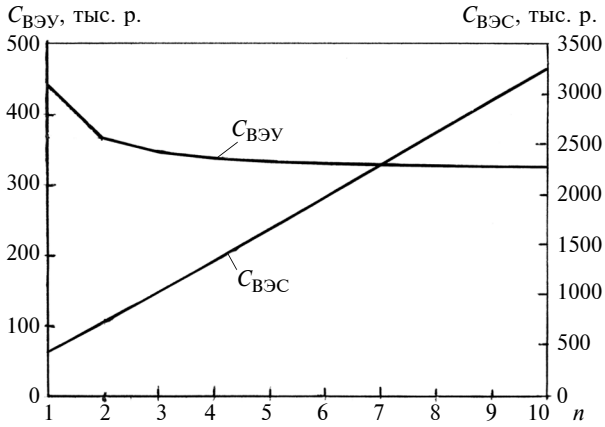


Рис. 6. Зависимость стоимости ВЭУ и ВЭС от числа *n* ВЭУ, необходимых для обеспечения мощности ВЭС, равной 50 кВт

Стоимость ВЭУ, тыс. р.	442	365	346	337,5	333	330	328	327	326	325
Стоимость ВЭС, тыс. р.	442	730	1038	1350	1664	1980	2296	2613	2930	3248
Число ВЭУ в составе ВЭС	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Мощность одного ВЭУ, кВт	50	25	16,7	12,5	10	8,3	7,1	6,2	5,5	5

области. ВК имеет следующие параметры: диаметр ветроколеса $D_{ВК} = 7{,}75$ м; длина лопасти $L_{ВК} = 3{,}73$ м; начальная скорость ветра $v_0 = 4$ м/с; максимальная рабочая скорость ветра $v_{раб\ max} = 25$ м/с; КПД передачи $\eta_{мех} \approx 0{,}71$.

Согласно исследованиям, проведенным для условий Омской области, наибольшая эффективная мощность ветроэнергетической станции (ВЭС) равна 50 кВт. Оптимальную мощность ВЭС определили на основе стоимостного анализа. В качестве критерия была принята суммарная стоимость ВЭС, состоящей из ряда ВЭУ и устройств сопряжения. Варьируемым параметром при оптимизации была мощность ВЭУ, входящих в ВЭС.

Для оценки стоимости модуля ВЭС использовали статистические зависимости цены от следующих конструктивных параметров: $h_{ВК}$ — высота оси вращения ветроколеса, м; $F_{ВК}$ — площадь, ометаемая ветроколесом, м^2 (рис. 5); $P_{ген}$ — мощность электрогенератора, установленного на ветроколесе, кВт; $P_{п.ч}$ — мощность преобразователя частоты, кВт; $k_п$ — нормативный коэффициент прибыли завода-изготовителя.

Параметр $F_{ВК}$ определяется по формуле

$$F_{ВК} = \pi D_{ВК} L_{ВК}/2. \qquad (1)$$

Стоимость ВЭС, состоящей из n модулей,

$$C_{ВЭС} = C_к + C_{ВК} + C_{г,\ п.ч} + C_{км} + C_{обсл}, \qquad (2)$$

где $C_к$ — стоимость конструкции опоры ВК, транспортных расходов и расходов на монтаж; $C_{ВК}$ — стоимость ВК; $C_{г,\ п.ч}$ — стоимость электрогенераторов и преобразователей частоты; $C_{км}$ — стоимость коммуникаций между ВЭУ при их расположении в виде ветроплотины; $C_{обсл}$ — годовая стоимость обслуживания.

Рассмотрим составляющие стоимости $C_{ВЭС}$:

$$C_к = C_{оп} + C_{тр} + C_м = (a_{оп}k_п + a_{тр} + a_м)h_{ВК}^3 n, \qquad (3)$$

где $C_{оп}$ — стоимость конструкции опоры ВК; $C_{тр}$ — транспортные расходы; $C_м$ — расходы на монтаж ВК; $a_{оп}$, $a_{тр}$, $a_м$ — соответствующие коэффициенты.

$$C_{ВК} = a_{ВК}(F_{ВК}/n)^{0,5}, \qquad (4)$$

где $a_{ВК}$ — коэффициент.

$$C_{г,\ п.ч} = C_г + C_{п.ч} = n(a_г P_{ген} + a_{п.ч} P_{п.ч}), \qquad (5)$$

где $C_г$ — стоимость генератора; $C_{п.ч}$ — стоимость преобразователя частоты; $a_г$, $a_{п.ч}$ — коэффициенты.

$$C_{км} = a_{каб} 4(n-1) \times (10 + \sqrt{F_{вк}/(\pi n)}), \qquad (6)$$

где $a_{каб}$ — коэффициент.

$$C_{обсл} = 0{,}03 c_{обсл} n^{0,5}, \qquad (7)$$

где $c_{обсл}$ — коэффициент.

Для ВЭУ "ДиВ-5Э" (на 2004 г.): $h_{ВК} = 18$ м; $F_{ВК} = 90{,}8$ м^2; $P_{ген} = 7$ кВт; $P_{п.ч} = 5$ кВт; $k_п = 1{,}25$ (для ЗАО НПФ "ДиВ"); $C_{оп} \approx 150\ 000$ р.; $C_{тр} \approx 7\ 200$ р.; $C_м \approx 52\ 800$ р.; $C_{ВК} \approx 120\ 000$ р.; $C_г \approx 40\ 000$ р.; $C_{п.ч} \approx 60\ 000$ р.; $C_{км} \approx 10\ 000$ р.; $C_{обсл} \approx 12\ 000$ р.

На основании имеющейся информации из формул (1)—(7) получены значения коэффициентов для ВЭУ "ДиВ-5Э": $a_{оп} = 20{,}6$ р./м^3; $a_{тр} = 1{,}2$ р./м^3; $a_м = 9$ р./м^3; $a_{ВК} = 12591{,}8$ р./м; $a_г = 5{,}7$ р./Вт; $a_{п.ч} = 12$ р./Вт; $a_{каб} = 181{,}2$ р./м (при $n = 2$); $c_{обсл} = 400\ 000$ р.

Для значений $n = 1, 2, ..., 10$ по выражениям (2)—(7) провели серию расчетов, по которым был определен вариант с минимальным значением стоимости ВЭС. Результаты расчетов, представленные на рис. 6 и в таблице, показывают, что для ВЭС мощностью 50 кВт оптимальное значение стоимости ВЭУ имеет место при $n = 6 \div 7$ и мощности $P_{ВЭУ} = 8 \div 7$ кВт. С учетом того, что для расчета коэффициентов в формулах (2)—(6) принята стоимость конструкции экспериментальной установки, полученные стоимости ВЭС (см. таблицу) являются завышенными и требуют уточнения после организации серийного производства ВЭУ фирмы "ДиВ".

УДК 681.5

Н. С. ЗЕЙНАЛОВА, С. О. ГУСЕЙНОВ, д-р техн. наук
(Азербайджанский ТУ, г. Баку)

Золотниковый распределитель для регулирования скорости закрытия задвижки с использованием гидропривода

Показано, что возможность предотвращения гидравлического удара в трубопроводе при возникновении аварий зависит от перекрытия задвижкой проходного сечения, а скорость, в свою очередь, зависит от времени перемещения шибера.

Ключевые слова: трубопровод, задвижка, шибер, золотниковый распределитель, клапан.

It was shown that a possibility of the water hammer prevention in a pipeline at damage arising depends on the closing of open flow area by shutter, and the close rate depends, in turn, on the gate valve transfer time.

Keywords: pipeline, shutter, gate valve, valve spreader, valve.

При транспортировке газов и жидкостей по трубопроводам применяют задвижки с полуавтоматическим (или автоматическим) управлением с помощью электро- и гидроприводов [1]. Схема управления системой "трубопровод—задвижка—гидропривод" приведена на рис. 1.

Система управления работает следующим образом. Для закрытия прохода трубопровода *1*, *12* с помощью шибера задвижки *2* включается гидросистема. Гидравлическая жидкость через патрубок *7* поступает в золотниковый распределитель *8*, далее в объем поршня силового гидроцилиндра *11* над поршнем. Выходит жидкость через патрубок *6*. При этом поршень в гидроцилиндре перемещается вниз и перемещает шток *3*, на котором установлена задвижка, и шибер закрывает проход. Во время перемещения поршня вниз жидкость из нижнего объема гидроцилиндра возвращается в золотниковый распределитель. Функция золотникового распределителя в данном случае связана с изменением направления потока жидкости, протекающей по трубам *9* и *10*. Этот процесс происходит за счет перемещения поршней внутри распределителя. Поршни внутри золотникового распределителя перемещаются с помощью специальной конструкции *4* и *5*, выполняющей функцию обратной связи. В существующих в настоящее время системах управления шибер в задвижке перемещается с постоянной скоростью.

Описанная выше система управления оправдывает себя при нормальной работе трубопровода. При возникновении нестандартных ситуаций, например аварии, на линии трубопровода после места расположения задвижки созда-

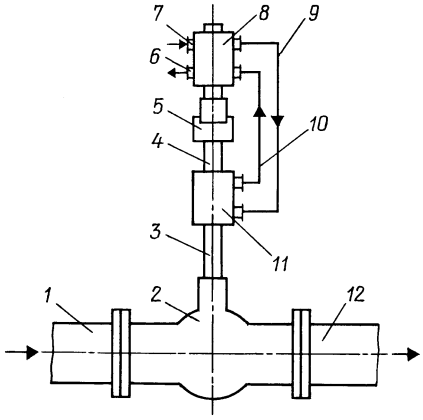


Рис. 1. Схема системы управления задвижкой с применением гидропривода

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 72)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Шефтер Я. И.** Использование энергии ветра. М.: Энергоатомиздат, 1983. 200 с.

