ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

1

2007

Орган информации

МИНИСТЕРСТВА ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ЭНЕРГЕТИКИ РФ

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., Логунов А.В., Омельченко И.Н.** (председатель секции организации и экономики производства), **Пименов А.Ф., Попов Д.Н., Салтыков М.А., Трегубов Г.П., Цыганкова И.А.** (ответственный секретарь)

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)

Ордена Трудового Красного Знамени ОАО «Издательство "Машиностроение"» 107076, Москва, Стромынский пер., 4

Адрес редакции:

129626, Москва, проспект Мира, д. 106, а/я 78.
Телефоны: (495) 687-63-37, (495) 682-77-11
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 Подольской типографии, филиале ОАО "ЧПК", 142110, г. Подольск, ул. Кирова, 15

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Афонин С. М. — Многомерная структурно-параметрическая модель составного пьезодвигателя наноперемещений . . . 3

Подгаевский О. Л. — Несущая способность линейного локального контакта при циклическом нагружении зубьев плоскоцилиндрической передачи . . . 13

Назаров А. Д. — Уравновешивание V-образных восьмицилиндровых двигателей установкой противовесов на продолжении щек коленчатого вала . . . 18

Асташкевич Б. М., **Сапожников С. А.**, **Булюк А. С.** — Исследование биметаллических втулок цилиндров мощных дизелей . . . 23

Молчанов В. И. — Исходные червяки для металлополимерных червячных передач. 29

Жулай В. А., **Енин В. И.** — Спектральный анализ виброакустического сигнала зубчатой передачи . . . 31

Герасимов С. А. — Об автомодельности аэродинамического сопротивления . . . 34

Ванчиков В. Ц. — Несущая способность смазки . . . 35

Красильников А. Я., **Муравьев К. Ю.** — Оформление документов ЕСКД в системе AutoCAD Mechanical . . . 39

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

Орлов А. В. — Повышение трибологических характеристик многорядных роликоподшипников . . . 45

Никишин В. Н. — Роль трения во вторичном движении поршня . . . 49

Космынин А. В., **Шаломов В. И.**, **Чернобай С. П.** — Высокоскоростные шпиндельные узлы с опорами на газовой смазке . . . 51

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Черный А. Г. — Показатели надежности несинхронной сборочной линии и организация ее технического обслуживания . . . 53

Чернобай С. П., **Петров М. Р.** — Пневматический шлифовальный инструмент. . . 56

Делюсто Л. Г. — Экспериментальное исследование влияния промежуточных технологических операций на результаты механических испытаний образцов холоднокатаных сталей 08Ю и 08ЮПР до и после обработки в постоянном магнитном поле . . 59

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Омельченко И. Н., **Бурак М. О.** — Алгоритм анализа, оценки и выбора оптимальных логистических цепей . . . 68

Петраков А. М. — Системно-структурный анализ процессов, регламентов и стандартов регулирования технического контроля на стадиях производства самолетов с помощью моделей квантификации . . . 78

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Зайчиков А. Ф. — Газогидравлические амортизаторы . . . 84

Антипов П. Г. — К вопросу идеализации сверхнизкопрофильного колеса . . . 87

Бареян А. Г. — К вопросу о самозатачивании ножей . . . 89

Иванов А. Н. — Форум "PCVEXPO-2006" . . . 90

Потапова Г. С. — Обозрение зарубежных изданий. . . . 93

Реклама . . . 86

Вниманию читателей . . . 44, 96

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Afonin S.M. – Multi-dimensional structural-parametrical model of sectional piezoengine for nano-displacement

Podgaevsky O.L. – Linear local contact bearing strength at repeated loading teeth of plano-cylinder gearing

Nazarov A.D. – Balancing V8-engines by counter-weight installation on the crank web continuation

Astashkevich B.M., **Sapozhnikov S.A.**, **Bulyuk A.S.** – Study of powerful diesel engines' bi-metal cylinder bushing

Molchanov V.I. – Initial worms for the metal-polymeric worm gearing

Zhulay V.A., **Yenin V.I.** – Spectrum analysis of gearing vibrant-acoustic signal

Gerasimov S.A. – On the automated modelling of aerodynamic air drag

Vanchikov V.Ts. – Lubricant load capacity

Krasilnikov A.Ya., **Muraviov K.Yu.** – The ESKD documents registration in the AutoCAD Mechanical system

Series of articles "Problems of tribology — friction, wearing away and lubrication"

Orlov A.V. – Multi-row roller bearing tribological behaviour improvement

Nikishin V.N. – Function of friction in the piston secondary stroke

Kosmynin A.V., **Shalomov V.I.**, **Chernobay S.P.** – High-speed spindle assemblies with gas-lubricated bearings

MANUFACTURING TECHNOLOGY

Cherny A.G. – Reliability index of asynchronous assembly line and its service work arrangement

Chernobay S.P., **Petrov M.P.** – Pneumatic polishing tool

Delyusto L.G. – Pilot research of intermediate production operations' effect on the mechanical test results of the cold-rolled steels 08Ю and 08ЮПР before and after processing in the constant magnetic field

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Omelchenko I.N., **Burak M.O.** – Optimal logical path analysis evaluation and choice algorithm

Petrakov A.M. – System-structural analysis of processing, standing orders and standards for the technical control management at the phase of aeroplane production by the quantification models

TECHNICAL INFORMATION

Zaychikov A.F. – Gas-hydraulic shock-absorbers

Antipov P.G. – On the idealization of superlow-profile wheels

Bareyan A.G. – On the knives self-sharpening

Ivanov A.N. – Forum "PCVEXPO-2006"

Potapova G.S. – Review of foreign journals

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *И. С. Павлова*
Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 02.11.2006. Подписано в печать 14.12.2006.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 14,15. Заказ 33.

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.

© ОАО "Издательство "Машиностроение", "Вестник машиностроения", 2007

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК [537.226.86:601.3.082.73].001.57

С. М. АФОНИН, канд. техн. наук (МГИЭТ(ТУ))

Многомерная структурно-параметрическая модель составного пьезодвигателя наноперемещений

Построены многомерные структурно-параметрическая модель и параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя при управлении по напряжению для пьезопривода наноперемещений. Определено влияние геометрических и физических параметров составного пьезодвигателя и внешней нагрузки на его статические и динамические характеристики, получены передаточные функции составного пьезодвигателя для пьезопривода наноперемещений.

Multi-dimensional structural-parametrical model and parametrical functional charts of voltage controlled sectional piezoengine for the piezodrive of nano-displacements are suggested. Sectional piezoengine dimension and physical properties as well as external load effect on its static and dynamical behaviour are determined, sectional piezoengine transfer functions for the piezodrive of nano-displacements are obtained.

1. Введение. Постановка задачи. Использование пьезодвигателя наноперемещений перспективно в оборудовании нанотехнологии, нанобиологии, микроэлектроники и астрономии для прецизионного совмещения, компенсации температурных и гравитационных деформаций, а также атмосферной турбулентности путем коррекции волнового фронта [1, 2]. Пьезопреобразователь (пьезодвигатель наноперемещений) такого привода работает на основе обратного пьезоэффекта, когда эффект перемещения достигается за счет деформации пьезопреобразователя в диапазоне от единиц нанометров до единиц микрометров с точностью до десятых долей нанометров при приложении внешнего электрического напряжения. Увеличение диапазона перемещения привода до десятков микрометров достигается за счет применения составного пьезопреобразователя.

Структурно-параметрическая модель составного пьезодвигателя строится в результате совместного решения системы уравнений эквивалентного механического четырехполюсника составного пьезодвигателя, соответствующего уравнения пьезоэффекта и граничных условий на двух нагруженных рабочих поверхностях пьезодвигателя. Передаточные функции составного пьезодвигателя получаются из системы уравнений, описывающих структурно-параметрическую модель составного пьезодвигателя наноперемещений.

2. Параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте. Рассмотрим составной пьезодвигатель (рис. 1), состоящий из тонких пьезопластин, соединенных электрически параллельно, а механически последовательно. Составной пьезопреобразователь при продольном пьезоэффекте имеет длину l, а каждая из составляющих его n пьезопластин имеет толщину δ и площадь поперечного сечения S_0. Электроды нанесены на грани пьезопластин, перпендикулярные к оси *3*.

Для вывода системы уравнений эквивалентного механического четырехполюсника составного пьезодвигателя рассмотрим соответствующие матричные уравнения. Эквивалентный четырехполюсник пьезопластины (рис. 2), имеющий порядковый номер k в составном пьезодвигателе (см. рис. 1), составлен исходя из урав-

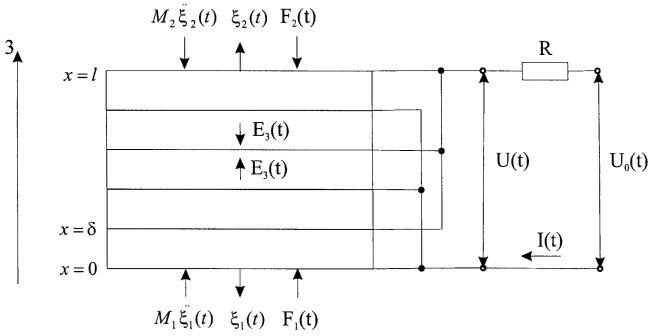


Рис. 1. Составной пьезодвигатель при продольном пьезоэффекте

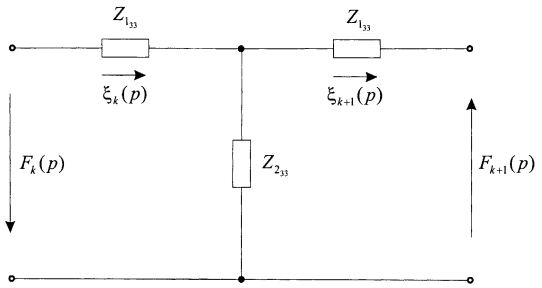


Рис. 2. Эквивалентный четырехполюсник пьезопластины при продольных колебаниях

нения колебаний и уравнения сил, действующих на гранях пьезопластины [3]. Следовательно, получаем систему уравнений, соответствующую четырехполюснику, в виде

$$\begin{cases} -\dfrac{\xi_k(p)S_0\gamma}{s_{33}}\left[\dfrac{1}{\mathrm{sh}(\gamma\delta)}+\mathrm{th}(\gamma\delta)\right] + \dfrac{\xi_{k+1}(p)S_0\gamma}{s_{33}\,\mathrm{sh}(\gamma\delta)} = \\ \qquad\qquad = F_k(p); \\ -\dfrac{\xi_k(p)S_0\gamma}{s_{33}\,\mathrm{sh}(\gamma\delta)} + \dfrac{\xi_{k+1}(p)S_0\gamma}{s_{33}}\left[\dfrac{1}{\mathrm{sh}(\gamma\delta)}+\mathrm{th}(\gamma\delta)\right] = \\ \qquad\qquad = -F_{k+1}(p), \end{cases}$$

где $\gamma = \dfrac{p}{c} + \alpha$, p — оператор Лапласа; c — скорость звука в пьезопластине; α — коэффициент затухания волны.

Откуда получаем:

$$\begin{cases} F_k(p) = -(Z_{1_{33}} + Z_{2_{33}})\xi_k(p) + Z_{2_{33}}\,\xi_{k+1}(p); \\ -F_{k+1}(p) = -Z_{2_{33}}\,\xi_k(p) + (Z_{1_{33}} + \\ + Z_{2_{33}})\xi_{k+1}(p), \end{cases}$$

где $Z_{1_{33}} = \dfrac{S_0\gamma\,\mathrm{th}(\gamma\delta)}{s_{33}}$;

$$Z_{2_{33}} = \frac{S_0\gamma}{s_{33}\,\mathrm{sh}(\gamma\delta)}.$$

Из этих уравнений получаем следующую систему:

$$\begin{cases} -F_k = \left(1+\dfrac{Z_{1_{33}}}{Z_{2_{33}}}\right)F_{k+1} + Z_{1_{33}}\left(2+\dfrac{Z_{1_{33}}}{Z_{2_{33}}}\right)\xi_{k+1}; \\ \xi_k = \dfrac{1}{Z_{2_{33}}}F_{k+1} + \left(1+\dfrac{Z_{1_{33}}}{Z_{2_{33}}}\right)\xi_{k+1}, \end{cases}$$

которая эквивалентна матричному уравнению

$$\begin{bmatrix} -F_k \\ \xi_k \end{bmatrix} = [M]\begin{bmatrix} F_{k+1} \\ \xi_{k+1} \end{bmatrix}.$$

Матрица $[M]$ имеет вид:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1+\dfrac{Z_{1_{33}}}{Z_{2_{33}}} & Z_{2_{33}}\left(2+\dfrac{Z_{1_{33}}}{Z_{2_{33}}}\right) \\ \dfrac{1}{Z_{2_{33}}} & 1+\dfrac{Z_{1_{33}}}{Z_{2_{33}}} \end{bmatrix},$$

где $m_{11} = m_{22} = 1 + Z_{1_{33}}/Z_{2_{33}} = \mathrm{ch}(\gamma\delta)$;

$m_{12} = Z_{1_{33}}(2 + Z_{1_{33}}/Z_{2_{33}}) = Z_{0_{33}}\,\mathrm{sh}(\gamma\delta)$;

$m_{21} = 1/Z_{2_{33}} = \mathrm{sh}(\gamma\delta)/Z_{0_{33}}$; $Z_{0_{33}} = S_0\gamma/s_{33}$.

Для составного пьезодвигателя (см. рис. 1) выходные смещение ξ_{k+1} и сила F_{k+1}, действующие на выходной грани k-й пластины, являются входным смещением и силой, действующими на входной грани пластины $k + 1$. Сила на выходной грани k-й пластины равна по величине

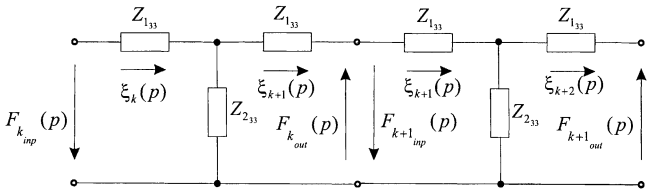


Рис. 3. Эквивалентные четырехполюсники пьезопластин, соединенных механически последовательно, при продольных колебаниях

и противоположна по направлению силе на входной грани пластины $k + 1$ (рис. 3): $F_{k_{out}} = -F_{k+1_{inp}}$. Следовательно, получаем матричное уравнение

$$\begin{bmatrix} -F_{k+1_{inp}} \\ \xi_{k+1} \end{bmatrix} = [M]\begin{bmatrix} F_{k+1_{out}} \\ \xi_{k+2} \end{bmatrix}.$$

Учитывая это уравнение, получаем:

$$\begin{bmatrix} -F_{k_{inp}} \\ \xi_k \end{bmatrix} = [M][M]\begin{bmatrix} F_{k+1_{out}} \\ \xi_{k+2} \end{bmatrix} = [M]^2\begin{bmatrix} F_{k+1_{out}} \\ \xi_{k+2} \end{bmatrix}.$$

Далее для n пьезопластин в составном пьезодвигателе аналогично получаем:

$$\begin{bmatrix} -F_{1_{inp}} \\ \xi_1 \end{bmatrix} = [M]^n\begin{bmatrix} F_{n_{out}} \\ \xi_{n+1} \end{bmatrix}.$$

Элементы матрицы $[M]^n$ находим по методу математической индукции. Прежде всего для $n = 2$ получим:

$$[M]^2 = \begin{bmatrix} \mathrm{ch}(2\gamma\delta) & Z_0\,\mathrm{sh}(2\gamma\delta) \\ \dfrac{\mathrm{sh}(2\gamma\delta)}{Z_{0_{33}}} & \mathrm{ch}(2\gamma\delta) \end{bmatrix}.$$

Аналогично совершаем переход от k к $k + 1$. Пусть матрица $[M]^k$ имеет вид:

$$[M]^k = \begin{bmatrix} \mathrm{ch}(k\gamma\delta) & Z_0\,\mathrm{sh}(k\gamma\delta) \\ \dfrac{\mathrm{sh}(k\gamma\delta)}{Z_{0_{33}}} & \mathrm{ch}(k\gamma\delta) \end{bmatrix},$$

тогда

$$[M]^{k+1} = [M]^k[M] = \begin{bmatrix} \mathrm{ch}[(k+1)\gamma\delta] & Z_0\,\mathrm{sh}[(k+1)\gamma\delta] \\ \dfrac{\mathrm{sh}[(k+1)\gamma\delta]}{Z_{0_{33}}} & \mathrm{ch}[(k+1)\gamma\delta] \end{bmatrix}.$$

Следовательно, по методу математической индукции получим:

$$[M]^n = \begin{bmatrix} \mathrm{ch}(n\gamma\delta) & Z_0\,\mathrm{sh}(n\gamma\delta) \\ \dfrac{\mathrm{sh}(n\gamma\delta)}{Z_{0_{33}}} & \mathrm{ch}(n\gamma\delta) \end{bmatrix}.$$

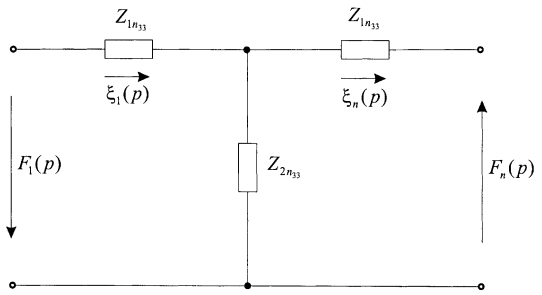


Рис. 4. Эквивалентный четырехполюсник составного пьезодвигателя при продольных колебаниях

Полученному матричному уравнению для составного пьезодвигателя с учетом входящего в него выражения для матрицы $[M]^n$ соответствует эквивалентный четырехполюсник составного пьезодвигателя, изображенный на рис. 4, который можно описать системой уравнений

$$\begin{cases} \dfrac{S_0\gamma}{s_{33}\operatorname{sh}(\gamma l)}[-\xi_1(p)\operatorname{ch}(\gamma l) + \xi_n(p)] = F_1(p); \\ \dfrac{S_0\gamma}{s_{33}\operatorname{sh}(\gamma l)}[-\xi_1(p) + \xi_n(p)\operatorname{ch}(\gamma l)] = -F_n(p), \end{cases}$$

где $l = n\delta$ — длина составного пьезодвигателя.