2. **Ветроэнергетика** / Под ред. Д. Рензо. М.: Энергоиздат, 1982. 272 с.

3. **Тюрин Р. Н.** Учет экологического фактора при проектировании автономных ВЭУ средней мощности // Решетневские чтения: Тез. докл. III Всероссийской науч.-практ. конф. студентов, аспирантов и молодых специалистов. Красноярск: Изд-во КГТУ. 1999. С. 57, 58.

4. **Бычков Н. М.** Возможности современной ветроэнергетики // Теплофизика и аэромеханика. Т. 5. 1998. № 3. С. 407—419.

5. **Самсонов В. В.** Усовершенствование метода расчета аэродинамических характеристик ветроколес вертикальноосевого типа, основанный на импульсной теории // Промышленная аэродинамика: Аэродинамика лопаточных машин, каналов, струйных аппаратов и ветровых нагрузок. М.: Машиностроение, 1988. Вып. 3 (35). С. 171—182.

6. **Вашкевич К. П., Самсонов В. В.** Расчет аэродинамических характеристик ветроколеса вертикальноосевого типа с использованием метода дискретных вихрей // Промышленная аэродинамика: Аэродинамика лопаточных машин, каналов, струйных аппаратов и ветровых нагрузок. М: Машиностроение, 1988. Вып. 3 (35). С. 159—170.

7. **Войнов Ю. Е., Кузнецов В. Г., Кунцендорф В. В.** Исследование динамической нагруженности несущей конструкции ветроэнергетической установки с вертикальной осью вращения ветроколеса // Динамика машин и рабочих процессов: Сб. докл. на Всероссийской науч.-техн. конф. 9—11 октября 2001 г. Челябинск: ЮУрГУ, 2002. С. 65—67.

8. **Справочник.** Ветроэнергетические установки. Технико-экономические характеристики установок и их узлов. М.: Информэлектро, 1993. Ч. 2. 196 с.

9. **Ветроэлектрические** станции / В. Н. Андрианов, Д. Н. Быстрицкий, К. П. Вашкевич, В. Р. Секторов. М.-Л.: Госэнертоиздат, 1960. 324 с.

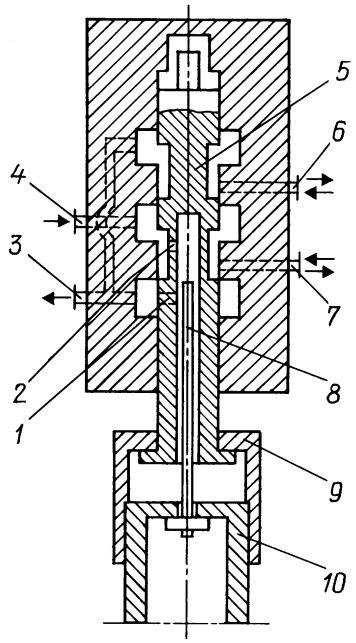


Рис. 2. Конструкция золотникового распределителя, обеспечивающего ступенчатое регулирование скорости задвижки

ются ситуации, которые необходимо разрешить. Для уменьшения потери жидкости (например нефти и нефтепродуктов) в месте возникновения аварии необходимо как можно быстрее перекрыть трубопровод. Однако слишком быстрое закрытие задвижки может привести к возникновению гидравлического удара в трубопроводе до мест расположения задвижки [2]. Как известно, при возникновении гидравлического удара давление в трубопроводе резко повышается, и это, в свою очередь, может привести к возникновению новой аварии. Исследования [3] показали, что повышение давления в трубопроводе зависит от того, как и с какой скоростью закрывается задвижка. Перезакрытие 70 % площади прохода сопровождается незначительным повышением давления. Дальнейшее перезакрытие приводит к резкому повышению давления.

Таким образом, возникает необходимость перемещать шибер задвижки со ступенчато изменяющейся скоростью, т. е. с целью уменьшения потери жидкости в месте возникновения аварии задвижку необходимо закрыть на 70 % как можно быстрее, а чтобы перекрыть оставшуюся часть прохода, шибер должен перемещаться со скоростью, обеспечивающей возможность предотвратить гидравлический удар.

С этой целью предлагается внести изменения в конструкцию применяемого в настоящее время золотникового распределителя (рис. 2). Поршень распределителя удлиняется наконечником для соединения стаканов *9* и *10*, которые, в свою очередь, соединяются со штоком задвижки. В поршне имеется глухой канал для стержня *8*, а в штоке *5* поршня просверлены два радиальных отверстия *1* и *2*.

Данная конструкция обеспечивает ступенчатую скорость перемещения шибера задвижки следующим образом. Вначале гидравлическая жидкость полностью поступает в гидроцилиндр, что способствует перемещению штока, а следовательно, и шибера с большой скоростью. Перемещение штока посредством стакана *9* передается штоку золотникового распределителя, а затем через некоторое время посредством стакана *10* — стерж-ню *8*. При перемещении стержня *8* открывается радиальное отверстие *1* и определенная часть гидравлической жидкости через отверстие *2* и центральный канал поступает из входного объема золотникового распределителя в выходной, а оттуда на слив. Таким образом, расход гидравлической жидкости, поступающей в гидроцилиндр, уменьшается и соответственно снижается скорость перемещения шибера.

Для определения расхода гидравлической жидкости, поступающей в силовой гидроцилиндр и обеспечивающей возможность предотвращения возникновения гидравлического удара, необходимо знать время перезакрытия 30 % площади прохода, которое определяется по формуле

$$\tau = \rho v 2l/\Delta p'_{\text{уд}}$$

при условии $\Delta p'_{\text{уд}} < \Delta p_{\text{д}}$,

где ρ и v — соответственно плотность и скорость перекачиваемой жидкости; $\Delta p_{\text{д}}$ — допустимое для материала трубы давление.

Зная время τ, можно определить скорость перемещения поршня силового гидроцилиндра $v_{\text{г.ц}} = 0{,}3D_{\text{у}}/\tau$, где $D_{\text{у}}$ — условный диаметр прохода, перекрываемого задвижкой.

Из условия неразрывности потоков можно написать $Q_{\text{г.ц}} = Q_{\text{г.у}}$, где $Q_{\text{г.ц}}$ и $Q_{\text{г.у}}$ — соответственно расход гидравлической жидкости в гидроцилиндре и у выхода из золотникового распределителя при открытом положении радиальных каналов. Их можно рассчитать по следующим формулам: $Q_{\text{г.ц}} = v_{\text{г.у}} f_{\text{п.г.ц}}$ и $Q_{\text{г.у}} = Q - Q_{\text{об}}$, где $f_{\text{п.г.ц}}$ — площадь сечения поршня гидроцилиндра; Q — расход жидкости через золотниковый распределитель, соответствующий расстоянию $0{,}7D_{\text{у}}$; $Q_{\text{об}}$ — расход жидкости, проходящей через радиальные каналы в обратном направлении. Зная $Q_{\text{об}}$, можно рассчитать диаметр радиальных каналов.

Таким образом, внесенные в конструкцию золотникового распределителя изменения (шток *5* поршня, центральные и радиальные каналы *1* и *2*, сердечник *8*) позволяют обеспечить безопасную эксплуатацию крупногабаритных задвижек с гидроприводом при возникновении аварийных ситуаций на трубопроводе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Трубопроводная** арматура с автоматическим управлением: Справочник / Под общ. ред. С. И. Косых. Л.: Машиностроение, 1982.

2. **Башта Т. М.** Машиностроительная гидравлика: справ. пос. М.: Машиностроение, 1971. 670 с.

3. **Гусейнов С. О., Ахундов Э. Ф.** Расчеты пневмогидроприводов задвижек. Баку: 1998. 61 с.

УДК 678.057:082

В. Н. ВАСИЛЕНКО, канд. техн. наук (Воронежская ГТА)

Разработка экструзионного оборудования нового поколения для комбикормов

Разработана двумерная неизотермическая математическая модель течения реологической жидкости, представляющей собой расплав из кормовых смесей. Выполнена идентификация параметров модели, которая позволяет с достаточной точностью определять скорость расплава в предматричной зоне экструдера и его производительность. Разработан экструдер со сменными насадками, предназначенный для получения кормов с разными добавками.

Ключевые слова: экструзионное оборудование, математическая модель течения реологической жидкости, экструдер со сменными насадками.

A two-dimensional non-isothermal mathematical model of a rheological fluid streaming, representing a melt from the fodder admixtures, has been elaborated. Identification of the model's parameters has been made, which allows determine with sufficient accuracy the melt rate in the prematrix zone of the extruder and its productivity. The extruder with changeable nozzles for production the fodders with different adjuncts has been designed.

Keywords: extrusion equipment, mathematical model of a rheological fluid streaming, extruder with changeable nozzles.

Для поддержания продуктивного развития животноводства на современном уровне необходимо создать хорошую кормовую базу. Для этого кроме качественного исходного сырья следует использовать глубокую тепловую обработку, например посредством экструзии, что позволяет повысить качество производимых комбикормов, их расход на единицу прироста и получить высококачественную продукцию. Благодаря сочетанию температурного режима, давления, влаги и временнóго фактора продукт после обработки в экструдере превращается в стерильный и стабилизированный корм.

При создании экструзионного оборудования нового поколения для описания течения вязкой жидкости в формующем канале матрицы экструдера была разработана математическая модель, включающая систему дифференциальных уравнений несжимаемости, движения, энергии и реологическое уравнение. При решении поставленной задачи учитывали асимметричное течение среды, которое моделируется двумерным течением; существование аномалии вязкости; влияние теплоты, выделяющейся в результате вязкого трения; принимали течение потока расплава при подходе к предматричной зоне установившимся и не учитывали массовые силы и силы инерции, которые малы вследствие достаточно большой вязкости; градиентами составляющих скоростей ϑ_x, ϑ_y, ϑ_z вдоль канала пренебрегали.

В результате решения получена математическая модель неизотермического течения реологической жидкости в цилиндрическом канале матрицы экструдера:

уравнение для функции тока (общее уравнение движения)

$$\frac{\partial}{\partial \bar z}\left(\frac{\bar\omega}{\bar r}\frac{\partial\bar\psi}{\partial\bar r}\right) - \frac{\partial}{\partial \bar r}\left(\frac{\bar\omega}{\bar r}\frac{\partial\bar\psi}{\partial\bar z}\right) = \frac{\bar\eta}{\bar r^2\mathrm{Re}}\left\{\frac{\partial}{\partial\bar r}\left[\bar r^3\frac{\partial}{\partial\bar r}\left(\frac{\bar\omega}{\bar r}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial\bar z}\left[\bar r^3\frac{\partial}{\partial\bar z}\left(\frac{\bar\omega}{\bar r}\right)\right]\right\} + \bar S_\omega,$$

где $\bar\psi = \psi/\vartheta_0 R_э^2\rho$, $\bar\omega = \omega R_э/\vartheta_o$, $\bar\eta = \eta/\eta_0$, $\bar S_\omega = (R_э^2/\vartheta_0^2\rho)S_\omega$ — безразмерные величины;

уравнение энергии

$$\frac{1}{\bar r}\left(\frac{\partial\bar\psi}{\partial\bar r}\frac{\partial\bar T}{\partial\bar z} - \frac{\partial\bar\psi}{\partial\bar z}\frac{\partial\bar T}{\partial\bar r}\right) = \frac{1}{\mathrm{Pe}}\left(\frac{\partial^2\bar T}{\partial\bar z^2} + \frac{1}{\bar r}\frac{\partial}{\partial\bar r}\left(\bar r\frac{\partial\bar T}{\partial\bar r}\right)\right) + \bar\Phi,$$

где $\bar T = T/T_0$;

уравнение для вихря

$$\frac{\partial}{\partial\bar z}\left(\frac{1}{\bar r}\frac{\partial\bar\psi}{\partial\bar z}\right) + \frac{\partial}{\partial\bar r}\left(\frac{1}{\bar r}\frac{\partial\bar\psi}{\partial\bar r}\right) + \bar\omega = 0.$$

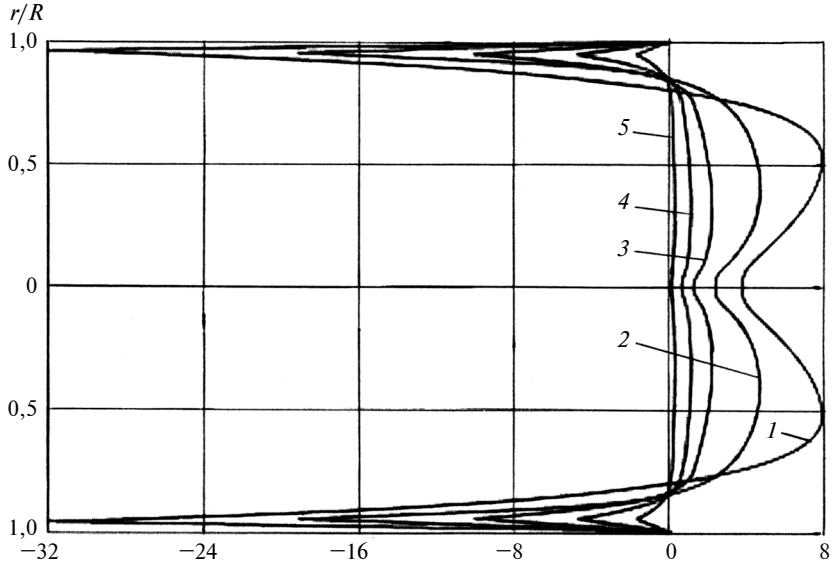


Рис. 1. Эпюры скоростей расплава на входе в канал матрицы в разных сечениях предматричной зоны:
1 — r/R = 2,00; *2* — 1,86; *3* — 1,59; *4* — 1,32; *5* — 1,05

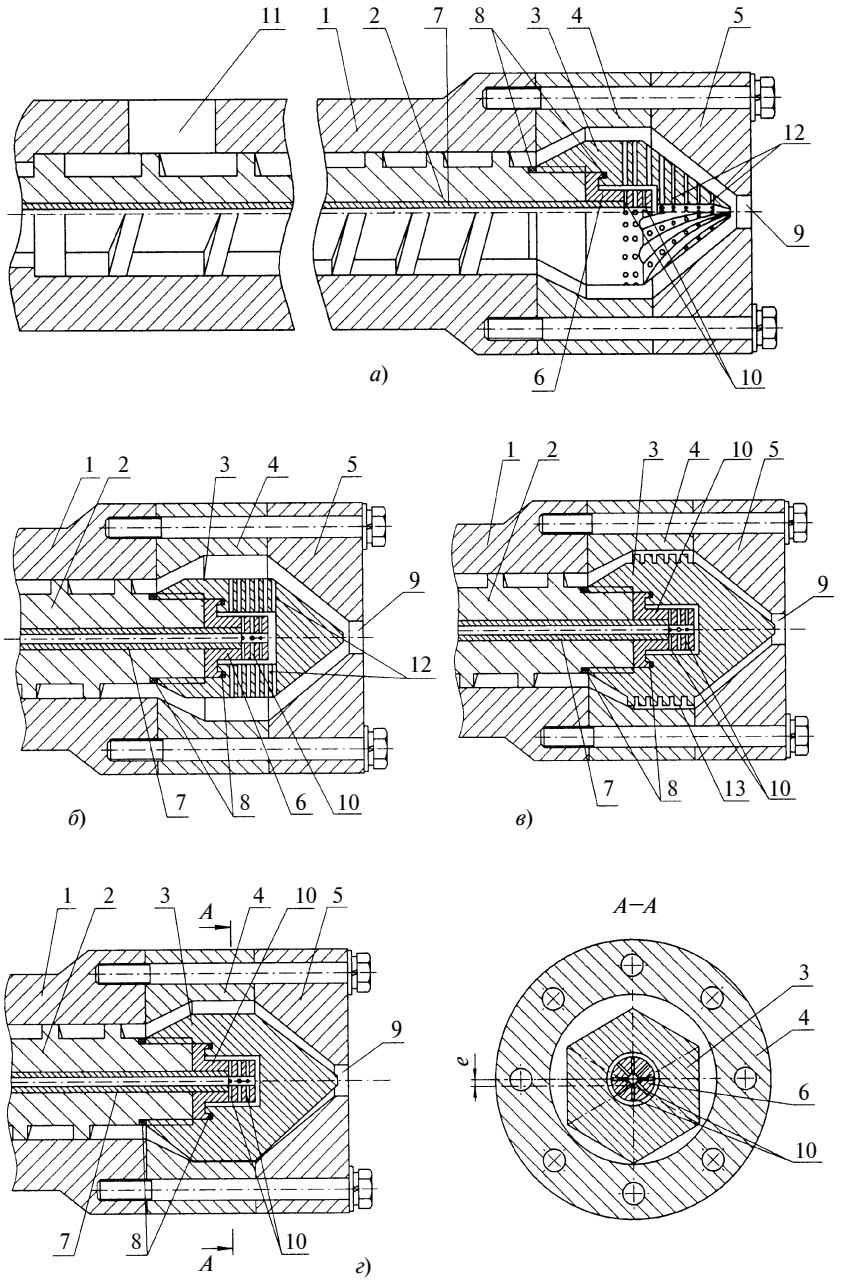


Рис. 2. Экструдер со сменными насадками:
1 — корпус; *2* — шнек; *3* — цилиндроконический дорн; *4* — промежуточный диск; *5* — матрица; *6* — распределитель; *7* — трубка; *8* — уплотнительные прокладки; *9* — формующее отверстие; *10* — радиальные каналы; *11* — загрузочное отверстие; *12* — распределительные каналы; *13* — винтовая нарезка

Получена эпюра скоростей расплава на входе в канал матрицы экструдера в различных ее сечениях (рис. 1).

Анализ полученного решения показал, что незначительное изменение диаметра формующего канала матрицы не приведет к существенным изменениям производительности формующего инструмента и не повлияет на стабильность работы экструдера.

С целью расширения ассортимента выпускаемых комбикормов, а также стабилизации давления в предматричной зоне разработан экструдер со сменными насадками (рис. 2), предназначенный для получения экструзионных кормов с различными добавками.

В первом варианте экструдера (рис. 2, *а*) дорн *3* имеет распределительные каналы *12*, позволяющие обогатить продукт биологически активными добавками в виде суспензии при использовании экструдера в пищевой промышленности или стабилизаторами при переработке пластмасс. Добавка подается через трубку *7* и распределитель *6*. На конической части дорна *3* имеются чередующиеся канавки и выступы дугообразной формы, в которые выходят отверстия каналов *12*. Такая конструкция дорна позволяет эффективно распределить добавку во внутреннем объеме продукта.