Причем при управлении по напряжению упругая податливость $s_{33} = s_{33}^E$, а скорость звука $c = c^E$.

Уравнения сил, действующих на гранях составного пьезодвигателя:

при $x = 0$

$$T_3(0, p)S_0 = F_1(p) + M_1 p^2 \xi_1(p);$$

при $x = l$

$$T_3(l, p)S_0 = -F_2(p) - M_2 p^2 \xi_2(p),$$

где $\xi_n(p) = \xi_2(p)$, $F_n(p) = F_2(p)$; M_1, M_2 — перемещаемые массы.

Построим математическую модель составного пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте с управлением по напряжению. В этом случае сила, возбуждающая колебания составного пьезодвигателя [4, 5], находится из уравнения обратного пьезоэффекта $F(p) = d_{33}S_0E_3(p)/s_{33}^E$.

Совместное рассмотрение системы уравнений для эквивалентного четырехполюсника составного пьезодвигателя при управлении по напряжению, уравнения сил на гранях составного пьезодвигателя и уравнения силы, возбуждающей колебания, дает уравнения:

при $x = 0$

$$\frac{S_0\gamma}{s_{33}^E\operatorname{sh}(\gamma l)}[-\xi_1(p)\operatorname{ch}(\gamma l) + \xi_2(p)] = \frac{d_{33}}{s_{33}^E}S_0E_3(p) + F_1(p) + M_1p^2\xi_1(p);$$

при $x = l$

$$\frac{S_0\gamma}{s_{33}^E\operatorname{sh}(\gamma l)}[-\xi_1(p) + \xi_2(p)\operatorname{ch}(\gamma l) + \xi_2(p)] = \frac{d_{33}}{s_{33}^E}S_0E_3(p) - F_2(p) - M_2p^2\xi_1(p),$$

здесь $\gamma = \dfrac{p}{c^E} + \alpha$.

После алгебраических преобразований полученной системы уравнений с учетом $S_0/s_{33}^E = m_c(c^E)^2/l$, где m_c — масса составного пьезодвигателя, уравнения принимают вид, аналогичный уравнениям для простого пьезодвигателя с управлением по напряжению:

при $x = 0$

$$-\left[\frac{M_1 l\operatorname{sh}(\gamma l)}{m_c(c^E)^2\gamma}p^2 + \operatorname{ch}(\gamma l)\right]\xi_1(p) + \xi_2(p) = \frac{d_{33}\operatorname{sh}(\gamma l)E_3(p)}{\gamma} + \frac{l\operatorname{sh}(\gamma l)F_1(p)}{m_c(c^E)^2\gamma};$$

при $x = l$

$$-\xi_1(p) + \left[\frac{M_2 l\operatorname{sh}(\gamma l)}{m_c(c^E)^2\gamma}p^2 + \operatorname{ch}(\gamma l)\right]\xi_2(p) = \frac{d_{33}\operatorname{sh}(\gamma l)E_3(p)}{\gamma} - \frac{l\operatorname{sh}(\gamma l)F_2(p)}{m_c(c^E)^2\gamma}.$$

Совместное решение этих уравнений дает систему уравнений для преобразований Лапласа перемещений двух граней составного пьезодвигателя. Соответственно получаем следующую систему уравнений, описывающую структурно-параметрическую модель составного пьезодвигателя наноперемещений при продольном пьезоэффекте:

$$\begin{cases} \xi_1(p) = \dfrac{1}{M_1p^2}\left\{-F_1(p) + \dfrac{S_0}{s_{33}^E}\left[d_{33}E_3(p) - \dfrac{\gamma}{\operatorname{sh}(\gamma l)}[\operatorname{ch}(\gamma l)\xi_1(p) - \xi_2(p)]\right]\right\}; \\ \xi_2(p) = \dfrac{1}{M_2p^2}\left\{-F_2(p) + \dfrac{S_0}{s_{33}^E}\left[d_{33}E_3(p) - \dfrac{\gamma}{\operatorname{sh}(\gamma l)}[\operatorname{ch}(\gamma l)\xi_2(p) - \xi_1(p)]\right]\right\}. \end{cases}$$

Этой системе уравнений соответствует параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя с управлением по напряжению (рис. 5), которая дополнена уравнением внешней цепи $U(p) = U_0(p)\dfrac{1}{RnC_0p + 1}$, где

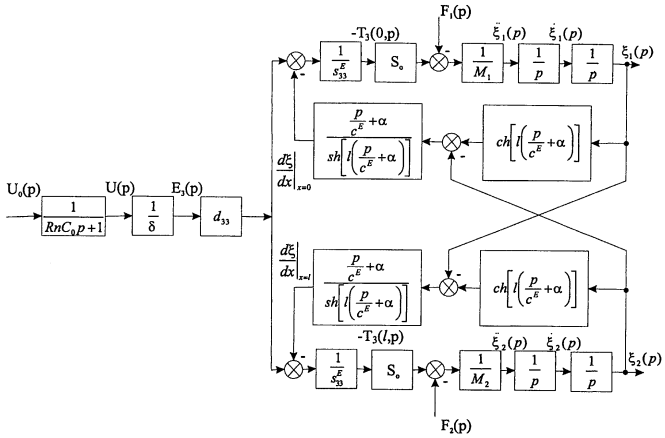


Рис. 5. Параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте с управлением по напряжению

$U_0(p)$ — напряжение источника; R — сопротивление внешней цепи; C_0 — статическая емкость пьезопластины; n — число пьезопластин в составном пьезодвигателе.

3. Параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте. Аналогично строится структурно-параметрическая модель составного пьезодвигателя для поперечного пьезоэффекта (рис. 6). Этот пьезодвигатель имеет длину l, а каждая из составляющих его n пьезопластин имеет толщину h и площадь поперечного сечения S_0 ($l = nh$ — длина составного пьезодвигателя). Электроды нанесены на грани пьезопластин, перпендикулярные к оси *3*.

Для вывода системы уравнений эквивалентного четырехполюсника составного пьезопреобразователя при поперечном пьезоэффекте рассмотрим соответствующие матричные уравнения. Эквивалентный четырехполюсник (рис. 7) пьезопластины, имеющей порядковый номер k в составном пьезодвигателе, составлен исходя из уравнения колебаний и уравнения сил, действующих на гранях пьезопластины [3 — 7]. Следовательно, получаем систему уравнений, соответствующую четырехполюснику, в виде:

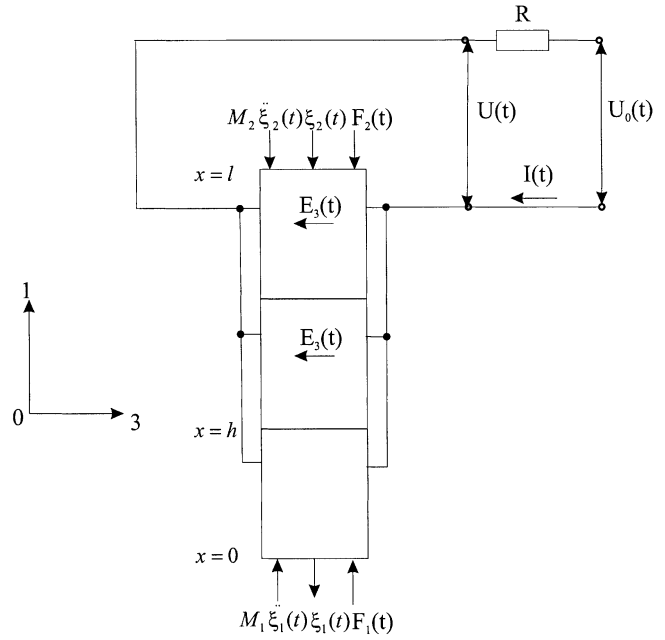


Рис. 6. Составной пьезодвигатель при поперечном пьезоэффекте

$$\begin{cases} -\dfrac{\xi_k(p)S_0\gamma}{s_{11}}\left[\dfrac{1}{\mathrm{sh}(\gamma h)} + \mathrm{th}(\gamma h)\right] + \dfrac{\xi_{k+1}(p)S_0\gamma}{s_{11}\mathrm{sh}(\gamma h)} = \\ \qquad\qquad = F_k(p); \\ -\dfrac{\xi_k(p)S_0\gamma}{s_{11}\mathrm{sh}(\gamma h)} + \dfrac{\xi_{k+1}(p)S_0\gamma}{s_{11}}\left[\dfrac{1}{\mathrm{sh}(\gamma h)} + \mathrm{th}(\gamma h)\right] = \\ \qquad\qquad = -F_{k+1}(p), \end{cases}$$

здесь $\gamma = \dfrac{p}{c} + \alpha$.

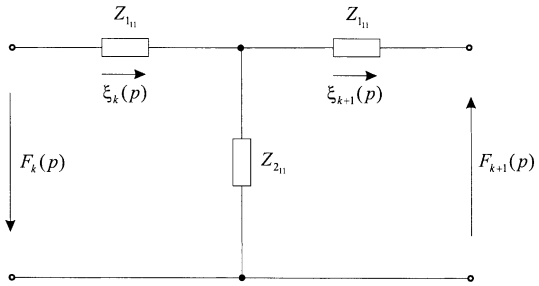


Рис. 7. Эквивалентный четырехполюсник пьезопластины при поперечных колебаниях

Откуда получаем:

$$\begin{cases} F_k(p) = -(Z_{1_{11}} + Z_{2_{11}})\xi_k(p) + Z_{2_{11}}\xi_{k+1}(p); \\ -F_{k+1}(p) = -Z_{2_{11}}\xi_k(p) + (Z_{1_{11}} + \\ + Z_{2_{11}})\xi_{k+1}(p), \end{cases}$$

где $Z_{1_{11}} = S_0\gamma\,\mathrm{th}(\gamma h)/s_{11}$;

$Z_{2_{11}} = S_0\gamma/[s_{11}\mathrm{sh}(\gamma h)]$.

Из этих уравнений получаем следующую систему:

$$\begin{cases} -F_k = \left(1 + \dfrac{Z_{1_{11}}}{Z_{2_{11}}}\right)F_{k+1} + Z_{1_{11}}\left(1 + \dfrac{Z_{1_{11}}}{Z_{2_{11}}}\right)\xi_{k+1}; \\ \xi_k = \dfrac{1}{Z_{2_{11}}}F_{k+1} + \left(1 + \dfrac{Z_{1_{11}}}{Z_{2_{11}}}\right)\xi_{k+1}, \end{cases}$$

которая эквивалентна матричному уравнению

$$\begin{bmatrix} -F_k \\ \xi_k \end{bmatrix} = [M]\begin{bmatrix} F_{k+1} \\ \xi_{k+1} \end{bmatrix}.$$

Матрица $[M]$ имеет вид:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 + \dfrac{Z_{1_{11}}}{Z_{2_{11}}} & Z_{2_{11}}\left(2 + \dfrac{Z_{1_{11}}}{Z_{2_{11}}}\right) \\ \dfrac{1}{Z_{2_{11}}} & 1 + \dfrac{Z_{1_{11}}}{Z_{2_{11}}} \end{bmatrix},$$

где $m_{11} = m_{22} = 1 + Z_{1_{11}}/Z_{2_{11}} = \mathrm{ch}(\gamma h)$;

$m_{12} = Z_{3_{11}}(2 + Z_{1_{11}}/Z_{2_{11}}) = Z_{0_{11}}\,\mathrm{sh}(\gamma h)$;

$m_{21} = 1/Z_{2_{11}} = \mathrm{sh}(\gamma h)/Z_{0_{11}}$; $Z_{0_{11}} = S_0\gamma/s_{11}$.

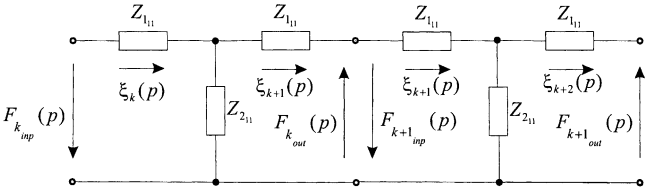


Рис. 8. Эквивалентные четырехполюсники пьезопластин, соединенных механически последовательно, при поперечных колебаниях

Для составного пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте (см. рис. 6) выходные смещение ξ_{k+1} и сила F_{k+1}, действующие на выходной грани k-й пластины, являются входными смещением и силой, действующими на входной грани пластины $k + 1$. Сила на выходной грани k-й пластины равна по величине и противоположна по направлению силе на входной грани пластины $k + 1$ (рис. 8): $F_{k_{out}} = -F_{k+1_{inp}}$.

Следовательно, получаем матричное уравнение

$$\begin{bmatrix} -F_{k+1_{inp}} \\ \xi_{k+1} \end{bmatrix} = [M] \begin{bmatrix} F_{k+1_{out}} \\ \xi_{k+2} \end{bmatrix}.$$

Учитывая это уравнение, получаем:

$$\begin{bmatrix} -F_{k_{inp}} \\ \xi_k \end{bmatrix} = [M][M] \begin{bmatrix} F_{k+1_{out}} \\ \xi_{k+2} \end{bmatrix} = [M]^2 \begin{bmatrix} F_{k+1_{out}} \\ \xi_{k+2} \end{bmatrix}.$$

Далее для n пьезопластин в составном пьезопреобразователе аналогично получаем:

$$\begin{bmatrix} -F_{1_{inp}} \\ \xi_1 \end{bmatrix} = [M]^n \begin{bmatrix} F_{n_{out}} \\ \xi_{n+1} \end{bmatrix}.$$

Элементы матрицы $[M]^n$ находим по методу математической индукции. Прежде всего для $n = 2$ получим:

$$[M]^2 = \begin{bmatrix} \mathrm{ch}(2\gamma\delta) & Z_{0_{11}}\,\mathrm{sh}(2\gamma\delta) \\ \dfrac{\mathrm{sh}(2\gamma\delta)}{Z_{0_{11}}} & \mathrm{ch}(2\gamma\delta) \end{bmatrix}.$$

Аналогично совершаем переход от k к $k + 1$. Пусть матрица $[M]^k$ имеет вид:

$$[M]^k = \begin{bmatrix} \mathrm{ch}(k\gamma\delta) & Z_{0_{11}}\,\mathrm{sh}(k\gamma\delta) \\ \dfrac{\mathrm{sh}(k\gamma\delta)}{Z_{0_{11}}} & \mathrm{ch}(k\gamma\delta) \end{bmatrix},$$

тогда

$$[M]^{k+1} = [M]^k[M] = \begin{bmatrix} \mathrm{ch}[(k+1)\gamma\delta] & Z_{0_{11}}\,\mathrm{sh}[(k+1)\gamma\delta] \\ \dfrac{\mathrm{sh}[(k+1)\gamma\delta]}{Z_{0_{11}}} & \mathrm{ch}[(k+1)\gamma\delta] \end{bmatrix}.$$

Следовательно, по методу математической индукции получим:

$$[M]^n = \begin{bmatrix} \mathrm{ch}(n\gamma\delta) & Z_{0_{11}}\,\mathrm{sh}(n\gamma\delta) \\ \dfrac{\mathrm{sh}(n\gamma\delta)}{Z_{0_{11}}} & \mathrm{ch}(n\gamma\delta) \end{bmatrix}.$$

Полученному матричному уравнению для составного пьезодвигателя с учетом входящего в него выражения для матрицы $[M]^n$ соответствует эквивалентный четырехполюсник составного пьезопреобразователя, изображенный на рис. 9, который можно описать системой уравнений:

$$\begin{cases} \dfrac{S_0\gamma}{s_{11}\,\mathrm{sh}(\gamma l)}\,[-\xi_1(p)\,\mathrm{ch}(\gamma l) + \xi_n(p)] = F_1(p); \\ \dfrac{S_0\gamma}{s_{11}\,\mathrm{sh}(\gamma l)}\,[-\xi_1(p) + \xi_n(p)\,\mathrm{ch}(\gamma l)] = -F_n(p). \end{cases}$$

Построим математическую модель составного пьезопреобразователя при поперечном пьезоэффекте с управлением по напряжению при $c = c^E$. В этим случае сила, возбуждающая колебания составного пьезопреобразователя [4, 5], находится из уравнения обратного пьезоэффекта $F(p) = d_{31}S_0E_3(p)/s_{11}^E$.