Во втором варианте экструдера дорн *3* (рис. 2, *б*) выполнен меньшего диаметра и имеет распределительные каналы *12* только в цилиндрической части и предназначен для переработки термолабильных материалов. Изготовление дорна меньшего диаметра позволяет стабилизировать давление и, как следствие, температуру в предматричной зоне экструдера вследствие большего свободного объема.

В третьем варианте дорн *3* (рис. 2, *в*) имеет мелкую винтовую нарезку *13* на наружной цилиндрической поверхности, что обеспечивает жесткий режим обработки, при котором в предматричной зоне происходит дальнейшее увеличение температуры и давления продукта. Нарезка 13 может быть как правой, так и левой, что существенно расширяет технологические возможности экструдера.

В четвертом варианте дорн *3* (рис. 2, *г*) выполнен в виде многогранника с эксцентриситетом. Такая конструкция обеспечивает достижение, с одной стороны, щадящего режима нахождения материала в рабочей камере, а с другой — требуемого воздействия на него, так как при этом повышается эффект внутреннего смешения, что также направлено на получение однородного расплава экструдата.

Выбор того или иного варианта зависит от вида исходного сырья, подлежащего экструдированию. Предлагаемая конструкция экструдера более универсальна и позволяет повысить его эффективность и технологичность, сократить время обслуживания и, самое главное, производить разнообразную продукцию.

Выставка "Охрана, безопасность и противопожарная защита—2009"

ЭКСПОЦЕНТР

Под таким названием с 13 по 16 апреля 2009 г. в павильонах ЦВК "Экспоцентр" проходила международная выставка. Ее организаторы: компания "Ай.Ти.Груп Пи.Эл.СИ" (Великобритания) и ООО "Ай.ТИ. И" (Россия) при содействии ЦВК "Экспоцентр". Выставка включала разделы: технические средства обеспечения, безопасность; охрана, телевидение и наблюдение; пожарная безопасность; защита информации.

В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов, отвечающих современным технологиям и способствующих охране и сохранности промышленных предприятий.

ООО "МЕТТЭМ-Спецавтоматики" (г. Балашиха Московской области) предложило различные системы пожарной сигнализации.

Трехспектральный инфракрасный извещатель пламени "Бекас-8", обеспечивающий обнаружение очагов пожара в виде открытого пламени на основе анализа в двух оптических спектральных диапазонах. Дальность обнаружения 50 м, угол обнаружения 90°, питающее напряжение $12 \div 24$ В, время срабатывания извещателя $0{,}1 \div 3$ с, потребляемая мощность: в дежурном режиме 0,7 Вт, в режиме тревоги 1,5 Вт, величина тока канала связи $2 \div 20$ мА, диапазон рабочих температур $-30 \div +60$ °С.

Пожарный извещатель пламени ИП 303-4 "Бекас", отличающийся высокой надежностью, отсутствием ложных срабатываний и удобством монтажа. Высокая устойчивость к воздействию практически любых фоновых засветок достигается в результате использования двухканального приемного устройства, реализующего спектральный принцип выделения характерного излучения пламени, и специального алгоритма обработки сигналов. Дальность обнаружения очага 25 м, время срабатывания не более 5 с, питающее напряжение извещателя $8 \div 30$ В, потребление тока в дежурном режиме 0,06 мА, в режиме "тревога" 10 мА. Рабочие температуры до +55 °С. Габаритные размеры извещателя $95 \times 55 \times 33$ мм. Средний срок службы не менее 10 лет. Он совместим с любыми современными системами охранно-пожарной сигнализации.

Проводную адресную систему охранно-пожарной сигнализации и автоматического тушения мод. МСА "Редут-3" для организации охраны стационарных объектов или групп объектов. Система состоит: из устройства передачи команд управления, приема информации от ПК и отображения ее на четырехстрочном дисплее; устройства звуковой индикации при обнаружении изменения состояния; устройства протоколирования и просмотра информации о событиях на защищаемом объекте; приемо-контрольного прибора, контролирующего состояние: четырех универсальных штейфов сигнализации (ШС), к которым могут подключаться пожарные и охранные извещатели любых типов, рассчитанные на напряжение 12 В. Прибор обнаруживает неисправности в ШС: короткие замыкания и обрывы; распознает события "Пожар" и "Вторжение" с применением специальных алгоритмов, минимизирующих ложные срабатывания. В составе адресной системы имеется извещатель пламени мод. ИП 303-4 "Бекас", а также дистанционное пусковое устройство мод. ДПУ-12/5-1 для автоматического или ручного приведения в действие групп электровоспламенителей аэрозольных и порошковых средств пожаротушения и реле управления срабатыванием клапанов и задвижек — водяных и пенных.

ООО "ПОЖТЕХНИКА" (г. Москва) предложило на Российский и международный рынки последние разработки в области газового пожаротушения.

Устройство Novec^{TM} 1230, являющееся новым поколением хладонов, безопасных для человека.

Разработано с учетом требований по защите окружающей среды, без ущерба для нее. Рекомендовано для предприятий нефтегазовой промышленности, электростанций и др.

Новую адресно-аналоговую систему пожарной сигнализации ADT ZX, поддерживающую до 99 000 адресно-аналоговых устройств и свыше 49 000 адресов входов и выходов, что позволяет защищать объекты любой сложности. Гибкая логика программирования решает задачи сопряжения с инженерными системами и управления различными средствами автоматизации.

Систему VESDA, обеспечивающую максимально раннее предупреждение о потенциальной пожарной опасности при обнаружения дыма на начальной стадии пожара. Благодаря специальному режиму AUTOLEARN VESDA система легко адаптируется к работе в любой среде и подходит для защиты производственных помещений как высокой запыленностью, так и сверхчистых. Система может работать в адресно-аналоговом протоколе системы ADT ZX.

Линейный тепловой извещатель Protectowire (*термокабель*), изготовленный в США, позволяет обнаружить источник перегрева в любом месте на всем его протяжении. Термокабель представляет собой единый датчик непрерывного действия и применяется в условиях повышенной взрывоопасности. Извещатель состоит из двух изолированных стальных проводников, которые скручиваются для создания между ними механического напряжения, покрываются защитной оболочкой и помещаются в оплетку для изоляции от неблагоприятной окружающей среды. Принцип действия термокабеля: при достижении порогового значения температуры в любой точке по все длине кабеля изоляционное покрытие проводников разрушается и они входят в контакт друг с другом. Генерируется сигнал тревоги.

Термокабель Protectowire сертифицирован как автоматический тепловой пожарный извещатель и предназначен для использования на участке контролируемого шлейфа станции пожарной сигнализации. Термокабель имеет российские сертификаты соответствия пожарной безопасности.

Приемно-контрольный прибор SPR 4 × 4 и интерфейсные модули для совместной работы с термокабелем. Прибор SPR имеет четыре шлейфа для подключения термокабеля. В каждый шлейф можно подключить до 1200 м кабеля. Встроенный счетчик метров позволяет определить точку срабатывания с точностью до 1 м. Прибор также имеет четыре выходных группы реле и гибкую логику для объединения шлейфов и выходных сигналов в зоны.

Интерфейсные модули (преобразователи) PIM-120 и PIM-430 состоят из одной электронной платы, в монтированной в пластмассовый корпус, на котором имеется индикация — "Пожар" и "Неисправность". PIM-120 имеет расширенный диапазон — возможность подключения термокабеля длиной до 2000 м и малые габаритные размеры. PIM-430 имеет два шлейфа для подключения термокабеля. При подключении двух термокабелей (раздельно) или двухтемпературного термокабеля с общей точкой индикация длины до места пожара осуществляется в ручном режиме трехпозиционным переключением. Переход в состояние "Пожар" происходит при срабатывании (замыкании) любого линейного теплового пожарного извещателя. При этом сигнальный шлейф не блокируется. Возврат в дежурный режим происходит в автоматическом режиме после устранения причины. Сигнал "Неисправность" формируется при обрыве цепи линейного теплового пожарного извещателя. PIM-430 имеет цифровой индикатор на четыре разряда, отображающий расстояние в метрах до точки срабатывания термокабеля (максимальная длина обнаружения — 2000 м на каждый шлейф). В дежурном режиме индикатор энергии не потребляет, питающее напряжение 24 В. Термокабель прокладывают непосредственно над источником опасности, так чтобы он (термокабель) подвергался воздействию горячего воздуха при пожаре.

ООО "Сфера безопасности" (г. Москва) предложило потребителям приемно-контрольное оборудование серии "Сфера 2001".

Системный блок мод. СФ-2001-1.24, имеющий модульную структуру с контролем и управлением из единого центра, принимает сообщения о всех событиях в системе и команды пользователей, опрашивает модули, обрабатывает полученную информацию, управляет реле и рассылает сообщения на информационные устройства. Блок получает информацию о тревогах и неисправностях с подключенных к нему через устройства автоматики модулей. Модули отвечают за выполнение определенных функций в системе безопасности, управляют исполнительными устройствами, отображают информацию и т. п. Линия связи модулей отличается высокой помехозащищенностью и имеет протяженность 6000 м. При необходимости линию связи можно наращивать сегментами длиной до 6000 м. Линия связи системного блока не требует установки оконечных устройств и не нуждается в настройке. Питающее напряжение системного блока 220 В, потребляемая мощность 75 Вт, напряжение резервного аккумулятора 24 В, число линий связи — 1, число подключаемых шлейфов охранной сигнализации — 4, температура окружающей среды 0 ÷ +50 °С при влажности воздуха до 93 %. Габаритные размеры блока 400 × 400 × 120 мм, масса не более 11,5 кг.

Адресный расширитель СФ-АР5004 для подключения четырех шлейфов охранной, пожарной и технологической сигнализации с неадресными датчиками к прибору "Сфера 2001". При включении в шлейф пожарных извещателей контролируются состояния: "Пожар", "Обрыв", "Короткое замыкание". Питающее напряжение расширителя 24 В от внешнего источника питания. Потребляемый ток не более 35 мА, сопротивление утечки шлейфа не менее 20 кОм. Расширитель работает при температуре окружающей среды 0 ÷ +50 °С, влажности до 93 %. Габаритные размеры расширителя 189 × 139 × 47 мм, масса не более 0,32 кг.

Интерфейс СФ-ЕТ6010 для связи с ПК и подключения компьютера к системному блоку прибора "Сфера 2001" через COM-порт. Возможно под-

ключение через переходник USB-COM. Интерфейс обеспечивает передачу сообщений от системного блока к компьютеру и обратно. Питающее напряжение интерфейса 24 В, потребляемый ток 50 мА. Работает интерфейс при температуре окружающей среды 0 ÷ +50 °С и относительной влажности воздуха до 93 %. Его габаритные размеры 189 × 139 × 47 мм, масса 0,4 кг. Интерфейс применяется для программирования, измерения конфигурации наладки системы сигнализации на базе прибора "Сфера 2001" для подключения мобильного или стационарного компьютера с программным обеспечением СФ-КФ8000.

Системный пульт управления СФ-ПУ1001 сигнализацией на базе прибора "Сфера 2001". Пульт позволяет просматривать состояние различных элементов системы сигнализации: шлейфов сигнализации с неадресными извещателями, адресно-аналоговых извещателей. Пульт имеет большой графический дисплей на 16 строк. Графическое меню позволяет дистанционно управлять запуском реле, отключать и подключать извещатели, переводить прибор в тестовый режим, дистанционно изменять пороги чувствительности адресно-аналоговых извещателей, удаленно тестировать каждый из 495 адресно-аналоговых извещателей, ставить и снимать с охраны 240 разделов охранной сигнализации, вводить пароли пользователей и многое другое. Основные сигналы системы продублированы светодиодными индикаторами, смонтированными в верхней части пульта. Питающее напряжение пульта 18 ÷ 27 В, потребляемый ток 200 мА, полезный размер дисплея 16 строк по 32 символа. Работает пульт при температуре окружающей среды 0 ÷ +50 °С и относительной влажности до 93 %. Его габаритные размеры 295 × 184 × 50 мм, масса не более 2,5 кг.

Компания "ВИСЕК" (г. Санкт-Петербург) — дистрибьютер фирмы Texcom в России, кроме прочего оборудования предложила на российский рынок серию пожарных извещателей Exodus, использующих различные критерии при оценке ситуации, что дает возможность подобрать именно тот датчик, который в наибольшей степени соответствует требованиям объекта.

Извещатель Exodus OH, используемый для анализа ситуации (оптический и тепловой сенсоры одновременно) и раннего обнаружения тлеющего и открытого огня, оснащен встроенным микропроцессором и системой цифровой обработки сигнала и параметров окружающей среды. Питающее напряжение постоянного тока извещателя 9 ÷ 16 В, его размеры 107 × 55 мм, масса 200 г.

Дифференциальный тепловой извещатель Exodus RR предназначен для обнаружения быстрого изменения температуры в помещении не более 58 °С и также имеет встроенный микропроцессор и систему цифровой обработки сигнала и параметров окружающей среды. Технические параметры извещателя те же, что и у Exodus OH.

Компания "АРМО-Системы"(г. Москва) — один из крупнейших российских дистрибьютеров оборудования для систем безопасности: видеонаблюдения, контроля доступа, охранной и пожарной сигнализации. Оригинальными и высокотехнологичными представителями такой продукции являются *многофункциональные пожарные извещатели IQ8QUAO*, объединяющие в одном корпусе моно- или мультисенсорный извещатель, тревожный светодиод, сирену и модуль речевого оповещения. Выпускаются модификации 1Q8Q uad с оптическим, дымовым, тепловым сенсором, встроенным мультисенсорным модулем O^2T, мультисенсорным модулем OTG (оптический, дымовой, тепловой и газовый, для обнаружения окиси углерода). Тревожный светодиод активизируется в режиме тревоги и обеспечивает угол видимости 360°. Уровень звука, генерируемого сиреной, 92 дБ. Блок речевого оповещения выдает до четырех заранее запрограммированных речевых сообщений, включая контрольное. Извещатели 1Q8Q uad монтируются на те же базовые основания, что и извещатели серии 9200, что обеспечивает полную совместимость этих серий и простоту замены извещателей многофункциональными устройствами. При удалении извещателя из базы не возникает обрыва в шлейфе, и функционирование системы пожарной сигнализации не нарушается. С помощью интеллектуального контроллера IGIS-Loop возможно создание крупномасштабной децентрализованной или централизованной системы пожарной сигнализации, управляемой с ПК посредством ПО Winmaq.

Компания Siemens (Германия) показала на выставке новую с*истему пожарной безопасности FS 720,* которая состоит из пожарных извещателей с интеллектуальными настройками, светодиодного индикатора с обзором 360° и увеличенным пространством для подключения кабеля. Имеются адресные извещатели пламени и дыма, а также адресные звуковые и светозвуковые оповещатели. Панели управления пожарной безопасности позволяют организовать удаленный запуск, управление и обслуживание системы. Все панели могут работать в аварийном режиме. Адресация и конфигурация системы в автоматическом режиме позволяют запустить ее сразу после установки на объекте.

Компания Vision Systems (США) демонстрировала извещатели различного типа. Приведем краткое описание двух.

Извещатель Laser SCANNER забирает воздух из всех используемых секторов. Если уровень задымленности достигает адаптивного порога сканирования, извещатель быстро опрашивает каждый обслуживаемый объект для нахождения участка задымления, а после окончания сканирования продолжает тщательно контролировать разрастание пожара во всех секторах и поддерживать полную защиту зоны. Имеется четыре уровня сигнала тревоги: "Предупреждение", "Срабатывание", "Пожар 1", "Пожар 2". Для каждого уровня тревоги можно установить чувствительность извещателя, чтобы обеспечить оптимальный порог срабатывания в каждом отдельном секторе. Питающее напряжение постоянного тока извещателя 18 ÷ 30 В, мощность в состоянии покоя — 9,6 Вт, при тревоге — 11,28 Вт. Работает при температуре 0 ÷ 39 °С и относительной влажности 10 ÷ 95 % без конденсации. Габаритные размеры извещателя 350 × × 225 × 125 мм, масса с дисплеем и программными модулями 4 кг.

Извещатель Laser COMPACT разработан с целью использования преимуществ проточного дымового извещателя для раннего оповещения при возникновении пожара в небольших помещениях. Сочетает в себе испытанную технологию обнаружения Laser PLUS' с двухступенчатым фильтром воздуха и модифицированным аспиратором. Работает извещатель следующим образом. Воздух непрерывно всасывается высокоэффективным аспиратором через заборный трубопровод в центральный извещатель. Там до поступления в двухступенчатый фильтр он пропускается через датчик потока (бóльшая часть забранного воздуха покидает извещатель и при необходимости возвращается в контролируемое помещение). Первая ступень фильтра очищает воздух от пыли и других загрязнений до подачи его в камеру дымового извещателя. Вторая, сверхтонкая ступень обеспечивает подачу очищенного воздуха для формирования барьеров, предохраняющих оптические поверхности в камере от загрязнений. В камере извещателя находится стабильный источник лазерного излучения и чувствительный элемент, обеспечивающий оптимальную реакцию на широкий спектр типов дыма. Питающее напряжение извещателя 18 ÷ 30 В постоянного тока, потребляемая мощность в покое — 4 Вт, при тревоге — 4,5 Вт. Извещатель работает при температуре окружающей среды +10 ÷ 39 °С. Его габаритные размеры 225 × 225 × 85 мм, масса 1,9 кг.

Компания Тайрику Трейдинг Ко., Лтд (Япония) в числе прочей продукции демонстрировала датчики пламени и динамики специального назначения.

Датчик пламени FS-2000E быстро обнаруживает ультрафиолетовые лучи пламени на расстоянии 10 м, включает сигнал тревоги и подает его на внешнее устройство. Сигнал подается только при обнаружении датчиком пламени в соответствии с установками часового механизма — 0,2; 1; 6 и 30 с. Уровень громкости сигнала до 80 дБ. Устройство можно подключать к панели управления противопожарной системой. Кроме того, выходной сигнал можно использовать для включения средств сигнализации, включая камеры скрытого наблюдения. При срабатывании сигнала тревоги на корпусе датчика световой сигнал мигает в течение ≈ 3 мин, а затем горит в течение 47 мин. Датчик можно установить в любом месте (его диаметр 120 мм). Возможность легкового разделения блоков датчика и основания позволяет облегчить установку и обслуживание. Масса датчика ≈ 150 г.

Датчик FS-6000 C/E для мгновенного обнаружения пламени и сообщения об этом на четырех языках на выбор. Система обнаружения — ультрафиолетовые лучи. Пламя зажигалки высотой 7 см можно обнаружить с высоты 10 см. Питающее напряжение датчика 12 В, работает при температуре окружающей среды −20 ÷ +50 °С, может работать в помещении и на улице. Его масса 1 г.