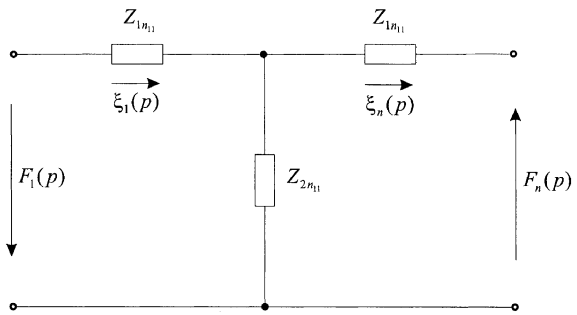


Рис. 9. Эквивалентный четырехполюсник составного пьезодвигателя при поперечных колебаниях

Совместное рассмотрение системы уравнений для эквивалентного четырехполюсника составного пьезодвигателя при управлении по напряжению, уравнения сил на гранях составного пьезодвигателя и уравнения силы, возбуждающей колебания, дает уравнения:

при $x = 0$

$$\frac{S_0\gamma}{s_{11}^E \operatorname{sh}(\gamma l)}[-\xi_1(p)\operatorname{ch}(\gamma l) + \xi_2(p)] = \frac{d_{31}}{s_{11}^E} S_0 E_3(p) + F_1(p) + M_1 p^2 \xi_1(p);$$

при $x = l$

$$\frac{S_0\gamma}{s_{11}^E \operatorname{sh}(\gamma l)}[-\xi_1(p) + \xi_2(p)\operatorname{ch}(\gamma l) + \xi_2(p)] = \frac{d_{31}}{s_{11}^E} S_0 E_3(p) - F_2(p) - M_2 p^2 \xi_1(p),$$

здесь $\gamma = \dfrac{p}{c^E} + \alpha$.

После алгебраических преобразований полученных уравнений с учетом $S_0/s_{11}^E = m_c(c^E)^2/l$, где m_c — масса составного пьезопреобразователя, уравнения принимают вид, аналогичный уравнениям для простого пьезопреобразователя с управлением по напряжению:

при $x = 0$

$$-\left[\frac{M_1 l \operatorname{sh}(\gamma l)}{m_c (c^E)^2 \gamma} p^2 + \operatorname{ch}(\gamma l)\right]\xi_1(p) + \xi_2(p) = \frac{d_{31}\operatorname{sh}(\gamma l) E_3(p)}{\gamma} + \frac{l \operatorname{sh}(\gamma l) F_1(p)}{m_c (c^E)^2 \gamma};$$

при $x = l$

$$-\xi_1(p) + \left[\frac{M_2 l \operatorname{sh}(\gamma l)}{m_c (c^E)^2 \gamma} p^2 + \operatorname{ch}(\gamma l)\right]\xi_2(p) = \frac{d_{31}\operatorname{sh}(\gamma l) E_3(p)}{\gamma} - \frac{l \operatorname{sh}(\gamma l) F_2(p)}{m_c (c^E)^2 \gamma}.$$

Совместное решение этих уравнений дает систему уравнений для преобразований Лапласа перемещений двух граней составного пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте. Соответственно получаем следующую систему уравнений, описывающую структурно-параметрическую модель составного пьезопреобразователя наноперемещений при поперечном пьезоэффекте при управлении по напряжению:

$$\begin{cases} \xi_1(p) = \dfrac{1}{M_1 p^2}\left\{-F_1(p) + \dfrac{S_0}{s_{11}^E}\left[d_{31} E_3(p) - \dfrac{\gamma}{\operatorname{sh}(\gamma l)}[\operatorname{ch}(\gamma l)\xi_1(p) - \xi_2(p)]\right]\right\}; \\ \xi_2(p) = \dfrac{1}{M_2 p^2}\left\{-F_2(p) + \dfrac{S_0}{s_{11}^E}\left[d_{31} E_3(p) - \dfrac{\gamma}{\operatorname{sh}(\gamma l)}[\operatorname{ch}(\gamma l)\xi_2(p) - \xi_1(p)]\right]\right\}. \end{cases}$$

Этой системе уравнений соответствует параметрическая структурная схема составного пьезопреобразователя при поперечном пьезоэффекте с управлением по напряжению (рис. 10), которая дополнена уравнением внешней цепи $U(p) = U_0(p)\dfrac{1}{RnC_0 p + 1}$, где $U_0(p)$ — напряжение источника; R — сопротивление внешней цепи; C_0 — статическая емкость пьезопластины; n — число пьезопластин в составном пьезопреобразователе.

4. Передаточные функции составного пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте. Структурно-параметрическая модель пьезопреобразователя после алгебраических преобразований позволяет получить передаточные функции пьезопреобразователя как отношение преобразования Лапласа перемещения грани пьезопреобразователя к преобразованию Лапласа напряженности электрического поля или к преобразованию Лапласа соответствующей силы при нулевых начальных условиях [4—12].

Совместное решение приведенных выше уравнений для преобразований Лапласа перемещений двух граней пьезопреобразователя дает:

$$\xi_1(p) = W_{11}(p)E_3(p) + W_{12}(p)F_1(p) + W_{13}F_2(p);$$
$$\xi_2(p) = W_{21}(p)E_3(p) + W_{22}(p)F_1(p) + W_{23}F_2(p),$$

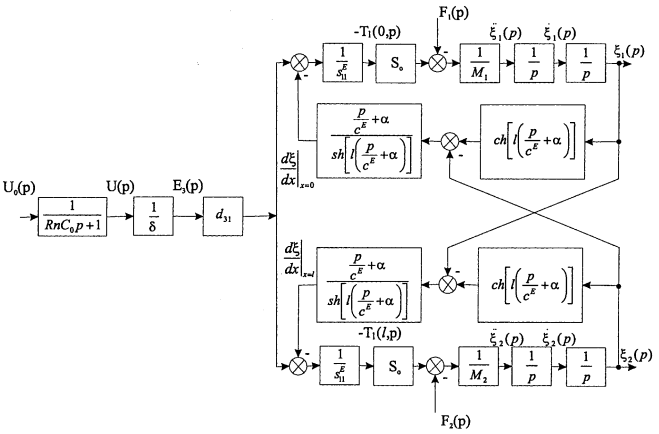


Рис. 10. Параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте с управлением по напряжению

где передаточные функции

$$W_{11}(p) = \frac{\xi_1(p)}{E_3(p)} = d_{33}\frac{\dfrac{M_2 l}{m_c(c^E)^2}p^2 + \gamma\,\mathrm{th}(\gamma l/2)}{A};$$

$$W_{21}(p) = \frac{\xi_2(p)}{E_3(p)} = d_{33}\frac{\dfrac{M_1 l}{m_c(c^E)^2}p^2 + \gamma\,\mathrm{th}(\gamma l/2)}{A};$$

$$W_{12}(p) = \frac{\xi_1(p)}{F_1(p)} = -\frac{\dfrac{l}{m_c(c^E)^2}\left[\dfrac{M_2 l}{m_c(c^E)^2}p^2 + \dfrac{\gamma}{\mathrm{th}(\gamma l)}\right]}{A};$$

$$W_{13}(p) = \frac{\xi_1(p)}{F_2(p)} = W_{22}(p) = \frac{\xi_2(p)}{F_1(p)} = \frac{\dfrac{\gamma l}{m_c(c^E)^2\,\mathrm{sh}(\gamma l)}}{A};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{\dfrac{l}{m_c(c^E)^2}\left[\dfrac{M_1 l}{m_c(c^E)^2}p^2 + \dfrac{\gamma}{\mathrm{th}(\gamma l)}\right]}{A}.$$

Здесь $A = \dfrac{M_1 M_2 l^2}{m_c^2(c^E)^4}p^4 + \dfrac{(M_1+M_2)l}{m_c(c^E)^3\,\mathrm{th}(\gamma l)}p^3 +$

$$+\left[\frac{(M_1+M_2)l\alpha}{m_c(c^E)^2\,\mathrm{th}(\gamma l)} + \frac{1}{(c^E)^2}\right]p^2 + \frac{2\alpha}{c^E}p + \alpha^2;$$

$$\gamma = \frac{p}{c^E} + \alpha.$$

Следовательно, получаем параметрическую структурную схему (см. рис. 10) и матричное уравнение

$$\begin{bmatrix}\xi_1(p)\\ \xi_2(p)\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}W_{11}(p) & W_{12}(p) & W_{13}(p)\\ W_{21}(p) & W_{22}(p) & W_{23}(p)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}E_3(p)\\ F_1(p)\\ F_2(p)\end{bmatrix}.$$

Если за входную величину принять напряжение источника $U_0(t)$, то с учетом внешней цепи передаточные функции пьезодвигателя $W_{11}(p)$, $W_{21}(p)$ необходимо умножить на выражение

$$W_0(p) = \frac{E_3(p)}{U_0(p)} = \frac{1}{\delta(RnC_0 p + 1)}.$$

Рассмотрим различные режимы работы пьезодвигателя.

Допустим, одна из граней пьезодвигателя жестко закреплена, например при $x = 0$. Это соответствует $M_1 \to \infty$, причем $W_{11}(p) = 0$, $\xi_1(p) = 0$. Тогда при продольном пьезоэффекте получаем передаточные функции:

$$W_{21}(p) = \frac{\xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33} l\,\mathrm{th}(\gamma l)}{\dfrac{M_2 l^2}{m_c(c^E)^2}\mathrm{th}(\gamma l)p^2 + \dfrac{l}{c^E}p + \alpha l};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{\dfrac{l^2}{m_c(c^E)^2}\mathrm{th}(\gamma l)}{\dfrac{M_2 l^2}{m_c(c^E)^2}\mathrm{th}(\gamma l)p^2 + \dfrac{l}{c^E}p + \alpha l}.$$

Если за входную величину принять изображение Лапласа напряжения $U_0(p)$, то

$$W_2(p) = \frac{\xi_2(p)}{U_0(p)} = \frac{n d_{33}\,\mathrm{th}(\gamma l)}{\left[\dfrac{M_2 l^2}{m_c(c^E)^2}\mathrm{th}(\gamma l)p^2 + \dfrac{l}{c^E}p + \alpha l\right](RnC_0 p + 1)}.$$

Параметрическая структурная схема составного пьезопреобразователя при продольном пьезоэффекте, соответствующая рассмотренному режиму, представлена на рис. 11.

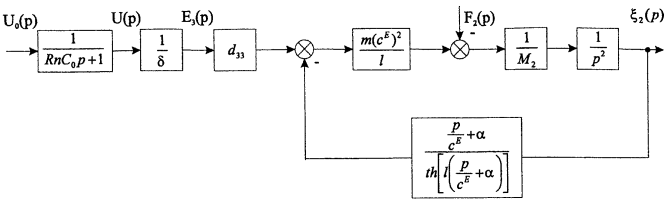


Рис. 11. Параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя, закрепленного одним торцом, при продольном пьезоэффекте

5. Передаточные функции составного пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте. Структурно-параметрическая модель составного пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте после алгебраических преобразований позволяет получить передаточные функции пьезодвигателя как отношение преобразования Лапласа перемещения грани пьезодвигателя к преобразованию Лапласа напряженности электрического поля или к преобразованию Лапласа соответствующей силы при нулевых начальных условиях.

Совместное решение приведенных выше уравнений для преобразований Лапласа перемещений двух граней пьезодвигателя дает:

$$\xi_1(p) = W_{11}(p)E_3(p) + W_{12}(p)F_1(p) + W_{13}F_2(p);$$

$$\xi_2(p) = W_{21}(p)E_3(p) + W_{22}(p)F_1(p) + W_{23}F_2(p),$$

где передаточные функции

$$W_{11}(p) = \frac{\xi_1(p)}{E_3(p)} = d_{31}\frac{\dfrac{M_2 l}{m_c(c^E)^2}p^2 + \gamma\,\mathrm{th}(\gamma l/2)}{A};$$

$$W_{21}(p) = \frac{\xi_2(p)}{E_3(p)} = d_{31}\frac{\dfrac{M_1 l}{m_c(c^E)^2}p^2 + \gamma\,\mathrm{th}(\gamma l/2)}{A};$$

$$W_{12}(p) = \frac{\xi_1(p)}{F_1(p)} = -\frac{\dfrac{l}{m_c(c^E)^2}\left[\dfrac{M_2 l}{m_c(c^E)^2}p^2 + \dfrac{\gamma}{\mathrm{th}(\gamma l)}\right]}{A};$$

$$W_{13}(p) = \frac{\xi_1(p)}{F_2(p)} = W_{22}(p) = \frac{\xi_2(p)}{F_1(p)} = \frac{\dfrac{\gamma l}{m_c(c^E)^2\,\mathrm{sh}(\gamma l)}}{A};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{\dfrac{l}{m_c(c^E)^2}\left[\dfrac{M_1 l}{m_c(c^E)^2}p^2 + \dfrac{\gamma}{\mathrm{th}(\gamma l)}\right]}{A}.$$

Здесь $A = \dfrac{M_1 M_2 l^2}{m_c^2(c^E)^4}p^4 + \dfrac{(M_1+M_2)l}{m_c(c^E)^3\,\mathrm{th}(\gamma l)}p^3 +$

$$+\left[\frac{(M_1+M_2)l\alpha}{m_c(c^E)^2\,\mathrm{th}(\gamma l)} + \frac{1}{(c^E)^2}\right]p^2 + \frac{2\alpha}{c^E}p + \alpha^2.$$

Следовательно, получаем параметрическую структурную схему (рис. 12) и матричное уравнение

$$\begin{bmatrix}\xi_1(p)\\ \xi_2(p)\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}W_{11}(p) & W_{12}(p) & W_{13}(p)\\ W_{21}(p) & W_{22}(p) & W_{23}(p)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}E_3(p)\\ F_1(p)\\ F_2(p)\end{bmatrix}.$$

Если за входную величину принять напряжение источника $U_0(t)$, то с учетом внешней цепи передаточные функции пьезодвигателя $W_{11}(p)$, $W_{21}(p)$ необходимо умножить на выражение

$$W_0(p) = \frac{E_3(p)}{U_0(p)} = \frac{1}{\delta(RnC_0p+1)}.$$

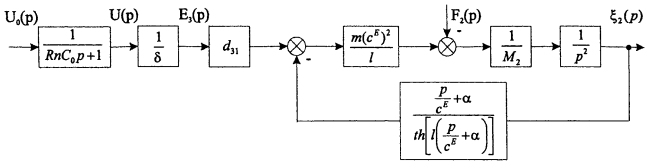


Рис. 12. Параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя, закрепленного одним торцом, при поперечном пьезоэффекте

Рассмотрим различные режимы работы пьезодвигателя.

Допустим, одна из граней пьезодвигателя жестко закреплена, например при $x = 0$. Это соответствует $M_1 \to \infty$, причем $W_{11}(p) = 0$, $\xi_1(p) = 0$. Тогда при поперечном пьезоэффекте получаем передаточные функции:

$$W_{21}(p) = \frac{\xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{31}l\,\mathrm{th}(\gamma l)}{\dfrac{M_2 l^2}{m_c(c^E)^2}\mathrm{th}(\gamma l)p^2 + \dfrac{l}{c^E}p + \alpha l};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{\dfrac{l^2}{m_c(c^E)^2}\mathrm{th}(\gamma l)}{\dfrac{M_2 l^2}{m_c(c^E)^2}\mathrm{th}(\gamma l)p^2 + \dfrac{l}{c^E}p + \alpha l}.$$

Если за входную величину принять изображение Лапласа напряжения $U_0(p)$, то

$$W_2(p) = \frac{\xi_2(p)}{U_0(p)} =$$

$$= \frac{\dfrac{nh}{\delta}d_{31}\,\mathrm{th}(\gamma l)}{\left[\dfrac{M_2 l^2}{m_c(c^E)^2}\mathrm{th}(\gamma l)p^2 + \dfrac{l}{c^E}p + \alpha l\right](RnC_0p+1)}.$$

Параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте, соответствующая рассмотренному режиму, представлена на рис. 12.

6. Статические характеристики составного пьезодвигателя. Определим величину смещения $\xi_1(\infty)$ пьезопреобразователя, закрепленного одним торцом, в установившемся режиме при $U(t) = U_0 1(t)$ и $F_2(t) = 0$ или $F_2(t) = F_0 1(t)$ и $U_0(t) = 0$.