В рамках выставки были проведены международная конференция "Новые требования к безопасности процессов и объектов", научно-технические семинары, презентации новых разработок, международный конкурс передовых решений "Лучший инновационный продукт" и другие мероприятия.

А. Н. ИВАНОВ, член-корр. АПК

Выставка "Сварка. Резка. Наплавка—2009"

Под таким названием с 12 по 15 мая 2009 г. на территории ЦВК "Экспоцентр" проходила третья международная выставка оборудования и инновационных технологий для сварки, резки и наплавки, организованная фирмой "Мессе Эссен ГмбХ" (Германия), "Мессе Дюссельдорф ГмбХ" (Германия), ООО "Мессе Дюсельдорф Москва" (Россия) при поддержке и участии Национального Агентства Контроля и Сварки (НАКС) и Немецкого Союза сварщиков (DVS). В числе 11 российских участников смотра — Линде Газ Рус, Шторм Итс и др. В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов и предложений фирм-разработчиков.

Компания "Шторм" (г. Екатеринбург) демонстрировала на выставке газорезательные машины и сварочную технику.

Машину газовой резки "Secator" для автогенной и плазменной резки металла толщиной $3 \div 300$ мм. Машина осуществляет фигурные, прямые, кольцевые резы, а также с *X*- и *Y*-образными скосами кромок. Режущее сопло (всего их девять) перемещается от двигателя мощностью 50 Вт вперед и назад. Встроенная муфта свободного хода облегчает перемещение машины по листу. Резка выполняется плавно со скоростью $100 \div 1200$ мм/мин. Диаметр кольцевых резов $60 \div 1500$ мм. Питающее напряжение машины 220 Вт, масса 24 кг.

Сварочный трактор для автоматической одно- или двухдуговой сварки низкоуглеродистых, углеродистых и низколегированных сталей. Трактор используется для сварки под флюсом или в среде защитного газа (MIG/MAG) стыковых, угловых и нахлесточных соединений с разделкой и без разделки кромок одной или двумя сварочными головками. Трактор в процессе работы передвигается по изделию или направляющей профильной рейке. Трактор оснащен двумя флюсобункерами вместимостью 5 л каждый. Обеспечена раздельная регулировка скорости подачи проволоки и скорости сварки (оба механизма подачи проволоки регулируются отдельно). Ширина колеи (межгорелочное пространство) изменяется от 225 до 395 мм. Стабильность перемещения трактора по неровному листу, а также при разгрузке флюсобункеров и кассеты с проволокой обеспечивается двумя синхронизированными тележками. Имеются муфта для отключения двигателя и обеспечения свободного хода трактора, а также водоохлаждающие горелки, позволяющие повысить ПВ до 100 %. Трактор оснащен экранами для защиты сварщика от УФ излучения. Номинальные: сварочный ток 500 А, питающее напряжение 24 В. Диаметр сплошной электродной проволоки $1{,}2 \div 2$ мм с регулируемой скоростью подачи $10 \div 900$ м/ч. Габаритные размеры автомата $950 \times 1100 \times 880$ мм, масса 100 кг.

Ручные клещи мод. A171/3 для контактной сварки с радиальным ходом электрода и его воздушным охлаждением. Клещи оснащены: устройством плавной регулировки времени сварки; полностью изолированным силовым трансформатором; блоком управления и регулятором сварочного тока; клещами с четырехметровым силовым кабелем и штекером. Свариваемые толщины (для низкоуглеродистой стали): на коротком вылете 2,5 + 2,5 мм; на максимальном вылете 1,8 + 1,8 мм. Номинальная потребляемая мощность при ПВ = 50 % составляет 2,4 кВт. Максимальный сварочный ток 6,8 кА, масса клещей 11,8 кг.

Стационарную установку мод. BMP20/125 для рельефной сварки с жидкостным охлаждением. Прямолинейный ход электродов осуществляется пневмоприводом, усилие на электродах регулируется с помощью переключателя. Панель управления установкой смонтирована на отдельной стойке. Имеется возможность установки MF-трансформаторов. Номинальная мощность установки 125 кВт (ПВ = 50 %), максимальный сварочный ток 66,4 кА, ход электрода 100 мм.

Компания СВАГ (г. Москва) предложила потребителям различное сварочное оборудование. Приведем краткое описание двух предложений.

Вращатель "Atlant" предназначен для полной или частичной автоматизации сварочных процессов при полуавтоматической (MIG/MAG) и аргонодуговой (TIG) сварке. Применение вращателя упрощает проведение сварочных работ по кольцевым траекториям, например, приварка фланцев, сварка стыков труб и т. п. Головка вращателя поворачивается на 90°. Он оснащен электродвигателем постоянного тока для вращения головки с частотой $0{,}1 \div 1$ мин$^{-1}$ и кнопкой аварийной остановки. Питающее напряжение вращателя 220 В, диаметр рабочего стола 600 мм. Его габаритные размеры 1330 × 850 × 820 мм, масса 300 кг.

Переносная двухкоординатная машина термической резки "Саморез-1" предназначена для раскроя листового металлопроката по заданным чертежам с использованием ЧПУ. Машина имеет продольную направляющую, по которой движется каретка с поперечной траверсой и блоком ЧПУ. "Саморез-1" может вырезать заготовки сложной конфигурации с высокими точностью и качеством поверхности

реза. Размеры рабочей зоны резки 1200 × 2000 мм. Управляющие программы системы САПР Fast CAM позволяют подготавливать карты раскроя деталей с минимальными отходами металла. Машина имеет высокую жесткость и небольшую массу, что позволяет легко перемещать ее вдоль раскроечного стола. Толщина разрезаемого материала 6÷150 мм при газовой и 1÷50 м при плазменной технологии в зависимости от аппарата плазменной резки при скорости резки 50÷2500 мм/мин. Напряжение питающей сети 220 В, потребляемая мощность 0,18 кВт. Тип горючего — ацетилен, пропан, метан, газолин. Максимальное давление: горючего газа 0,1 МПа, кислорода 1,5 МПа. Масса машины 125 кг.

ЗАО ЭЛМИД-ТЕХНО (г. Москва) предложило оборудование, изготовленное за рубежом, например.

Позиционер мод. PT-20K позволяет размещать заготовки в нижнем положении в цехах металлоконструкций за максимально короткий промежуток времени без применения подъемных кранов и затрат ручного труда. Его грузоподъемность 100÷2000 кг, поворот на 360°, наклон 135°. Рабочий стол имеет: Т-образные прорези, направляющие и сквозные отверстия; электропривод переменного тока напряжением 220/380 В; червячные редукторы для бесперебойной работы; систему управления "вперед-стоп-назад" с изменяемой скоростью. Нормативный центр тяжести 300 м, диаметр стола 2000 мм, частота его вращения 0,01÷0,25 мин$^{-1}$. По словам изготовителей конструкция позиционера обеспечивает длительную безаварийную эксплуатацию. Его габаритные размеры 2200 × × 2400 × 1800 мм, масса 6,5 т.

Станок мод. LS-30 предназначен для прямолинейной сварки металлов толщиной 0,1÷10 мм. Машина обеспечивает 100 %-ный провар (проплавление) однопроходного шва на цилиндрах и плоских листах без тепловой деформации материала. Специальная балка и направляющая обеспечивают точное движение каретки. Зажимающий палец из алюминиевого сплава обеспечивает отвод тепла из всех зон сварки, при этом гашение сварочной дуги практически исключено. Питающее напряжение станка 110/220 В, длина сварного шва 3116 мм, диаметр свариваемый заготовки 241÷770 мм. Скорость каретки 30÷1500 мм/мин, привод каретки — реечная передача. Габаритные размеры станка 1950 × 1050 × 4100 мм.

Учебно-производственный центр "Мир сварки" (г. Санкт-Петербург) предложил на российский рынок сварочное оборудование.

Сверхмощный сварочный источник тока мод. MTE—500 для ручной дуговой сварки с возможностью аргонодуговой сварки TIG на постоянном токе. Конструкция источника тока позволяет подключать к нему проволокоподающее устройство М-20 для полуавтоматической сварки MIG/MAG и использовать 14 синергетических программ. Питающее напряжение 380 В, сварочный ток 500 А (при ПВ = 40 %), номинальная мощность 40 кВт, диаметр электродов до 8 мм. Габаритные размеры источника тока 470 × 720 × 980 мм, масса 135 кг.

Однокорпусный полуавтомат мод. TM250LIGHT для сварочных работ в мастерских, вспомогательных цехах, на металлосборочных участках и в автомастерских. Элементы термоконтроля и система принудительного воздушного охлаждения предохраняют аппарат от перегрева при длительной эксплуатации. Простой двухроликовый механизм подачи позволяет использовать проволоку диаметром 0,6÷1 мм. Полуавтомат имеет восьмиступенчатое регулирование напряжения и плавное регулирование тока в пределах диапазона выбранной ступени. Питающее напряжение 380 В, сварочный ток при ПВ = 100 % составляет 140 А, номинальная мощность 6 кВт. Его габаритные размеры 510 × 840 × × 780 мм, масса 86 кг.