Соответственно при продольном пьезоэффекте статическое перемещение $\xi_2(\infty)$ имеет вид:

в зависимости от напряжения

$$\xi_2(\infty) = \lim_{t\to\infty}\xi_2(t) = \lim_{p\to 0} pW_2(p)\frac{U_0}{p} =$$

$$= \lim_{\substack{p\to 0\\ \alpha\to 0}} nd_{33}U_0\frac{\mathrm{th}(\alpha l)}{\alpha l} = nd_{33}U_0;$$

в зависимости от силы

$$\xi_2(\infty) = \lim_{t\to\infty}\xi_2(t) = \lim_{p\to 0} pW_{23}(p)\frac{F_0}{p} =$$

$$= \lim_{\substack{p\to 0\\ \alpha\to 0}} -\frac{l^2F_0\,\mathrm{th}(\alpha l)}{m(c^E)^2\alpha l} = -\frac{lF_0}{\rho(c^E)^2S_0} = -\frac{n\delta s_{33}^E F_0}{S_0}.$$

Аналогично при поперечном пьезоэффекте статическое перемещение $\xi_2(\infty)$ имеет вид:

в зависимости от напряжения

$$\xi_2(\infty) = \lim_{t\to\infty} \xi_2(t) = \lim_{p\to 0} pW_2(p)\frac{U_0}{p} =$$

$$= \lim_{\substack{p\to 0\\ \alpha\to 0}} \frac{l}{\delta} d_{31} U_0 \frac{\mathrm{th}(\alpha l)}{\alpha l} = \frac{nh}{\delta} d_{31} U_0,$$

в зависимости от силы

$$\xi_2(\infty) = \lim_{t\to\infty} \xi_2(t) = \lim_{p\to 0} pW_{23}(p)\frac{F_0}{p} =$$

$$= \lim_{\substack{p\to 0\\ \alpha\to 0}} -\frac{l^2 F_0 \mathrm{th}(\alpha l)}{m(c^E)^2 \alpha l} = -\frac{lF_0}{\rho(c^E)^2 S_0} = -\frac{nhs_{11}^E F_0}{S_0}.$$

7. Параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя на низких частотах. Рассмотрим работу пьезодвигателя на низких частотах при $\omega \to 0$ для жестко закрепленной одной грани пьезодвигателя при $M_1 \to \infty$ и $M_2/m \gg 1$. Представим $W_{21}(p)$ и $W_{23}(p)$ в удобном для преобразования виде:

$$W_{21}(p) = \frac{\xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33} l}{\dfrac{M_2 l^2}{m(c^E)^2} p^2 + \gamma l \mathrm{cth}(\gamma l)};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{l^2/m(c^E)^2}{\dfrac{M_2 l^2}{m(c^E)^2} p^2 + \gamma l \mathrm{cth}(\gamma l)}.$$

Используя аппроксимацию гиперболического котангенса двумя членами степенного ряда, получаем в диапазоне частот $0 < \omega < 0{,}01\ c^E/l$ следующие выражения:

$$W_{21}(p) = \frac{\xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{d_{33} l}{T_m^2 p^2 + 2T_m \xi_m p + 1};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{s_{33}^E l/S_0}{T_m^2 p^2 + 2T_m \xi_m p + 1};$$

$$W_2(p) = \frac{\xi_2(p)}{U_0(p)} = \frac{nd_{33}}{(T_m^2 p^2 + 2T_m \xi_m p + 1)(RnC_0 p + 1)},$$

где $T_m = \dfrac{l}{c^E}\sqrt{\dfrac{M_2}{m}}$ — постоянная времени; $\xi_m = \dfrac{\alpha l}{3}\sqrt{\dfrac{m}{M_2}}$ — коэффициент затухания.

Параметрическая структурная схема пьезопреобразователя при продольном пьезоэффекте на низких частотах представлена на рис. 13.

Аналогично получаем передаточные функции пьезопреобразователя, закрепленного одной гранью, на низких частотах в диапазоне частот $0 < \omega < 0{,}01\ c^E/l$ при поперечном пьезоэффекте:

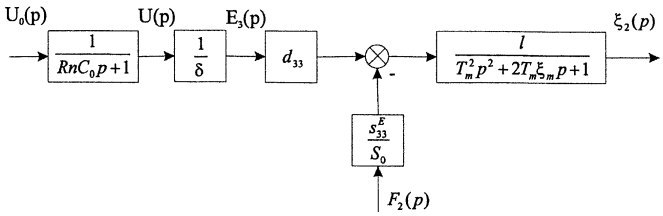


Рис. 13. Параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте на низких частотах

$$W_{21}(p) = \frac{\xi_2(p)}{E_3(p)} = \frac{nd_{31}h}{T_m^2 p^2 + 2T_m \xi_m p + 1};$$

$$W_{23}(p) = \frac{\xi_2(p)}{F_2(p)} = -\frac{s_{11}^E l/S_0}{T_m^2 p^2 + 2T_m \xi_m p + 1};$$

$$W_2(p) = \frac{\xi_2(p)}{U_0(p)} = \frac{hnd_{31}/\delta}{(T_m^2 p^2 + 2T_m \xi_m p + 1)(RnC_0 p + 1)};$$

где $T_m = \dfrac{nh}{c^E}\sqrt{\dfrac{M_2}{m}}$ — постоянная времени;

$\xi_m = \dfrac{\alpha nh}{3}\sqrt{\dfrac{m}{M_2}}$ — коэффициент затухания.

Параметрическая структурная схема пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте на низких частотах представлена на рис. 14.

8. Многомерные структурно-параметрическая модель и параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя. В общем виде уравнение электромагнитоупругости [3] можно записать как $S_i = s_{ij}^{E,H,\theta} T_j + d_{mi}^{H,\theta} E_m + d_{mi}^{E,\theta} H_m + \alpha_i^{E,H} d\theta$, где S_i — относительная деформация по оси i; $s_{ij}^{E,H,\theta}$ — упругая податливость при $E = \mathrm{const}$, $H = \mathrm{const}$, $\theta = \mathrm{const}$; T_j — механическое напряжение по оси j; $d_{mi}^{H,\theta}$ — пьезомодуль; E_m — напряженность электрического поля по оси m; $d_{mi}^{E,\theta}$ — коэффициент магнитострикции; H_m — напряженность магнитного поля по оси m; $\alpha_i^{E,H}$ — коэффициент теплового расширения; θ — температура; $i, j = 1,2, ..., 6$; $m = 1, 2, 3$.

Обобщенное уравнение пьезоэффекта [3—7] при управлении по напряжению имеет вид:

$$S_j = d_{mi} E_m + s_{ij} T_j,$$

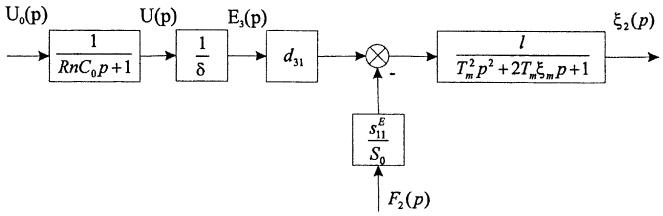


Рис. 14. Параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя при поперечном пьезоэффекте на низких частотах

причем для пьезокерамики марок ЦТС или PZT его можно записать так:

$S_3 = d_{33} E_3 + s_{33}^E T_3$ — при продольных колебаниях и продольном пьезоэффекте;

$S_1 = d_{31} E_3 + s_{11}^E T_1$ — при поперечных колебаниях и поперечном пьезоэффекте;

$S_5 = d_{15} E_1 + s_{55}^E T_5$ — при сдвиговых колебаниях, когда электрическое поле по оси *1* вызывает деформацию в плоскости, перпендикулярной этой оси.

С учетом полученных параметрических структурных моделей пьезодвигателя по координатам получаем многомерную параметрическую структурную схему (рис. 15) прямоугольного пьезодвигателя с управлением по напряжению для многомерной структурно-параметрической модели пьезодвигателя наноперемещений при распространении плоских волн по координатным осям 1, 2, 3 с соответствующими вторыми индексами (1, 2, 3) в виде:

$$\xi_{1_1}(p) = \frac{1}{M_{1_1} p^2}\left\{-F_{1_1}(p) + \frac{S_{0_1}}{s_{11}^E}\left[d_{31} E_3(p) - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{\gamma}{\mathrm{sh}(\gamma h)}\left[\mathrm{ch}(\gamma h)\xi_{1_1}(p) - \xi_{2_1}(p)\right]\right]\right\};$$

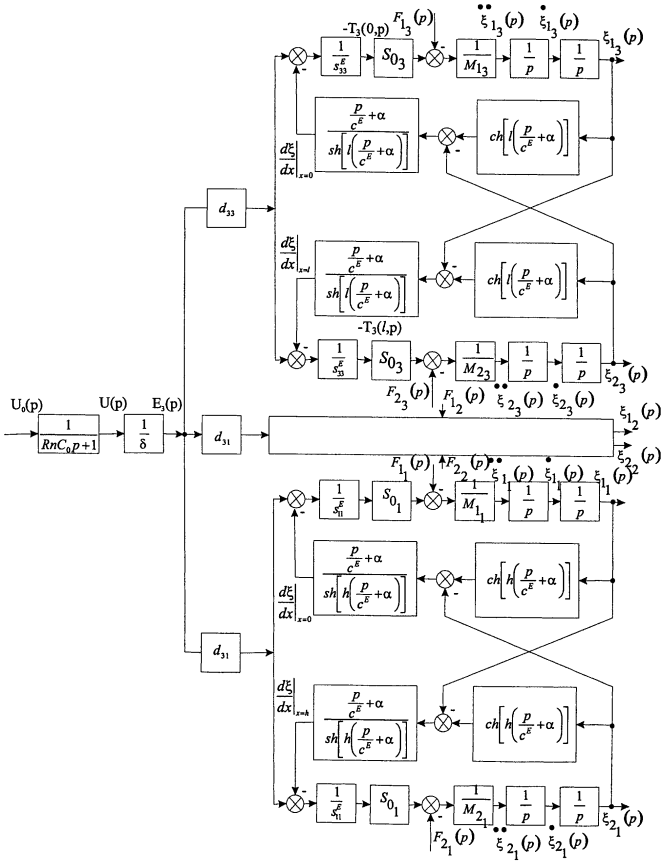


Рис. 15. Многомерная параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя

$$\xi_{2_1}(p) = \frac{1}{M_{2_1} p^2}\left\{-F_{2_1}(p) + \frac{S_{0_1}}{s_{11}^E}\left[d_{31} E_3(p) - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{\gamma}{\mathrm{sh}(\gamma h)}\left[\mathrm{ch}(\gamma h)\xi_{2_1}(p) - \xi_{1_1}(p)\right]\right]\right\};$$

$$\xi_{1_2}(p) = \frac{1}{M_{1_2} p^2}\left\{-F_{1_2}(p) + \frac{S_{0_2}}{s_{11}^E}\left[d_{31} E_3(p) - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{\gamma}{\mathrm{sh}(\gamma b)}\left[\mathrm{ch}(\gamma b)\xi_{1_2}(p) - \xi_{2_2}(p)\right]\right]\right\};$$

$$\xi_{2_2}(p) = \frac{1}{M_{2_2} p^2}\left\{-F_{2_2}(p) + \frac{S_{0_2}}{s_{11}^E}\left[d_{31} E_3(p) - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{\gamma}{\mathrm{sh}(\gamma b)}\left[\mathrm{ch}(\gamma b)\xi_{2_2}(p) - \xi_{1_2}(p)\right]\right]\right\};$$

$$\xi_{1_3}(p) = \frac{1}{M_{1_3} p^2}\left\{-F_{1_3}(p) + \frac{S_{0_3}}{s_{33}^E}\left[d_{33} E_3(p) - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{\gamma}{\mathrm{sh}(\gamma l)}\left[\mathrm{ch}(\gamma l)\xi_{1_3}(p) - \xi_{2_3}(p)\right]\right]\right\};$$

$$\xi_{2_3}(p) = \frac{1}{M_{2_3} p^2}\left\{-F_{2_3}(p) + \frac{S_{0_3}}{s_{33}^E}\left[d_{33} E_3(p) - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \frac{\gamma}{\mathrm{sh}(\gamma l)}\left[\mathrm{ch}(\gamma l)\xi_{2_3}(p) - \xi_{1_3}(p)\right]\right]\right\}.$$

Например, для прямоугольного пьезодвигателя при распространении плоских волн [9—12] по координатным осям 1, 2, 3 перемещение точки с координатами h, b, l в пространстве запишется в виде $\xi_{2_\Sigma} = \sqrt{\xi_{2_1}^2 + \xi_{2_2}^2 + \xi_{2_3}^2}$.

С учетом полученных параметрических структурных моделей пьезодвигателей для видов пьезоэффекта по соответствующим координатам получаем многомерные структурно-параметрическую модель и параметрическую структурную схему пьезодвигателя с управлением по напряжению (см. рис. 15).

В статике при ограничении перемещения прямоугольного пьезодвигателя (см. рис. 1) в начале координат по осям 1, 2, 3 получаем максимальную электромеханическую деформацию для точки с координатами h, b, l с учетом $l = n\delta$ при распространении плоских волн по осям 1, 2, 3 в следующем виде:

$$\xi_{2_\Sigma} = U\sqrt{\left(\frac{d_{31} h}{\delta}\right)^2 + \left(\frac{d_{31} b}{\delta}\right)^2 + (n d_{33})^2}.$$

9. Заключение. Полученная многомерная структурно-параметрическая модель позволяет описывать динамические и статические свойства пьезодвигателя при

продольном и поперечном пьезоэффектах. Учет деформаций по координатным осям позволяет построить многомерную параметрическую структурную схему составного пьезодвигателя и описать динамические и статические свойства пьезодвигателя с учетом физических параметров, внешней нагрузки и электрического сопротивления согласующих цепей при его работе в составе электромеханической системы наноперемещений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Козаков Л. А.** Электромагнитные устройства РЭА: Справочник. М.: Радио и связь, 1991. 352 с.
2. **Афонин С. М.** Пьезопреобразователи для приводов микроперемещений // Приборы и системы управления. 1998. № 2. С. 41—42.
3. **Афонин С. М.** Особенности диаграмм сжатия и упругих податливостей пьезодвигателей наноперемещений // Вестник машиностроения. 2003. № 9. С. 16—18.
4. **Афонин С. М.** Структурно-параметрическая модель пьезодвигателя наноперемещений // Вестник машиностроения. 2001. № 5. С. 29—33.
5. **Афонин С. М.** Параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя наноперемещений // Вестник машиностроения. 2002. № 12. С. 7—15.
6. **Афонин С. М.** Об абсолютной устойчивости системы управления пьезодвигателем наноперемещений // Вестник машиностроения. 2001. № 8. С. 19—22.
7. **Физическая** акустика. Т. 1. Методы и приборы ультразвуковых исследований / Под ред. У. Мэзона. М.: Мир, 1966. 592 с.
8. **Полянин А. Д.** Справочник по линейным уравнениям математической физики. М.: Физматлит, 2001. 576 с.
9. **Анго А.** Математика для электро- и радиоинженеров. Пер. с англ. М.: Наука, 1965. 780 с.
10. **Журавлев В. Ф.** Основы теоретической механики. М.: Физматлит, 2001. 320 с.
11. **Смагин А. Г.** Пьезоэлектричество кварца и кварцевые резонаторы. М.: Энергия, 1970. 488 с.
12. **Бутковский А. Г.** Характеристики систем с распределенными параметрами. М.: Наука, 1979. 224 с.

УДК 621.833

О. Л. ПОДГАЕВСКИЙ, канд. техн. наук (ОАО АК "Туламашзавод")

Несущая способность линейного локального контакта при циклическом нагружении зубьев плоскоцилиндрической передачи

Предложена зависимость для определения числа циклов нагружения (долговечности) без появления признаков усталостного разрушения для случая линейного контакта поверхностей зубьев плоскоцилиндрической передачи.

Dependence is suggested to determine number of loading cycles (working life) without any fatigue failure symptoms for linear cross of plano-cylinder gearing teeth surfaces.

Состояние вопроса. В отличие от статического сжатия пульсирующее (циклическое) нагружение контакта вызывает нестационарное напряженное состояние. Поэтому необходимо провести расчет на долговечность, т. е. определить число циклов нагружения без появления признаков усталостного разрушения. Исследования показывают, что при этом справедлива зависимость [1]

$$\sigma_i = A/N^x, \qquad (1)$$

где σ_i — интенсивность напряжений; A — постоянная, учитывающая свойства материала деталей и условия работы; x — степенной показатель, зависящий в основном от свойств материала; N — число циклов нагружения до наступления разрушения.

Под контактной усталостью материала подразумевается процесс подготовки и развития разрушения поверхностных слоев материала деталей, продлжительно воспринимающих переменные контактные нагрузки. Контактное усталостное разрушение проявляется в виде усталостных трещин, которые, развиваясь, приводят к отделению некоторых объемов металла и нарушению дальнейшей работы деталей машин. При этом максимальные переменные нагрузки не вызывают ощутимой потери упругих свойств материала даже в самых напряженных объемах вблизи и в зоне силового контакта поверхностей, за исключением местных напряжений в крайнем поверхностном слое.

В контакте поверхностей тел характерно наличие двух опасных зон — это зона поверхностного слоя с концентрацией напряжений на микронеровностях и зона максимальных касательных напряжений τ_{max} на критической глубине, меньшей размеров контактной площадки. При больших тангенциальных усилиях на контактной площадке эти зоны могут слиться в одну.

Для определения интенсивности напряжений σ_i рядом авторов было предложено использовать приведенное напряжение $\sigma_{пр}$, что связано с выбором той или иной теории прочности.

М. М. Саверин после анализа разных теорий усталостной прочности (сопротивление усталости) принял следующее условие прочности пластического состояния материала, находящегося в зоне контактных напряжений [2]:

$$\sigma_{пр} = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_x-\sigma_y)^2+(\sigma_y-\sigma_z)^2+(\sigma_z-\sigma_x)^2+6(\tau_{xy}^2+\tau_{yz}^2+\tau_{zx}^2)} \leqslant \leqslant \sigma_{-1},$$

где σ_x, σ_y, σ_z — нормальные напряжения; τ_{xy}, τ_{yz}, τ_{zx} — касательные напряжения; σ_{-1} — предел выносливости материала.

Б. С. Ковальский предложил пользоваться приведенными напряжениями, выраженными через главные напряжения [3]:

$$\sigma_{\text{пр}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2},$$

где σ_1, σ_2, σ_3 — главные нормальные напряжения.

Так как было установлено, что при циклическом контакте ответственными за появление первых усталостных трещин являются касательные и растягивающие напряжения вблизи контура пятна контакта, то по методу М. В. Коровчинского расчет на контактную усталость базируется на выборе контурных касательных напряжений (т. е. на поверхности зубьев) как основных расчетных напряжений и основан на результатах экспериментального и теоретического анализа напряженного состояния в зоне контакта с учетом сил трения [4]. Это дает возможность использовать этот способ расчета в случае плоского (или близкого к нему) пятна контакта, а также в случае, когда на пятне контакта действуют внешние распределенные касательные усилия, пропорциональные нормальному давлению и направленные вдоль осей эллипса.

Определение числа циклов нагружения для общего случая контакта поверхностей по методу М. В. Коровчинского заключается в следующем. По известным формулам Герца определяется максимальное давление $p_0 = \sigma_{z\,\max}$ на контакте. Затем с помощью графиков (рис. 1) рассчитываются максимальные контурные касательные напряжения $\tau_{\text{к}a}$ или $\tau_{\text{к}b}$, соответствующие концам большой a или малой b полуоси эллиптического пятна контакта: $\tau_{\text{к}a} = S_a \sigma_{z\,\max}$; $\tau_{\text{к}b} = S_b \sigma_{z\,\max}$.

В зависимости от формы (b/a) пятна контакта и коэффициента μ трения одна из величин может быть большей.

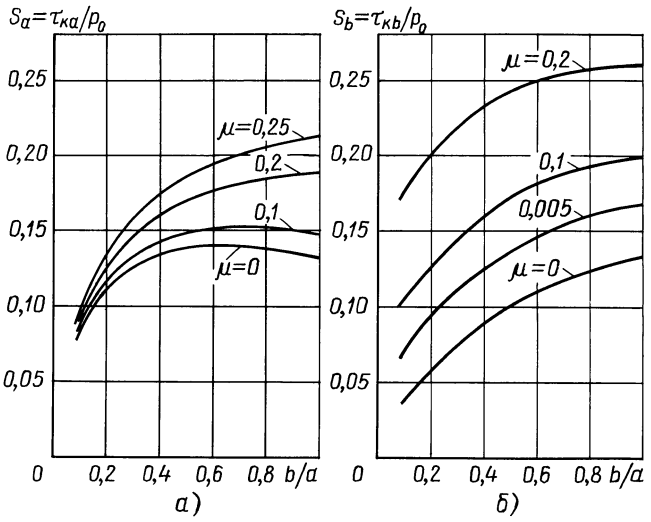


Рис. 1. Графики контурных касательных напряжений $\tau_{\text{к}}$ у концов большой (*а*) и малой (*б*) полуосей эллиптического пятна контакта

На основании формулы (1) запишем следующие расчетные формулы для определения цикличности (долговечности):

$$\begin{cases} \lg N_a = \dfrac{1}{x}(\lg A - \lg \tau_{\text{к}a}); \\ \lg N_b = \dfrac{1}{x}(\lg A - \lg \tau_{\text{к}b}). \end{cases} \qquad (2)$$

В проектные расчеты закладывается наименьшая долговечность из выражений (2).

Метод М. В. Коровчинского направлен на определение числа циклов нагружения для общего случая контакта поверхностей, поэтому использовать его для случая линейного контакта поверхностей будет некорректно.

2. Постановка и решение задачи. При определении числа циклов нагружения для случая линейного контакта поверхностей необходимо определить интенсивность напряжений, для чего нужно задаться условием прочности пластического состояния материала для случая линейного контакта поверхностей.

Рассмотрим условие начала пластической деформации. При всесторонних равных растяжениях или сжатиях пластические деформации не возникают. Поэтому принимаем, что условие пластичности может быть представлено в виде функции второго и третьего инвариантов девиатора напряжений (так как первый инвариант девиатора напряжений равен нулю): $f_T[I_2(D_\sigma), I_3(D_\sigma)] = 0$ [5]. Следовательно, согласно уравнению $\sigma_i = \sqrt{3I_2(D_\sigma)}$ условие пластичности можно представить как $\sigma_i = \sigma_T$, т. е. пластические деформации возникают тогда, когда интенсивность напряжений достигает предела текучести материала при растяжении.

На основании сказанного выше запишем следующие условия прочности пластического состояния материала, находящегося в зоне контактных напряжений для случая линейного контакта.

Так как при циклическом контакте ответственными за появление первых усталостных трещин являются касательные напряжения, расположенные вблизи контура пятна контакта, то за критерий прочности принимаем критерий прочности по наибольшим касательным напряжениям. Выбор этого критерия объясняется тем, что механизм пластического деформирования связан в первую очередь со сдвиговой деформацией, которая предопределяется величиной касательных напряжений. Согласно данному критерию опасное предельное состояние достигается в той точке, в которой наибольшее касательное напряжение достигает некоторого опасного значения. При трехосном напряженном состоянии это условие имеет вид [6]: $-[\tau] \leqslant \tau_{12} \leqslant [\tau]$; $-[\tau] \leqslant \tau_{23} \leqslant [\tau]$; $-[\tau] \leqslant \tau_{31} \leqslant [\tau]$.

Так как напряжения τ_{ij} согласно формулам

$$\tau_{12} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}; \quad \tau_{23} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}; \quad \tau_{31} = \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2},$$

выражаются через главные нормальные напряжения σ_1, σ_2, σ_3, то условия можно записать в виде:

$$-[\tau] \leqslant \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \leqslant [\tau]; \quad -[\tau] \leqslant \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2} \leqslant [\tau];$$

$$-[\tau] \leqslant \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2} \leqslant [\tau].$$

Так как этот критерий справедлив в общем случае, его следует считать верным и для одноосного напряженного состояния, т. е. $-[\tau] \leqslant \sigma_1/2 \leqslant [\tau]$.

При одноосном растяжении $\sigma_1 \leqslant [\sigma]$, т. е. $2[\tau] = [\sigma]$. Следовательно, условия можно переписать в виде: $-[\sigma] \leqslant \sigma_1 - \sigma_2 \leqslant [\sigma]$; $-[\sigma] \leqslant \sigma_2 - \sigma_3 \leqslant [\sigma]$; $-[\sigma] \leqslant \sigma_3 - \sigma_1 \leqslant [\sigma]$.

В случае плоского напряженного состояния получим:

$$-[\sigma] \leqslant \sigma_1 - \sigma_2 \leqslant [\sigma]; \quad -[\sigma] \leqslant \sigma_1 \leqslant [\sigma]; \quad -[\sigma] \leqslant \sigma_2 \leqslant [\sigma]. \tag{3}$$

Так как $\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$, то условия для плоского напряженного состояния запишутся в виде:

$$(\sigma_x - \sigma_v)l + \tau_{xy}m = 0; \quad \tau_{xy} + (\sigma_y - \sigma_v)\mathrm{m} = 0,$$

а условие, что у этой системы есть ненулевое решение для l и m, — в виде:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma_v & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_y - \sigma_v \end{bmatrix} = 0.$$

Раскрыв этот определитель, получим квадратное уравнение для определения главных нормальных напряжений:

$$\sigma_v^2 - \sigma_v(\sigma_x + \sigma_v) + \sigma_x\sigma_y - \tau_{xy}^2 = 0.$$

Отсюда для главных напряжений σ_1 и σ_2 получим формулы:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2};$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}.$$

Согласно полученным формулам условия (3) выразим через напряжения σ_x, σ_y и τ_{xy}:

$$\left.\begin{aligned} &-[\sigma] \leqslant \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \leqslant [\sigma]; \\ &-[\sigma] \leqslant \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \leqslant [\sigma]. \end{aligned}\right\} \tag{4}$$

Для определения числа циклов нагружения (долговечности) без появления признаков усталостного разрушения для случая линейного контакта поверхностей зубьев плоскоцилиндрической передачи подставим второе выражение условий (4) в формулу (1) и получим число N_b циклов (цикличность):

$$\lg N_b = \frac{1}{2}\left[\lg A - \lg\left(\frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}\right)\right]. \tag{5}$$

3. Пример расчета. Рассмотрим плоскоцилиндрическую передачу [7—10], состоящую из плоского колеса с радиальными (прямыми) зубьями и равноширокими впадинами и цилиндрической шестерни, боковые стороны зубьев которой — криволинейные поверхности, и имеющую линейный контакт. Техническая характеристика передачи приведена в табл. 1.

Для определения числа N_b циклов нагружения (долговечности) необходимо знать кривизны ρ_{11i} и ρ_{21i} поверхностей зубьев плоского колеса и цилиндрической шестерни, длину l_i контактной линии и размер b_i полуоси контактной площадки, которые определяют контактные напряжения σ_x, σ_y, σ_z, σ_{xy}.

В зависимости от угла поворота плоского колеса $\varphi_{1i} = \varphi_{2i}/i$ (φ_{2i} — угол поворота цилиндрической шестерни) при линейном контакте огибаемой Σ_1 (поверхность зуба плоского колеса — плоскость) и огибающей Σ_2 (поверхность зуба цилиндрической шестерни) поверхностей изменяются параметры, определяющие поверхность Σ зацепления по контактным линиям, принадлежащие мгновенной оси вращения. В случае линейного контакта поверхностей контактные линии являются силовыми линиями, которые в свою очередь совпадают с мгновенной осью вращения в соответствующий момент времени. Следовательно, изменяются и кривизны в сечениях, проведенных через главные направления поверхности Σ зацепления в зависимости от угла поворота механизма. В процессе зацепления появляются площадки, образующие линии контакта с центром P (рис. 2). Линия с центром P перемещается по оси X, образуя рабочую поверхность, под которой по-

Таблица 1

Угол профиля зуба плоского колеса (угол давления в полюсной точке P) α	20°
Внешний радиус цилиндрической шестерни R, мм	40
Ширина цилиндрической шестерни Q, мм	20
Межосевое расстояние (средний радиус плоского колеса) V_p, мм	430,75
Число зубьев цилиндрической шестерни z_2	18
Число зубьев плоского колеса z_1	216
Передаточное отношение $i = i_{21}$	12
Угол поворота шестерни φ_2	41,88°
Угол поворота плоского колеса $\varphi_1 = \varphi_2/i_{21}$	3,49°
Модуль упругости материалов $E = E_1 = E_2$, Н/мм^2	215 000
Коэффициент Пуассона $\mu = \mu_1 = \mu_2$	0,3
Коэффициенты Кирхгофа $\vartheta_1 = \vartheta_2 = 4(1 - \mu^2)/E_{1,2}$, мм^2/Н	0,0000169302326
Постоянная A, учитывающая свойства материала	84,61
Показатель степени x	0,17
Сжимающая сила P, Н	25 000

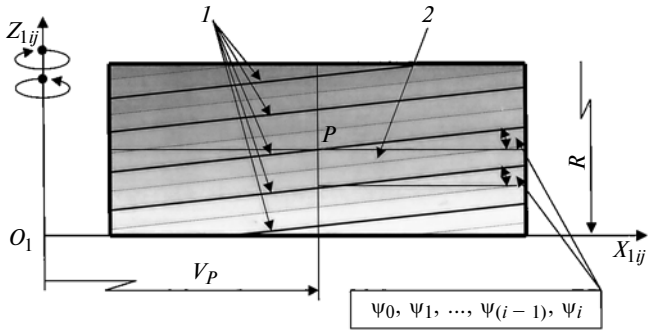


Рис. 2. Схема расположения площадок при линейном контакте огибающей и огибаемой поверхностей:
1 — линии контакта; *2* — мгновенная площадка контакта

нимается совокупность силовых линий поверхности Σ_1, по которым она касается сопряженной поверхности Σ_2.

Для определения главных нормальных кривизн огибающих поверхностей Σ_2 зубьев цилиндрической шестерни и огибаемых поверхностей Σ_1 зубьев плоского колеса для линейного контакта используем зависимости, полученные в работах [9, 10]:

$$\rho_{11i} = 0;$$

$$\rho_{21i} = \frac{\cos^2\beta_i(\sin\psi_i + i\cos\psi_i)^2}{V_p\sin\alpha(\sin\psi_i + i\cos\psi_i) - iR\cos\alpha\sin\beta_i}, \qquad (6)$$

где ρ_{11i}, ρ_{21i} — кривизны поверхностей зубьев плоского колеса и цилиндрической шестерни соответственно; α — угол профиля зуба плоского колеса; V_p — межосевое расстояние; R — внешний радиус цилиндрической шестерни; i — передаточное отношение; β_i — угол наклона зуба цилиндрической шестерни; ψ_i — угол, определяющий положение контактных линий на поверхностях. Индекс i означает позицию перемещения точки контакта по огибаемой Σ_1 и огибающей Σ_2 поверхностям в зависимости от углов поворота плоского колеса $\varphi_{1i} \in [0, ..., \varphi_1]$, $i = 0, 1, 2,...$ и цилиндрической шестерни $\varphi_{2i} \in [0, ..., \varphi_2]$, $i = 0, 1, 2,...$.

Размер b_i полуоси, определяющий локальные контактные площадки для линейного контакта поверхностей зубьев плоского колеса и цилиндрической шестерни [1], рассчитывается по формуле

$$b_i = \sqrt{\frac{P}{\pi l_i(\rho_{11i} + \rho_{21i})}(\vartheta_1 + \vartheta_2)}, \qquad (7)$$

где l_i — длина контактной линии; P — сжимающая сила; $\vartheta_1 = 4(1 - \mu^2)/E_1$, $\vartheta_2 = 4(1 - \mu^2)/E_2$ — коэффициенты эластичности (Кирхгофа), характеризующие упругие свойства материалов тел; μ — коэффициент Пуассона; E_1, E_2 — модули упругости материалов.

Нормальные σ_{xi}, σ_{yi}, σ_{zi} и касательные τ_{xyi} напряжения, возникающие в зоне локальных контактных площадок при линейном контакте поверхностей зубьев плоского колеса и цилиндрической шестерни [1], определяются по формулам:

$$\begin{cases} \sigma_{xi} = -2\mu\dfrac{2P}{\pi l_i b_i}; \\ \sigma_{yi} = -2\mu\dfrac{2P}{\pi l_i b_i}; \\ \sigma_{zi} = -\dfrac{2P}{\pi l_i b_i}; \\ \tau_{xyi} = \dfrac{\sigma_{xi} - \sigma_{zi}}{2} = (1 - 2\mu)\dfrac{P}{\pi l_i b_i}. \end{cases} \qquad (8)$$

На основании выражений (8) формула (1) для определения числа циклов примет вид:

$$\lg N_{bi} = \frac{1}{x}\left[\lg A - \lg\left(\frac{\sigma_{xi} + \sigma_{yi}}{2} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{1}{2}\sqrt{(\sigma_{xi} - \sigma_{yi})^2 + 4\tau_{xyi}^2}\right)\right]. \qquad (9)$$

Для того чтобы определить число циклов нагружения зубьев плоскоцилиндрической передачи с линейным контактом без появления признаков усталостного разрушения, необходимо определить контактные напряжения σ_{xi}, σ_{yi}, σ_{zi}, τ_{xyi} в зоне локальных мгновенных контактных площадок (см. рис. 2), возникающих между поверхностями зубьев плоского колеса и цилиндрической шестерни, в зависимости от угла $\varphi_{1i} = \varphi_{2i}/i$ поворота механизма.

Выбрав из полученных максимальные контактные напряжения $\sigma_{x\max}$, $\sigma_{y\max}$, $\sigma_{z\max}$, $\tau_{xy\max}$ (рис. 3), подставим их в формулу (9) для определения числа N_b циклов нагружения.