Промышленный робот (ПР) Easy Robot — модуль для полуавтоматической сварки, в том числе плавящимся электродом, в среде защитного газа (MIG/MAG). Многофункциональность модуля открывает большие возможности компоновки, например, модуль загрузки металла, модуль автоматического перемещения и многое другое. Программное обеспечение выводит на дисплей модуля управления ПР все необходимые сообщения. ПР можно устанавливать на полу, на стене или подвешивать к потолку.

Научно-производственная фирма "Инженерный и технологический сервис" (г. Санкт-Петербург) показала на выставке свои новые разработки — электросварочное оборудование и сварочные материалы.

Выпрямитель мод. ВД-413 для ручной дуговой сварки на постоянном токе штучными электродами с основным покрытием малоуглеродистых и низколегированных сталей и всех видов металлов и сплавов. Сварочный ток регулируется в пределах 45÷400 А перемещением магнитного шунта. Питающее напряжение выпрямителя 380 В, сварочный ток 315 А (при ПВ = 60 %), рабочее напряжение постоянного тока 36 В, потребляемая мощность 32 кВт, диаметр электрода 2÷6 мм. Габаритные размеры выпрямителя 770 × 400 × 770 мм,

масса 125 кг. Выпрямитель может быть установлен на колеса. Для повышения безопасности при сварке рекомендуется применение блока снижения напряжения холостого хода мод. БСН-10.

Сварочный конвертор мод. КСС-500ТИГ для регулирования сварочного тока при ручной дуговой сварке штучным электродом с основным и целлюлозным покрытием, при механизированной сварке проволоками сплошного сечения и порошковыми, при ручной аргонодуговой сварке неплавящимся электродом. Конвертор обеспечивает снижение напряжения до безопасного значения при отсутствии сварочного тока, исключает взаимное влияние сварочных постов при работе от одного источника питания. Он значительно снижает потребление электроэнергии, улучшает технологию сварочных процессов и до 20 % снижает наличие диффузионного водорода в металле сварного шва. Напряжение питающей сети для качественной работы конвертора 60÷90 В, сварочный ток: 400 А при ПВ = 100 % и 500 А при ПВ = 60 %. КПД конвертора до 94 %. Его габаритные размеры 450 × 315 × 600 мм, масса 30 кг.

Полуавтомат мод. ПДГ-252 для полуавтоматической дуговой сварки на постоянном токе 250 А (при ПВ = 40 %) в среде защитного газа малоуглеродистых и легированных сталей. В одном корпусе смонтированы источник сварочного тока и подающий механизм с тормозным устройством. Органы управления вынесены на переднюю панель, имеются площадка для установки баллона с защитным газом и устройство тепловой защиты при перегрузке, а также система принудительного охлаждения. Питающее напряжение полуавтомата 380 В, потребляемая мощность 9,1 кВт, диаметр сплошной электродной проволоки 0,8÷1,2 мм, скорость ее подачи 100÷850 м/ч. Его габаритные размеры 810 × ×350×630 мм, масса 60 кг.

Кромкоскалывающую машину мод. МКС-21У для механической подготовки кромок листовых материалов под сварку. Скорость обработки кромок 3 м/мин при минимальной толщине материала 20 мм. Габаритные размеры машины 685 × 555 × × 1600 мм, масса 6 кг.

Установку мод. АПР-404 для воздушно-плазменной резки металлов при полуавтоматическом или ручном перемещении плазмотрона (резака). Питающее напряжение установки 380 В, потребляемая мощность 128 кВт, ток резки 400 А (при ПВ = 100 %). Толщина разрезаемого листа металла: сталь 60÷130 мм; алюминий и сплавы 60÷130 мм; медь и сплавы 60÷100 мм; серый чугун 60÷100 мм. Установка производит качественную резку металлов, в том числе загрязненных и окрашенных. Она оснащена тепловой защитой от перегрузки. Габаритные размеры установки 1040 × 1700 × 880 мм, масса 1 т.

Сварочные проволоки сплошного сечения марок ПСГ 0301 и ПСГ 0302 для механизированной дуговой сварки сталей в среде защитных газов. Проволока ПСГ-0301 рекомендована для сварки в смеси газов 82 % Ar — 18 % CO_2. При этом используются все преимущества сварки в смеси Ar/CO_2 (отсутствие разбрызгивания, хорошее формирование шва) с высокими показателями механических свойств сварочного шва (предел точности, ударная вязкость и т. п.), позволяющими применять данную технологию для сварки ответственных металлоконструкций. Возможно применение проволок для сварки в чистом CO_2.

Сварочные порошковые проволоки марок POWER BRIDGE 6M и POWER PIPE 60R для сварки ответственных металлоконструкций. Отличительной особенностью таких проволок является высокая ударная вязкость (⩾ 60 Дж/см^2) при температуре −40 °С.

Порошковая проволока марки POWER BRIDGE 60M диаметром 1,2÷1,6 мм предназначена для механизированной сварки в смесях газов мостовых конструкций в монтажных и производственных условиях. Предел ее текучести ⩾ 550 МПа, временное сопротивление разрыву ⩾ 630 МПа.

Порошковая проволока POWER PIPE 60R рутилового типа диаметром 1,2 мм предназначена для механизированной сварки в смесях газов неповоротных стыков трубопроводов. Ее предел текучести ⩾ 520 МПа, вредное сопротивление разрыву 610 МПа.

Фирма Carl Cloos Schweisstechnik GmbH (Германия) демонстрировала на выставке промышленные роботизированные системы ROMAT® различного назначения.

Промышленный робот ROMAT® 320 шарнирно-рычажной конструкции, построенный по модульному принципу, имеющий 6 осей, большой радиус действия, гарантирующий эффективную работу в любом пространственном положении. Грузоподъемность робота до 15 кг. Высокая точность позиционирования ⩽ 0,1 мм достигается благодаря применению компактных редукторов. Такой робот может работать в жестких промышленных условиях и ориентирован на высокий коэффициент использования при одновременно низких затратах на техническое обслуживание. Для сварки MIG/MAG и WIG (TIG) промышленный робот (ПР) оснащен микропроцессорным устройством. Источники сварочного тока управляются через аналоговый или

последовательный порт. Импульсные источники сварочного тока оснащены системой контроля сварочных параметров с микропроцессорным управлением. Она гарантирует оптимальный уровень качества при любых сварочных операциях MIG/MAG. Устройство подачи проволоки с двумя приводами состоит из подающего механизма, встроенного в горелку, и второго подающего механизма, расположенного в отдельном корпусе. Приводы работают в режиме Master—Slave и обеспечивают надежную и равномерную подачу всех видов сварочной проволоки.

Компания Nederman (КНР) — поставщик систем для удаления пыли, дыма и выхлопных газов, предложила свою продукцию.

Шланговые катушки Nederman серии 882 для подведения пневматического привода к инструментам, степлерам и насадкам-пистолетам. Хорошо подходят катушки для индивидуальных рабочих мест в мастерских. Масса катушек, включая шланг, 3,5÷ 5 кг. Удлиненное отверстие ограничителя позволяет оптимизировать угол выхода шланга диаметром 6÷10 мм и длиной 6÷12 м при рабочем давлении 1 МПа.

Вытяжной рукав мод. NEX S4 м, соответствующий всем требованиям, предъявляемым к работе со взрывоопасными газами и пылью, а также высоким гигиеническим стандартам. Он оборудован системой двойного заземления и выполнен из антистатических материалов, препятствующих образованию искр. Открытая система поворотного каркаса и насадка из полированной коррозионно-стойкой стали облегчают техническое обслуживание и чистку рукава. В шланге находится спираль первого кабеля заземления, второй кабель заземления проходит через поворотный каркас. Рукав сгибается во всех направлениях и легко фиксируется, рабочие механизмы защищены кожухами. Радиус действия рукава 4 м. Воздушный поток 900÷1700 м^3, максимальная температура проходящего газа +70 °С. Уровень шума газопеременной насадки 70 дБ.

Малогабаритную передвижную фильтрующую систему Nederman Filter Cart Standard для фильтрации воздуха в сварочных цехах. Максимальная величина воздушного потока 1050 м3/ч, диаметр рукава 160 мм, уровень шума при работе 77 дБ, мощность 0,75 кВт, масса 60 кг. Степень очистки фильтрующей системы 97 %.

Фильтр мод. NOM4 для станков с программным управлением и выпуском масляной аэрозоли в ограниченном пространстве. Фильтр оборудован датчиком давления и индикатором заполнения, показывающим необходимость очистки (слива масла). Максимальный воздушный поток при работе 400 м^3/ч. Питающее напряжение 230 В, мощность 0,37 кВт, ток 3,15 А.

Фильтр мод. TX2000ESD для удаления дыма при работе одного или двух паяльников, оснащенных вытяжной системой. Система состоит из фильтра и устройства "Вентури" с клапанным регулированием и возможностью подключения к компрессору. Воздушный поток при работе фильтра 30 м^3/ч, степень очистки почти 100 %, уровень потребления сжатого воздуха 40÷60 л/мин, уровень шума при работе 42 дБ. Диаметр фильтра 210 мм, его высота 280 мм, масса 1,8 кг.