Длину l_i контактных линий и параметры β_i, ψ_i сопряжения поверхностей в расчетных точках определяем по формулам работы [8]. Данные приведены в табл. 2. Кривизну ρ_{21i} огибающей поверхности зубьев цилиндрической шестерни размер b_i полуоси контактной площадки, контактные напряжения σ_{xi}, σ_{yi}, σ_{zi}, τ_{xyi} и цикличность N_{bi} определяем по формулам (6)—(9). Результаты расчетов приведены в табл. 2 и 3.

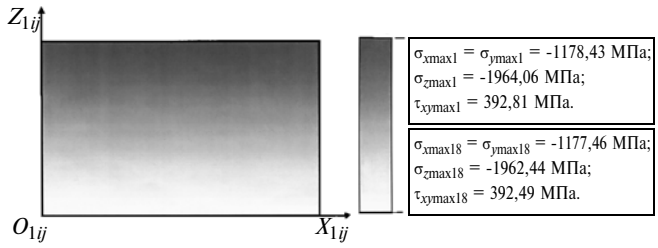


Рис. 3. Распределение контактных напряжений на поверхности зубьев плоского колеса

Таблица 2

i	φ°_{1i}	φ°_{2i}	β°_{i}	ψ°_{i}	l_i, мм	ρ_{21i}, 1/мм	b_i, мм
0	0	0	1,5300408	3,29625173	20,0331432	0,082208027	0,404491936
1	0,193892	2,3266986	1,5313439	3,36167657	20,0344739	0,08221074	0,404471827
2	0,387783	4,6533971	1,5345915	3,42711841	20,0358312	0,082213913	0,404450323
3	0,581675	6,9800957	1,5391972	3,49257856	20,0372152	0,082217373	0,404427844
4	0,775566	9,3067943	1,5445656	3,55805832	20,0386260	0,082220947	0,404404817
5	0,969458	11,633493	1,5500952	3,62355900	20,0400636	0,082224461	0,404381671
6	1,163349	13,960191	1,5551796	3,68908189	20,0415281	0,082227738	0,404358838
7	1,357241	16,286889	1,5592099	3,75462831	20,0430196	0,082230603	0,404336749
8	1,551132	18,613589	1,5615769	3,82019956	20,0445381	0,082232880	0,404315835
9	1,745024	20,940287	1,5616727	3,88579693	20,0460838	0,052234394	0,404296527
10	1,938916	23,266986	1,5588929	3,95142174	20,0476566	0,082234969	0,404279252
11	2,132807	25,593684	1,5526390	4,01707529	20,0492567	0,082234432	0,404264439
12	2,326699	27,920383	1,5423198	4,08275887	20,0508841	0,082232608	0,404252516
13	2,520590	30,247081	1,5273540	4,14847381	20,0525389	0,082229322	0,404243913
14	2,714482	32,573779	1,5071717	4,21422139	20,0542212	0,082224397	0,404239063
15	2,908373	34,900479	1,4812166	4,28000294	20,0559311	0,082217655	0,404238403
16	3,102265	37,227177	1,4489480	4,34581975	20,0576687	0,082208916	0,404242379
17	3,296156	39,553876	1,4098424	4,41167313	20,0594341	0,082197994	0,404251444
18	3,490048	41,880574	1,3633958	4,47756440	20,0612273	0,082184702	0,404266063

Таблица 3

i	$\sigma_{xi} = \sigma_{yi}$, МПа	σ_{zi}, МПа	τ_{xyi}, МПа	$N_{bi} \cdot 10^6$
0	−1178,453412	−1964,089020	392,8178040	1,3789120
1	−1178,433726	−1964,056210	392,8112420	1,3790475
2	−1178,416547	−1964,027578	392,8055155	1,3791657
3	−1178,400645	−1964,001075	392,8002151	1,3792752
4	−1178,384777	−1963,974628	392,7949255	1,3793845
5	−1178,367686	−1963,946143	392,7892285	1,3795022
6	−1178,348112	−1963,913519	392,7827039	1,3796370
7	−1178,324794	−1963,874656	392,7749312	1,3797976
8	−1178,296472	−1963,827453	392,7654906	1,3799927
9	−1178,261890	−1963,769816	392,7539632	1,3802309
10	−1178,219793	−1963,699656	392,7399311	1,3805210
11	−1178,168931	−1963,614886	392,7229771	1,3808717
12	−1178,108052	−1963,513419	392,7026839	1,3812915
13	−1178,035898	−1963,393164	392,6786327	1,3817892
14	−1177,951207	−1963,252012	392,6504023	1,3823737
15	−1177,852700	−1963,087834	392,6175668	1,3830539
16	−1177,739082	−1962,898469	392,5796939	1,3838389
17	−1177,609027	−1962,681712	392,5363425	1,3847382
18	−1177,461182	−1962,435304	392,4870607	1,3857613

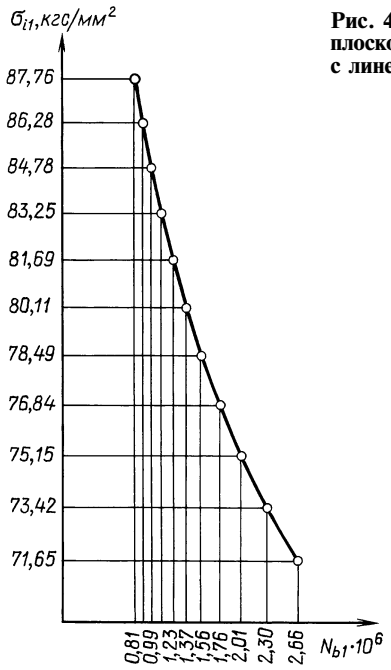


Рис. 4. Кривая усталости зубьев плоскоцилиндрической передачи с линейным контактом

Выводы. На основании анализа полученных значений можно отметить, что наибольшие по величине контактные напряжения $\sigma_{x\max}$, $\sigma_{y\max}$, $\sigma_{z\max}$, $\tau_{xy\max}$ возникают на ножках зуба цилиндрической шестерни и уменьшаются при перемещении линейного контакта к головке зуба шестерни. Соответственно на поверхностях зубьев плоского колеса наименьшие контактные напряжения располагаются на ножках зубьев и увеличиваются при перемещении пятна контакта к головке зуба (см. рис. 3).

Так как многие современные машины работают в напряженных режимах и рассчитаны на ограниченный срок службы, то рабочие элементы таких машин не следует рассчитывать на неопределенно большое число циклов нагружений. Будет правильнее делать их более компактными и нагруженными, но более точно определять гарантированное число циклов нагружений для работы без разрушения. Поэтому чаще пользуются значениями временного предела усталости σ_{-1}, т. е. напряжением, соответствующим одной из точек на криволинейном (или наклонном в логарифмических координатах) участке графика усталости.

При определении числа циклов нагружения зубьев плоскоцилиндрической передачи без появления признаков усталостного разрушения из табл. 3 выбираем наименьшее число циклов, которое соответствует максимальным контактным напряжениям на поверхностях, т. е. $N_{b1} = 1{,}3790475 \cdot 10^6$.

Для построения кривой усталости зубьев плоскоцилиндрической передачи с линейным контактом определяем интенсивность напряжения σ_i и число циклов N_b при значениях сжимающей силы $P = 20 \div 30$ кН (рис. 4). Кривая усталости соответствует точке *1* (см. табл. 2, 3), так как в ней максимальные контактные напряжения $\sigma_{x\max 1}$, $\sigma_{y\max 1}$, $\sigma_{z\max 1}$, $\tau_{xy\max 1}$ и наименьшее число циклов нагружения $N_{b1} = 5{,}289 \cdot 10^6$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пинегин С. В.** Контактная прочность и сопротивление качению. М.: Машиностроение, 1969. 243 с.
2. **Саверин М. М.** Контактная прочность материала в условиях одновременного действия нормальной и касательной нагрузок. М.: Машгиз, 1949. 148 с.
3. **Ковальский Б. С.** Контактная задача в инженерной практике // Изв. вузов. Машиностроение. 1960. № 6. С. 81—97.
4. **Коровчинский М. В.** Распределение напряжений в окрестности локального контакта упругих тел при одновременном действии нормальных и касательных усилий в контакте // Машиноведение. 1967. № 6. С. 85—96.
5. **Малинин Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. Учебник для студентов вузов. М.: Машиностроение, 1975. 399 с.
6. **Терегулов И. Г.** Сопротивление материалов и основы теории упругости и пластичности. М.: Высшая школа, 1984. 472 с.
7. **Зубчатая** передача: Пат. 2193707 C1: МПК[7] FI6H55/00, 55/08.
8. **Подгаевский О. Л.** Проектирование плоскоцилиндрических передач (базовое звено — плоское колесо) // Вестник машиностроения. 2000. № 10. С. 38—44.
9. **Подгаевский О. Л.** Переменные кривизны поверхностей зубьев плоскоцилиндрических передач // Вестник машиностроения. 2001. № 6. С. 12—18.
10. **Подгаевский О. Л., Жужжалкин Г. В.** Учет параметров сопряжения при оценке изнашивания активных поверхностей плоскоцилиндрической передачи // Трение и износ. 2003. Т. 24. № 3. С. 266—278.

УДК 621.436:621.827.2

А. Д. НАЗАРОВ, д-р техн. наук (Мемфис, США)

Уравновешивание V-образных восьмицилиндровых двигателей установкой противовесов на продолжении щек коленчатого вала

Приведены уравнения, учитывающие увеличение массы деталей кривошипно-шатунного механизма при их конструктивном усовершенствовании в V-образных восьмицилиндровых двигателях, которые применяются при расчете противовесов, находящихся на продолжении щек коленчатого вала и полностью уравновешивающих свободный суммарный неуравновешенный момент. Предлагается балансировка коленчатых валов путем высверливания противовесов при любых начальных дисбалансах двигателей.

Equations are given which consider mass increase of the crank mechanism members at V8-engines structural updating. These equations are used to calculate counterweights installed on the crank web continuation and completely balancing free total unbalanced moment. It is suggested to balance crankshafts by counterweights drilling out at any initial unbalance of engines.

В V-образных восьмицилиндровых двигателях моменты от сил инерции первого порядка и центробежных сил не уравновешены. Поэтому появляется свободный суммарный неуравновешенный момент M_R, который действует в плоскости, опережающей плоскость первого кривошипа на 18°26′. Момент M_R уравновешивают установкой противовесов на продолжении щек коленчатого вала. Балансируют коленчатый вал и вал в сборе с маховиком и сцеплением при производстве и ремонте двигателей путем высверливания из противовесов неуравновешенных масс. Точность балансировки зависит от правильности определения значений таких параметров как массы противовесов коленчатого вала, их углы расположения и расстояния до центра тяжести.

Было установлено, что существуют 175 вариантов уравновешивания момента M_R с помощью противовесов, устанавливаемых на продолжении щек коленчатого вала, из них 84 варианта уже были исследованы в работе [1].

Рассмотрим остальные варианты уравновешивания момента M_R. В табл. 1 приведены варианты сочетаний углов расположения противовесов коленчатого вала при уравновешивании двигателей V-8. Варианты уравновешивания момента M_R составлены с учетом данных, приведенных в работе [1] и табл. 1, и представлены в табл. 2.

При данном способе уравновешивания двигателей в том случае, когда углы расположения противовесов коленчатого вала имеют произвольные значения, суммарный момент $M_в$ от центробежных сил инерции, определяемых массогеометрическими параметрами (МГП) противовесов коленчатого вала, и угол $\alpha_в$ его действия вычисляют по формулам:

$$M_в = m_{в1}\rho_1 l_2 \omega^2[(c_a \sin\alpha_1 + c_в \sin\alpha_2 + c_d \cos\beta_1 + c_к \cos\beta_2)^2 + (c_a \cos\alpha_1 + c_в \cos\alpha_2 + c_d \sin\beta_1 + c_к \sin\beta_2)^2]^{0,5}; \quad (1)$$

Таблица 1

Варианты сочетаний значений углов расположения противовесов коленчатого вала при уравновешивании двигетелей V-8

Вариант	α_1	α_2	β_1	β_2	Вариант	α_1	α_2	β_1	β_2
XIII	0	α_2	0	β_2	XX	α_1	0	0	0
XIV	0	α_2	β_1	0	XXI	0	0	β_1	β_2
XV	0	α_2	0	0	XXII	0	0	β_1	β_1
XVI	α_1	0	β_1	β_2	XXIII	0	0	0	β_2
XVII	α_1	0	β_1	β_2	XXIV	0	0	β_1	0
XVIII	α_1	0	0	β_2	XXV	0	0	0	0
XIX	α_1	0	β_1	0					

Таблица 2

Варианты уравновешивания момента M_R

Вариант сочетания значений углов расположения противовесов (см. табл. 1)	Варианты сочетаний масс противовесов коленчатого вала, их углов расположения и расстояний до центра тяжести в соответствии с табл. 1 работы [1]						
	I	II	III	IV	V	VI	VII
XIII	85	86	87	88	89	90	91
XIV	92	93	94	95	96	97	98
XV	99	100	101	102	103	104	105
XVI	106	107	108	109	110	111	112
XVII	113	114	115	116	117	118	119
XVIII	120	121	122	123	124	125	126
XIX	127	128	129	130	131	132	133
XX	134	135	136	137	138	139	140
XXI	141	142	143	144	145	146	147
XXII	148	149	150	151	152	153	154
XXIII	155	156	157	158	159	160	161
XXIV	162	163	164	165	166	167	168
XXV	169	170	171	172	173	174	175

$$\mathrm{tg}\alpha_{\text{в}} = (c_a \sin\alpha_1 + c_{\text{в}} \sin\alpha_2 + c_d \cos\beta_1 + c_{\text{к}} \cos\beta_2) \times$$
$$\times (c_a \cos\alpha_1 + c_{\text{в}} \cos\alpha_2 + c_d \sin\beta_1 + c_{\text{к}} \sin\beta_2)^{-1}, \quad (2)$$

где $m_{\text{в}1}$ — масса противовесов, расположенных на продолжении 1 и 8-й щек коленчатого вала; ρ_1 — расстояние от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести массы $m_{\text{в}1}$; l_2 — расстояние между серединами соседних шатунных шеек; ω — угловая скорость коленчатого вала; c_a, $c_{\text{в}}$, c_d и $c_{\text{к}}$ — постоянные конструктивные коэффициенты; α_1, α_2, β_1, β_2 — углы расположения противовесов, находящихся на продолжении 1 и 8, 2 и 7, 3 и 6, 4 и 5-й щек коленчатого вала.

Значения постоянных конструктивных коэффициентов (табл. 3), входящих в уравнения (1) и (2), рассчитывают с использованием данных, приведенных в табл. 4 и 5 работы [1].

Таблица 3

Значения конструктивных коэффициентов, используемых при расчете МГП противовесов коленчатого вала

Варианты	Коэффициенты				Варианты	Коэффициенты			
	c_a	$c_{\text{в}}$	c_d	$c_{\text{к}}$		c_a	$c_{\text{в}}$	c_d	$c_{\text{к}}$
85; 86	c_1	c_5	c_6	c_7	124; 125	c_1	c_2	c_3	c_7
87; 88	c_1	c_2	c_6	c_7	126	c_1	c_2	c_3	c_4
89; 90	c_1	c_2	c_3	c_7	127; 128	c_1	c_5	c_6	c_7
91	c_1	c_2	c_3	c_4	129; 130	c_1	c_2	c_6	c_7
92; 93	c_1	c_5	c_6	c_7	131; 132	c_1	c_2	c_3	c_7
94; 95	c_1	c_2	c_6	c_7	133	c_1	c_2	c_3	c_4
96; 97	c_1	c_2	c_3	c_7	134; 135	c_1	c_5	c_9	0
98	c_1	c_2	c_3	c_4	136; 137	c_1	c_2	c_9	0
99; 100	c_1	c_5	c_9	0	138; 139	c_1	c_2	c_{10}	0
101; 102	c_1	c_2	c_9	0	140	c_1	c_2	2	0
103; 104	c_1	c_2	c_{10}	0	141; 142	c_8	0	c_6	c_7
105	c_1	c_2	2	0	143; 144	6	0	c_6	c_7
106; 107	c_1	c_5	c_6	c_7	145; 146	6	0	c_3	c_7
108; 109	c_1	c_2	c_6	c_7	147	6	0	c_3	c_4
110; 111	c_1	c_2	c_3	c_7	155; 156	c_1	c_5	c_6	c_7
112	c_1	c_2	c_3	c_4	157; 158	6	0	c_6	c_7
113; 114	c_1	c_5	c_9	0	159; 160	6	0	c_3	c_7
115; 116	c_1	c_2	c_9	0	161	6	0	c_3	c_4
117; 118	c_1	c_2	c_{10}	0	162; 163	c_8	0	c_6	c_7
119	c_1	c_2	2	0	164; 165	6	0	c_6	c_7
120; 121	c_1	c_5	c_6	c_7	166; 167	6	0	c_3	c_7
122; 123	c_1	c_2	c_6	c_7	168	6	0	c_3	c_4

Таблица 4

Значения углов расположения противовесов коленчатого вала при различных вариантах уравновешивания двигателей V-8

Варианты	Углы расположения противовесов коленчатого вала							
	$\sin\alpha_1$	$\sin\alpha_2$	$\cos\alpha_1$	$\cos\alpha_2$	$\sin\beta_1$	$\sin\beta_2$	$\cos\beta_1$	$\cos\beta_2$
85 ÷ 91	0	$\sin\alpha_2$	1	$\cos\alpha_2$	0	$\sin\beta_2$	1	$\cos\beta_2$
92 ÷ 98	0	$\sin\alpha_2$	1	$\cos\alpha_2$	$\sin\beta_1$	0	$\cos\beta_1$	1
99 ÷ 105	0	$\sin\alpha_2$	1	$\cos\alpha_2$	0	0	1	1
106 ÷ 112	$\sin\alpha_1$	0	$\cos\alpha_1$	1	$\sin\beta_1$	$\sin\beta_2$	$\cos\beta_1$	$\cos\beta_2$
113 ÷ 119	$\sin\alpha_1$	0	$\cos\alpha_1$	1	$\sin\beta_1$	$\sin\beta_1$	$\cos\beta_1$	$\cos\beta_1$
120 ÷ 126	$\sin\alpha_1$	0	$\cos\alpha_1$	1	0	$\sin\beta_2$	1	$\cos\beta_2$
127 ÷ 133	$\sin\alpha_1$	0	$\cos\alpha_1$	1	$\sin\beta_1$	0	$\cos\beta_1$	1
134 ÷ 140	$\sin\alpha_1$	0	$\cos\alpha_1$	1	0	0	1	1
141 ÷ 147	0	0	1	1	$\sin\beta_1$	$\sin\beta_2$	$\cos\beta_1$	$\cos\beta_2$
148 ÷ 154	0	0	1	1	$\sin\beta_1$	$\sin\beta_1$	$\cos\beta_1$	$\cos\beta_1$
155 ÷ 161	0	0	1	1	0	$\sin\beta_2$	1	$\cos\beta_2$
162 ÷ 168	0	0	1	1	$\sin\beta_1$	0	$\cos\beta_1$	1
169 ÷ 175	0	0	1	1	0	0	1	1

Значения углов расположения противовесов коленчатого вала приведены в табл. 4.

Массы противовесов коленчатого вала двигателей V-8 находятся по формулам:

$$m_{\text{в}1} = 3{,}162 a r \rho_1^{-1} (m_j + 2m_R + m_{\text{к}} + 2k_p m_p + k_{\text{м}} m_{\text{м}}); \quad (3)$$

$$m_{\text{в}k} = k_q \rho_1 \rho_k^{-1} m_{\text{в}1}, \quad (4)$$

где a — безразмерный конструктивный коэффициент; r — радиус кривошипа; m_j и m_R — массы соответственно поступательно движущихся и вращающихся деталей КШМ; $m_{\text{к}}$ — масса неуравновешенных частей колена вала; k_p и $k_{\text{м}}$ — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты [2]; m_p — масса пробки грязесборника в шатунных шейках коленчатого вала; $m_{\text{м}}$ — масса смазочного материала в полости шатунных шеек коленчатого вала работающего двигателя; $m_{\text{в}k}$ — массы противовесов коленчатого вала, размещенных соответственно на продолжении 2 и 7, 3 и 6, 4 и 5-й щек коленчатого вала, k — 2, 3, 4; ρ_k — расстояния от оси вращения коленчатого вала до центра тяжести масс $m_{\text{в}2}$, $m_{\text{в}3}$ и $m_{\text{в}4}$; k_q — постоянный безразмерный конструктивный коэффициент, q — 1, 2, 3.

Значение коэффициента a в общем случае составляет

$$a = [(c_a \sin\alpha_1 + c_{\text{в}} \sin\alpha_2 + c_d \cos\beta_1 + c_{\text{к}} \cos\beta_2)^2 +$$
$$+ (c_a \cos\alpha_1 + c_{\text{в}} \cos\alpha_2 + c_d \sin\beta_1 + c_{\text{к}} \sin\beta_2)^2]^{-0{,}5}. \quad (5)$$

При проектировании автотракторных двигателей значения величин m_i, r_i и k_i известны. Они устанавливаются на основании конструктивных, технологических, производственных и ремонтных требований. Значения параметров ρ_i, α_i и β_i определяются с учетом конструктивных особенностей, технологии изготовления и ремонта двигателей, коленчатого вала и его противовесов

[3]. Значения коэффициента k_q находятся соответственно в пределах 0,46÷0,71; 0,42÷0,68 и 0,23÷0,47 [3, 4].

С учетом изложенного выше и формул (1)÷(5) определяют массу и расположение противовесов коленчатого вала для общего случая.

Схемы расположения противовесов коленчатых валов двигателей V-8 и создаваемых моментов центробежных сил инерции для рассматриваемых вариантов сочетаний углов противовесов приведены на рис. 1—6.

Для вариантов 85÷91 (см. табл. 2), учитывая положения работы [1], значения момента $M_в$ и угла $\alpha_в$ его действия (рис. 2, *а*) определяют по формулам:

$$M_в = [(M_2 \sin\alpha_2 + M_3 + M_4 \cos\beta_2)^2 + (M_1 + M_2 \cos\alpha_2 + M_4 \sin\beta_2)^2]^{0,5}; \quad (6)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_в = (M_2 \sin\alpha_2 + M_3 + M_4 \cos\beta_2) \times (M_1 + M_2 \cos\alpha_2 + M_4 \sin\beta_2)^{-1}, \quad (7)$$

где M_1, M_2, M_3, M_4 — моменты, вызываемые центробежными силами инерции от МГП противовесов, расположенных на продолжении 1 и 8, 2 и 7, 3 и 6, 4 и 5-й щек коленчатого вала соответственно (см. рис. 1, *а* и 2, *а*):

$$M_i = m_{вi} \rho_i l_2 \omega^2 c_i, \quad (8)$$

где c_i — постоянные конструктивные коэффициенты; i — 1, 2, 3, 4.

Моменты M_5 и M_6 (см. рис. 2) являются результирующими моментов M_1 и M_2, M_3 и M_4 соответственно.

Основываясь на данных, приведенных в табл. 3 и 4 работы [1], и используя формулы (2) и (5), определяют значения $\mathrm{tg}\alpha_в$ и a. Найдя значение коэффициента a по уравнениям (2)÷(4), вычисляют массу и расположение противовесов коленчатого вала для рассматриваемых вариантов. Уравнениями (3) и (4) следует пользоваться в том случае, когда ρ_1, ρ_2, ρ_3 и ρ_4 имеют разные значения. Если $\rho_1 = \rho_2 = \rho_3 = \rho_4 = \rho$, то массы противовесов находятся по формулам:

$$m_{в1} = 3{,}162 a r \rho^{-1} (m_j + 2m_R + m_к + 2k_р m_р + k_м m_м); \quad (9)$$

$$m_{вk} = k_{qр} m_{в1}, \quad (10)$$

где $k_{qр}$ — постоянные безразмерные конструктивные коэффициенты, q = 1, 2, 3.

Уравнения для расчета масс и углов расположения противовесов коленчатого вала для вариантов 92÷175, полученные с учетом данных табл. 1—4, табл. 3 и 4 работы [1] приведены в табл. 5.

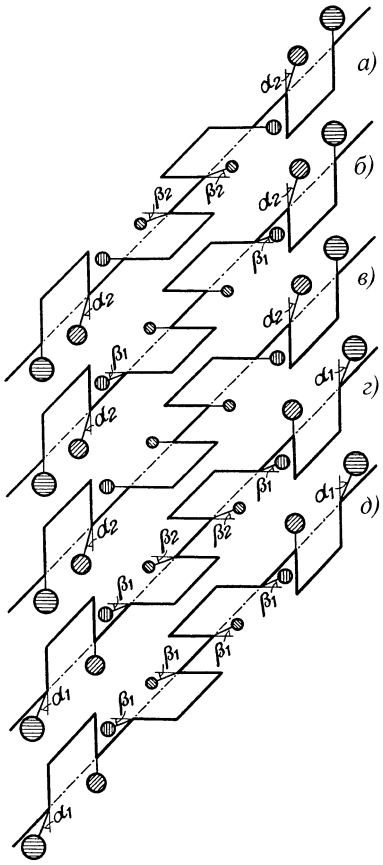


Рис. 1. Схемы расположения противовесов коленчатого вала двигателей V-8:
а, *б*, *в*, *г*, *д* — при вариантах сочетания XIII, XIV, XV, XVI и XVII углов противовесов (см. табл. 1)

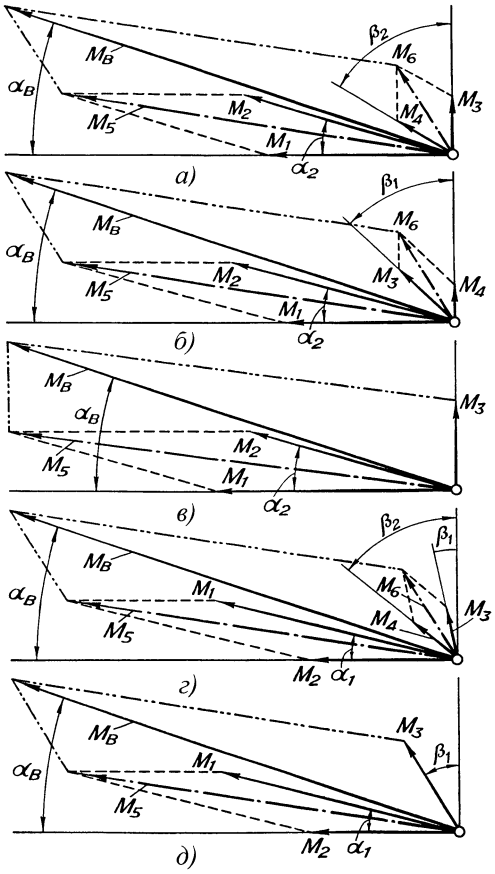


Рис. 2. Схемы расположения создаваемых МГП противовесов коленчатого вала моментов центробежных сил инерции в двигателях V-8:
а, *б*, *в*, *г*, *д* — при вариантах сочетания XIII, XIV, XV, XVI и XVII углов противовесов (см. табл. 1)

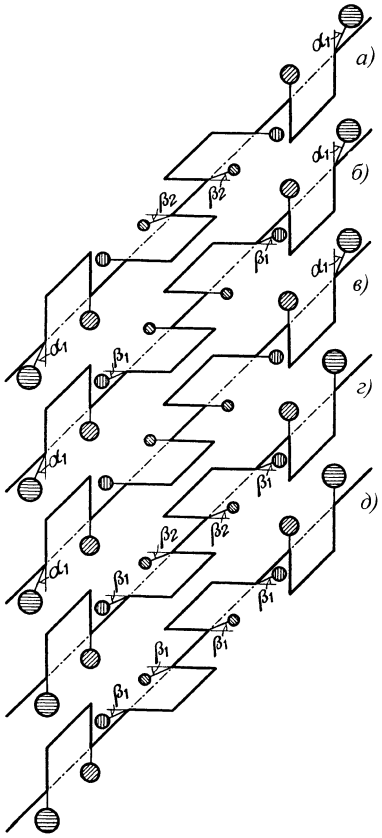


Рис. 3. Схемы расположения противовесов коленчатого вала двигателей V-8:
а, *б*, *в*, *г*, *д* — при вариантах сочетания XVIII, XIX, XX, XXI и XXII углов противовесов (см. табл. 1)

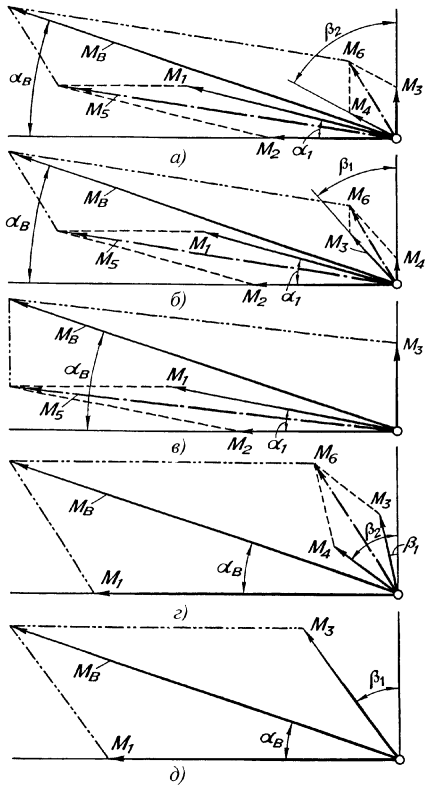


Рис. 4. Схемы расположения создаваемых МГП противовесов коленчатого вала моментов центробежных сил инерции в двигателях V-8:
а, *б*, *в*, *г*, *д* — при вариантах сочетания XVIII, XIX, XX, XXI и XXII углов противовесов (см. табл. 1)

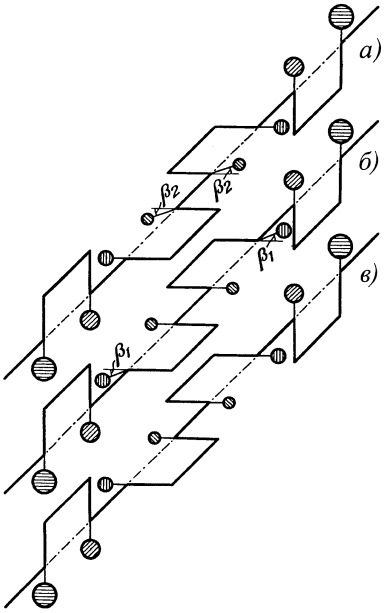


Рис. 5. Схемы расположения противовесов коленчатого вала двигателей V-8:
а, *б*, *в* — при вариантах сочетания XXIII, XXIV и XXV углов противовесов (см. табл. 1)

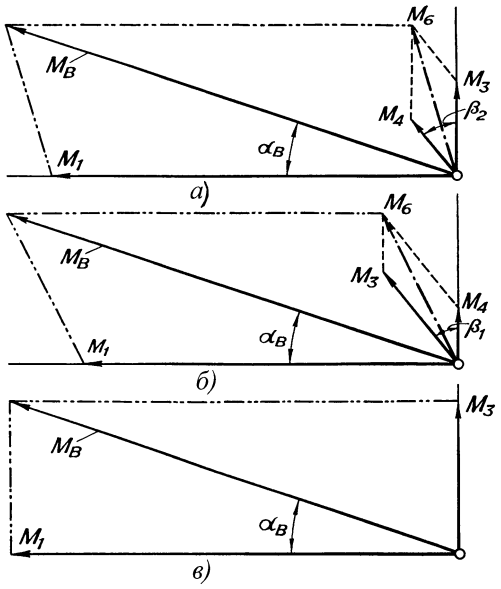


Рис. 6. Схемы расположения создаваемых МГП противовесов коленчатого вала моментов центробежных сил инерции в двигателях V-8:
а, *б*, *в* — при вариантах сочетания XXIII, XXIV и XXV углов противовесов (см. табл. 1)