ОАО "Линде Газ Рус" (г. Балашиха Московской области) предложило сварочные смеси для замены углекислоты:

CORGON 2 (98 % Ar + 2 % CO_2) для полуавтоматической сварки (MIG/MAG) высоколегированных (коррозионно-стойких) сталей; полуавтоматической сварки тонкостенных изделий из обычных конструкционных сталей; сварки—пайки (MAG brazinq) на полуавтомате оцинкованных деталей и соединений медь-железо. В этом случае сварочная проволока должна быть аналогична по химическому составу свариваемым деталям. Возможна сварка деталей толщиной менее 1 мм;

CORGON 8 (92 % Ar + 8 % CO_2) для полуавтоматической сварки низко- и среднелегированных конструкционных сталей, скоростной сварки (до 2 м/мин), импульсной сварки;

CORGON 12 (88 % Ar + 12 % CO_2) для полуавтоматической сварки (MIG/MAG) конструкционных сталей, наплавки малоуглеродистой и легированной стали, импульсной сварки;

CORGON 25 (75 % Ar + 25 % CO_2) для полуавтоматической сварки (MIG/MAG) и наплавки высокопрочных конструкционных сталей, сварки магистральных трубопроводов на автоматических сварочных комплексах.

Выставка сварочных технологий и смежных с ними областей стала центром общения профессионалов. Специалисты имели возможность получить необходимую информацию от производителей, что особенно важно для российского рынка, где наблюдается рост спроса на современные технологии и оборудование.

В рамках выставки была организована международная конференция "Сварка—взгляд в будущее". В работе конференции приняли участие ученые и специалисты сварочного производства из России, Германии, Украины, а также представители государственных органов и общественных организаций РФ.

А. Н. ИВАНОВ, член-корр. АПК

Hitachi Data Systems помогает компаниям добиться еще большей эффективности инвестиций в ИТ

Корпорация Hitachi Data Systems, дочерняя компания Hitachi, Ltd. и единственный поставщик сервисно-ориентированных решений для хранения данных, разработала методику анализа под названием "Экономика хранения данных" (Storage Economics), отражающую значительные изменения в принципах оценки потребностей в хранении данных.

В условиях, когда компаниям приходится особенно тщательно обосновывать расходы на информационные технологии (ИТ), значительно усилились требования по максимальной эффективности инвестиций. Кроме того, в принятии решений теперь участвует больше людей, а для обоснования инвестиций используются гораздо более сложные модели, чем традиционный показатель окупаемости инвестиций. В дополнение, почти двум третям (63%) менеджеров по ИТ[1] необходима помощь в управлении операционными расходами, связанными с инфраструктурой хранения данных, а 62% испытывают трудности при расчете этих операционных расходов. В этих условиях возможность точного расчета стоимости хранения данных приобретает огромное значение. "Экономика хранения данных" — новая методика Hitachi Data Systems, поможет компаниям добиться большей эффективности использования ресурсов.

"Многие компании с крупной инфраструктурой ИТ стоят на грани ''идеального шторма" в отношении систем хранения данных, — говорит Майкл Фет, старший вице-президент и генеральный менеджер региона EMEA в Hitachi Data Systems. — Финансовое давление, вызванное экономической нестабильностью, еще больше обострилось из-за скачка потребностей в хранении неструктурированных данных, соответствия требованиям регулирующих органов, а также из-за необходимости обеспечения непрерывной работы бизнеса. В результате требования к службам ИТ ужесточились, а ресурсы, наоборот, были уменьшены".

Разработанная Hitachi Data Systems методика "Экономика хранения данных" основана на анализе данных клиентов более чем за 6 лет. Она состоит из ряда услуг и инструментов, призванных помочь компаниям глубже понять и оценить свои потребности в хранении данных с экономической точки зрения. Один из элементов методики — инструмент прогнозирования, помогает понять зависимость между изменениями в приоритетах бюджетирования и общим объемом инвестиций в инфраструктуру вычислительных центров. Методика включает 33 центра затрат на хранение данных, причем основную часть затрат не всегда составляет оборудование. Учитываются самые разные факторы — расходы на электроэнергию, аренду помещений вычислительных центров, серверы резервного копирования, обеспечение соответствия нормативным требованиям и безопасности данных и т. д.

"Если рассматривать общую стоимость владения системой хранения данных высокого уровня, то ее архитектурные, операционные и другие характеристики обычно более важны, чем первоначальные расходы, — говорит Ник Сандби, директор-консультант IDC European Storage Group. — Такие инструменты, как разработанная Hitachi Data Systems методика ''Экономика хранения данных", помогут клиентам проанализировать и оценить потенциальную окупаемость предложенного решения, не углубляясь во внутреннюю структуру расходов. Это помогает шире и эффективнее использовать методы финансового моделирования при выборе систем хранения данных, что особенно важно в современном экономическом климате". "Методика "Экономики хранения данных" позволяет определить подлинного экономического владельца и понять, каким образом другие центры затрат, помимо первоначальных инвестиций, влияют на работу компании. Соответственно, в процесс принятия решения вовлекается не только руководитель службы ИТ, но и финансовый руководитель компании", — говорит Дэвид Меррилл, создатель и консультант по онлайн-инструменту моделирования в Hitachi Data Systems. "В итоге клиенты покупают меньше систем хранения данных, однако извлекают из них больше выгоды. Лишние устройства и системы сводятся к минимуму", — заключает г-н Фет.

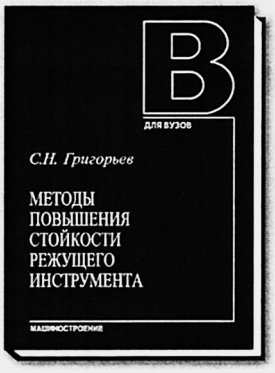
Информация о компании Hitachi Data Systems

Hitachi Data Systems Corporation предлагает сервисно-ориентированные решения для построения систем хранения данных, которые позволяют динамически конфигурировать гетерогенные хранилища в соответствии с потребностями бизнеса и централизованно управлять ими с помощью передовых программных средств Hitachi для виртуализации хранилищ. Будучи составной частью Hitachi Storage Solutions Group, компания Hitachi Data Systems предлагает платформы для создания инфраструктур систем хранения данных, программное обеспечение для управления хранилищами и консалтинговые услуги по вопросам построения систем хранения данных через прямые и непрямые каналы распространения в более чем 170 странах и регионах. В число заказчиков Hitachi Data Systems входят около 60 % компаний из списка Fortune 100. Более подробную информацию можно найти на сайте компании по адресу: http://www.hds.com.

Информация о Hitachi, Ltd.

Компания Hitachi, Ltd. (NYSE: HIT / TSE: 6501), штаб-квартира которой находится в Токио, является ведущим мировым производителем электроники. Штат компании по всему миру насчитывает приблизительно 390 000 сотрудников. Консолидированные доходы компании за 2007 финансовый год (заканчивается 31 марта 2008 г.) составили 11226 млрд иен (112,2 млрд долл. США). Компания предлагает широкий ассортимент систем, продуктов и услуг для различных секторов рынка, включая информационные системы, электронные устройства, силовые и промышленные системы, бытовую электронику, логистические и финансовые услуги. Более подробную информацию можно найти на сайте компании по адресу: http://www.hitachi.com.

[1] Компания Vanson Bourne провела опрос более 100 руководителей служб ИТ в компаниях Великобритании. Исследование было заказано Hitachi Data Systems в ноябре 2008 г.



МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ СТОЙКОСТИ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА: *учебное пособие*

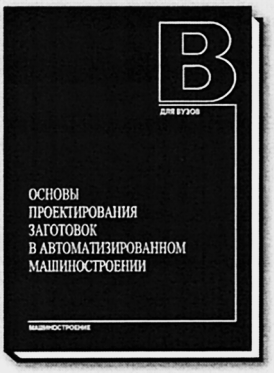
С.Н. Григорьев М.: Машиностроение, 2009 – 368 с. ISBN: 978-5-94275-429-7

Цена 462 р. с НДС

Рассмотрены физические и технологические основы современных методов нанесения покрытий, поверхностного легирования, термической, деформационной и комбинированной обработки, исследовано их влияние на физико-механические свойства поверхностного слоя и эксплуатационные показатели режущего инструмента. Приведены материалы, касающиеся оценки качества режущего инструмента после нанесения покрытий и поверхностной модификации, а также ряд других важных вопросов.

Для студентов втузов, аспирантов и специалистов-инструментальщиков, занимающихся разработкой и расследованием различных методов повышения стойкости режущего инструмента. Гриф УМО.

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в ООО "Издательство Машиностроение" в отдел продаж, маркетинга и рекламы: по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU



ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗАГОТОВОК В АВТОМАТИЗИРОВАННОМ МАШИНОСТРОЕНИИ: *учебник*

С.И. Богодухов, А.Г. Схиртладзе, Р.М. Сулейманов, Е.С. Козик

М.: Машиностроение, 2009 – 432 с. ISBN: 978-5-217-03405-5

Цена 550 р. с НДС

Представлены сведения по выбору и основам проектирования заготовок в автоматизированном машиностроении.

Приведены современные основные термины и определения в области заготовительного производства. Кратко изложены вопросы производства литых, штампованных и других видов заготовок из современных конструкционных материалов – сплавов черных и цветных металлов, порошковых, неметаллических и композиционных материалов.

Даны научные основы методологии выбора и проектирования прогрессивных заготовок, обеспечивающих необходимую технологическую наследственность, энерго- и металлосбережение. Показаны подходы к автоматизации проектирования технологических процессов заготовительного производства.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств».

Приобрести книгу по цене издателя можно, прислав заявку в ООО "Издательство Машиностроение" в отдел продаж, маркетинга и рекламы: по почте: 107076, г. Москва, Стромынский пер., 4; по факсу: (499) 269-48-97; по e-mail: realiz@mashin.ru
Дополнительную информацию можно получить по телефонам: (499) 269-66-00, 269-52-98 и на сайте WWW.MASHIN.RU