Таблица 5

Уравнение для расчета масс и углов расположения противовесов коленчатого вала

Варианты уравновешивания (см. табл. 2)	Углы расположения противовесов коленчатого вала		
	Номер рисунка	Уравнения	Уравнения (номер)
92 ÷ 98	1, *б*; 2, *б*	—	$M_в = [(M_2\sin\alpha_2 + M_3\cos\beta_1 + M_4)^2 + (M_1 + M_2\cos\alpha_2 + M_3\sin\beta_1)^2]^{0,5}$; (11) $\mathrm{tg}\alpha_в = (M_2\sin\alpha_2 + M_3\cos\beta_1 + M_4)(M_1 + M_2\cos\alpha_2 + M_3\sin\beta_1)^{-1}$ (12)
99 ÷ 105	1, *в*; 2, *в*	(11) и (12)	$M_в = [(M_2\sin\alpha_2 + M_3)^2 + (M_1 + M_2\cos\alpha_2)^2]^{0,5}$; (13) $\mathrm{tg}\alpha_в = (M_2\sin\alpha_2 + M_3)(M_1 + M_2\cos\alpha_2)^{-1}$ (14)
106 ÷ 112	1, *г*; 2, *г*	(13) ÷ (15)	$M_в = [(M_1\sin\alpha_1 + M_3\cos\beta_1 + M_4\cos\beta_2)^2 + (M_1\cos\alpha_1 + M_2 + M_3\sin\beta_1 + M_4\sin\beta_2)^2]^{0,5}$; (16) $\mathrm{tg}\alpha_в = (M_1\sin\alpha_1 + M_3\cos\beta_1 + M_4\cos\beta_2)(M_1\cos\alpha_1 + M_2 + M_3\sin\beta_1 + M_4\sin\beta_2)^{-1}$ (17)
113 ÷ 119	1, *д*; 2, *д*	(16) и (17)	$M_в = [(M_1\sin\alpha_1 + M_3\cos\beta_1)^2 + (M_1\cos\alpha_1 + M_2 + M_3\sin\beta_1)^2]^{0,5}$; (18) $\mathrm{tg}\alpha_в = (M_1\sin\alpha_1 + M_3\cos\beta_1)(M_1\cos\alpha_1 + M_2 + M_3\sin\beta_1)^{-1}$ (19)
120 ÷ 126	3, *а*; 4, *а*	(18) и (19)	$M_в = [(M_1\sin\alpha_1 + M_3 + M_4\cos\beta_2)^2 + (M_1\cos\alpha_1 + M_2 + M_4\sin\beta_2)^2]^{0,5}$; (20) $\mathrm{tg}\alpha_в = (M_1\sin\alpha_1 + M_3 + M_4\cos\beta_2)(M_1\cos\alpha_1 + M_2 + M_4\sin\beta_2)^{-1}$ (21)
127 ÷ 133	3, *б*; 4, *б*	(20) и (21)	$M_в = [(M_1\sin\alpha_1 + M_3\cos\beta_1 + M_4)^2 + (M_1\cos\alpha_1 + M_2 + M_3\sin\beta_1)^2]^{0,5}$; (22) $\mathrm{tg}\alpha_в = (M_1\sin\alpha_1 + M_3\cos\beta_1 + M_4)(M_1\cos\alpha_1 + M_2 + M_4\sin\beta_1)^{-1}$ (23)
134 ÷ 140	3, *в*; 4, *в*	(22) и (23)	$M_в = [(M_1\sin\alpha_1 + M_3)^2 + (M_1\cos\alpha_1 + M_2)^2]^{0,5}$; (24) $\mathrm{tg}\alpha_в = (M_1\sin\alpha_1 + M_3)(M_1\cos\alpha_1 + M_2)^{-1}$ (25)
141 ÷ 147	3, *г*; 4, *г*	(24) и (25)	$M_в = [(M_3\cos\beta_1 + M_4\cos\beta_2)^2 + (M_1 + M_3\sin\beta_1 + M_4\sin\beta_2)^2]^{0,5}$; (26) $\mathrm{tg}\alpha_в = (M_3\cos\beta_1 + M_4\cos\beta_2)(M_1 + M_3\sin\beta_1 + M_4\sin\beta_2)^{-1}$ (27)

Варианты уравновешивания (см. табл. 2)	Углы расположения противовесов коленчатого вала		
	Номер рисунка	Уравнения	Уравнения (номер)
148 ÷ 154	3, *д*; 4, *д*	(26) ÷ (28)	$M_в = (M_1^2 + M_3^2 + 2M_1M_3\sin\beta_1)^{0,5}$; (29) $\mathrm{tg}\alpha_в = M_3\cos\beta_1(M_1 + M_3\sin\beta_1)^{-1}$ (30)
155 ÷ 161	5, *а*; 6, *а*	(15), (28) ÷ (38)	$M_в = [(M_3 + M_4\cos\beta_2)^2 + (M_1 + M_4\sin\beta_2)^2]^{0,5}$; (39) $\mathrm{tg}\alpha_в = (M_3 + M_4\cos\beta_2)(M_1 + M_4\sin\beta_2)^{-1}$ (40)
162 ÷ 168	5, *б*; 6, *б*	(28), (39), (40)	$M_в = [(M_3\cos\beta_1 + M_4)^2 + (M_1 + M_3\sin\beta_1)^2]^{0,5}$; (41) $\mathrm{tg}\alpha_в = (M_3\cos\beta_1 + M_4)(M_1 + M_3\sin\beta_1)^{-1}$ (42)
169 ÷ 175	5, *в*; 6, *в*	(28), (41), (42)	$M_в = (M_1^2 + M_3^2)^{0,5}$; (43) $\mathrm{tg}\alpha_в = M_3 M_1^{-1}$ (44)

Противовесы, находящиеся на продолжении 3, 4, 5 и 6-й щек коленчатого вала, для вариантов 99÷105 и 134÷140 расположены в плоскости 2 и 3-го кривошипов (см. рис. 1, *в* и рис. 3, *в*). Поэтому значение момента M_3 находят по формуле:

$$M_3 = m_{в1}\rho_1 l_2 \omega^2 c_9. \quad (15)$$

Противовесы, находящиеся на продолжении 3, 4, 5 и 6-й щек коленчатого вала, для вариантов 113÷119 располагаются в одной плоскости, которая расположена под углом β_1 к плоскости 2 и 3-го кривошипов вала (см. рис. 1, *д*). Поэтому значение момента M_3 определяют также из уравнения (15).

Противовесы, находящиеся на продолжении 1, 2, 7 и 8-й щек коленчатого вала, для вариантов 141÷147 располагаются в плоскости 1 и 4-го кривошипов (см. рис. 3, *г*). Значение момента M_1 находят по формуле:

$$M_1 = m_в \rho_1 l_2 \omega^2 c_8. \quad (28)$$

Противовесы, размещенные на продолжении 1, 2, 7 и 8-й щек коленчатого вала, для вариантов 148÷154 находятся в плоскости его 1 и 4-го кривошипов (см. рис. 3, *д*). При этом противовесы, расположенные на продолжении 3÷6-й щек коленчатого вала, также находятся в одной плоскости, которая располагается под углом β_1 к плоскости 2 и 3-го кривошипов коленчатого вала. Моменты M_1 и M_3 в уравнениях (29) и (30) (см. табл. 5) вычисляют по формулам (28) и (15) соответственно.

Учитывая выше изложенное и формулы (2), (5), (8), (15), (28)÷(30), получим:

для вариантов 148 и 149

$$a = (c_8^2 + c_9^2 + 2c_8c_9\sin\beta_1)^{-0,5}; \quad (31)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_в = c_9\cos\beta_1(c_8 + c_9\sin\beta_1)^{-1}; \quad (32)$$

для вариантов 150 и 151

$$a = (36 + c_9^2 + 12c_9\sin\beta_1)^{-0,5}; \quad (33)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_в = c_9\cos\beta_1(6 + c_9\sin\beta_1)^{-1}; \quad (34)$$

для вариантов 152 и 153

$$a = (36 + c_{10}^2 + 12c_{10}\sin\beta_1)^{-0,5}; \quad (35)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_в = c_{10}\cos\beta_1(6 + c_{10}\sin\beta_1)^{-1}; \quad (36)$$

для варианта 154

$$a = (40 + 24\sin\beta_1)^{-0,5}; \quad (37)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_в = 0,25\,\mathrm{ctg}\beta_1. \quad (38)$$

Противовесы, расположенные на продолжении 1, 2, 7 и 8-й щек коленчатого вала, для вариантов 155÷168 находятся в плоскости его 1 и 4-го кривошипов (см. рис. 5, *а*, *б*). Момент M_1 рассчитывается по формуле (28).

Моменты M_1 и M_3 определяют соответственно по формулам (28) и (15). Тогда с учетом уравнений (43) и (44) (см. табл. 5) справедливы следующие зависимости:

для вариантов 169 и 170

$$a = (c_8^2 + c_9^2)^{-0,5}; \quad (45)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_в = c_9 c_8^{-1}; \quad (46)$$

для вариантов 171 и 172

$$a = (36 + c_9^2)^{-0,5}; \quad (47)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_в = 0,167c_9; \quad (48)$$

для вариантов 173 и 174

$$a = (36 + c_{10}^2)^{-0,5}; \quad (49)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_в = 0,167c_{10}; \quad (50)$$

для варианта 175

$$a = 0,158; \quad (51)$$

$$\mathrm{tg}\alpha_в = 0,333; \quad (52)$$

$$\alpha_в = 18°26'. \quad (53)$$

При правильном проектировании и изготовлении двигателей V-8 расчет значений по представленным в работе [1] и приведенным выше формулам всегда приводит к равенствам (52) и (53).

Таким образом, определяются массы и расположение противовесов коленчатого вала двигателей V-8 при всех возможных вариантах сочетаний их масс, расстояний до центра тяжести и углов расположения. При этом необходимо исходить из номинальной массы деталей КШМ с учетом ее увеличения при конструктивном усовершенствовании и ремонтных размеров этих деталей [1]. В этом случае свободный суммарный неуравновешенный момент полностью уравновешивается противовесами коленчатого вала. Масса и расположение противовесов зависят от постоянных конструктивных параметров и углов между плоскостями расположения противовесов и кривошипов. Исследования показали, что изменяя эти углы, можно добиться такого расположения противовесов, при котором в их секторе постоянно будут находиться неуравновешенные массы, вызывающие дисбалансы в обеих плоскостях коррекции коленчатого вала, что позволяет балансировать коленчатые валы и валы в сборе путем высверливания неуравновешенных масс из соответствующих противовесов при любых возможных начальных дисбалансах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Назаров А. Д.** Уравновешивание V-образных восьмицилиндровых двигателей установкой противовесов на продолжении всех щек коленчатого вала // Вестник машиностроения. 2005. № 3. С. 3—10.
2. **Назаров А. Д.** Повышение долговечности и улучшение виброакустических показателей двигателей // Вестник машиностроения. 2002. № 7. С. 7—11.
3. **Назаров А. Д., Назаров М. А.** Расчет массы противовесов коленчатого вала и уравновешивание V-образных восьмицилиндровых двигателей // Известия АН Туркменистана. 1995. № 6. С. 188—199.
4. **Назаров А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование. М.: Машиностроение, 1992. 272 с.

УДК 621.436.22

Б. М. АСТАШКЕВИЧ, д-р техн. наук, С. А. САПОЖНИКОВ, канд. техн. наук, А. С. БУЛЮК
(ВНИИЖТ, г. Москва)

Исследование биметаллических втулок цилиндров мощных дизелей

Втулки цилиндров дизелей являются базовой деталью цилиндропоршневого узла, поэтому к их конструкции и качеству материала, из которого они выполнены, предъявляются высокие требования.

Анализ причин отказов тепловозных и судовых дизелей показал, что 10÷15 % втулок выходят из строя вследствие усталостных и кавитационных повреждений.

Для изготовления втулок используют различные чугуны и стали, отличающиеся физико-механическими и трибологическими свойствами.

Втулки из серого низколегированного чугуна, обладая достаточно высокими антифрикционными свойствами, имеют, как правило, низкую кавитационную стойкость. Срок службы втулок цилиндров дизелей Д50М, K6S310DR, опирающихся на посадочное место верхней плиты блока цилиндров, сокращается из-за появления трещин в районе упорного бурта. В дизелях Д100 после 80÷120 тыс. км пробега машины 10 % втулок имеют коррозионно-усталостные трещины, идущие от резьбовых адаптерных отверстий. Втулки дизелей Д49, работающие в "сухом" блоке цилиндров с индивидуальным жидкостным охлаждением подрубашечного пространства, выходят из строя из-за образования усталостных трещин резьбовых отверстий для шпилек верхнего фланца. Невысокий ресурс втулок цилиндров судовых дизелей 8ТД48, 8Д043/61, VД26/20, 6Д50М с охлаждением морской водой связан с повреждениями кавитационными кавернами.

По усталостной прочности и кавитационной стойкости стальные втулки цилиндров дизелей в 2÷3 раза превосходят втулки из серого чугуна.

В машиностроении успешно используют и биметаллические втулки [1—4]. Наружные слои выполняются из стали, стойкой к усталостным, коррозионным и кавитационным повреждениям, а внутренние — из износостойкого антифрикционного материала. Биметаллические изделия изготовляют различными методами: плакированием, запрессовкой гильз, наплавкой, а также методом нанесения износостойких покрытий.

Одним из наиболее распространенных методов является центробежное литье, при котором основной задачей является надежность соединения слоев. При последовательно прерывистом наплавлении слоев в результате взаимодействия жидкого металла с кислородом воздуха происходит окисление свободной поверхности оплавляемого слоя заготовки, что препятствует надежному сплавлению слоев разного состава.

Для решения этой проблемы Украинской АН была разработана технология литья под слоем модифицирующего флюса [4]. Данный метод обеспечивает достаточно надежное соединение отдельных слоев и повышает качество биметаллических изделий.

Практический интерес представляют биметаллические втулки цилиндров (БВЦ), наружный слой которых выполнен из прочной стали, а внутренний — из антифрикционного комплекснолегированного чугуна. Были исследованы микростроение, механические свойства и

износостойкость БВЦ со стальной оболочкой и внутренним слоем из хромоникелевого чугуна, дополнительно легированного медью, бором и ванадием, полученных методом центробежного литья.

Методы и условия исследований

Исследовали БЦВ судовых дизелей 8ТД48 и VД26/20, отлитые на Кандалакшском опытно-механическом заводе. Химический состав стальной оболочки и антифрикционного БЦВ определяли с помощью эмиссионного спектрального анализа на приборе Spectrolab (табл. 1, 2).

Содержание меди изменяли путем введения порошкообразной окиси меди (ГОСТ 165—81) в заливочный желоб центробежной машины. Металлографический анализ осуществлялся в соответствии с ГОСТ 3443—87. Макро- и микроструктуры БВЦ определяли с помощью оптического микроскопа NEOPHOT-21. Макроструктуру исследовали методом серных отпечатков по Бауману и с помощью темплетов, подвергаемых глубокому травлению.

Исследование механических свойств биметаллического материала заключалось в определении твердости по Бринеллю, Виккерсу и микротвердости на приборе ПМТ-3, а также проводились испытания на статическую прочность при разрыве и на изгиб (см. табл. 1, 2).

При испытаниях на разрыв использовали гагаринские образцы диаметром 6 мм, выполненные из стальной оболочки и антифрикционного слоя втулок. Испытания проводили на пятитонном прессе Р-5. Прочность материала при изгибе оценивали на машине ЦДМ-10. Для этого из втулок изготовляли нестандартные призматические образцы с размерами 100 × 20 × 15 м.

Износостойкость определяли на машине МТШ-1. Образцы подвергали шлифованию. Параметр шероховатости Ra поверхности имел значения от 0,52 до 0,68 мкм. Для определения шероховатости использовался профилограф 201. Так как изнашивание деталей цилиндропоршневой группы происходит, главным образом, вследствие микросхватывания, при испытаниях обеспечивались условия разрушения поверхностей трения именно этого вида. Испытания проводили без применения смазочного материала. Параметром изнашивания была принята длина лунки, образующейся в образце.

Результаты исследований

Металлографическим методом была выявлена незначительная зональная ликвация, а также получена макроструктура переходной зоны стальной оболочки втулки в чугунный антифрикционный слой (рис. 1, *а*). Переходная зона имеет необходимую сплавляемость, однако на

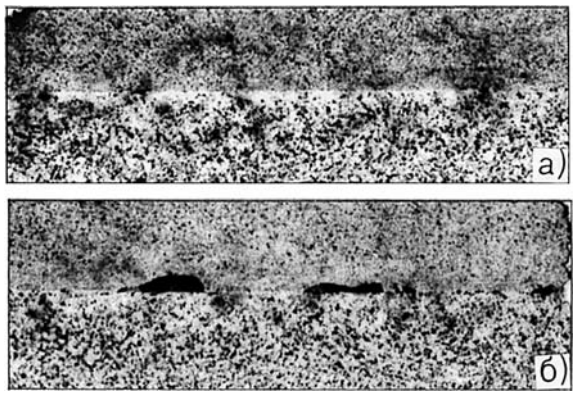


Рис. 1. Макроструктура БВЦ по Бауману:
а — удовлетворительное сплавление антифрикционного слоя со стальной оболочкой; *б* — наличие остатков окисных пленок в зоне сопряжения слоев

Таблица 1

Химический состав и механические свойства стальных оболочек БВЦ

Плавка	Содержание химических элементов, %								Показатели механических свойств		
	C	Si	Mn	P	Cr	Ni	Mo	Cu	$\sigma_в$, МПа	σ_{-1}, МПа	HB
C1	0,560	1,07	1,27	0,052	0,160	0,2	0,030	0,241	615	317	253
C2	0,394	0,792	0,918	0,054	0,153	0,211	0,069	0,198	547	248	247
C3	0,215	0,773	1,190	0,031	0,381	0,054	0,053	0,410	483	255	235

Примечание. Содержание серы в стальных оболочках не превышает 0,022 %.

Таблица 2

Химический состав и механические свойства антифрикционных слоев БВЦ

Плавка	Содержание химических элементов, %										Показатели механических свойств			
	C	Si	Mn	P	Cr	Ni	Mo	Cu	V	B	$\sigma_в$, МПа	σ_{-1}, МПа	$\sigma_и$, МПа	HB
1	3,14	1,670	0,907	0,156	0,283	0,210	0,0318	0,87	0,124	0,017	397	148	585	261
2	3,09	1,651	0,751	0,132	0,291	0,356	0,025	0,71	0,120	0,017	290	132	510	257
3	3,15	1,670	0,842	0,161	0,381	0,362	0,053	0,69	0,14	0,018	273	127	490	250
4	3,07	1,742	0,8	0,145	0,271	0,298	0,084	0,53	0,121	0,014	260	121	477	245
5	3,08	1,640	0,83	0,154	0,320	0,241	0,047	0,45	0,12	0,014	249	113	470	241
6	3,11	1,650	0,74	0,125	0,250	0,205	0,085	0,08	—	—	230	97	329	217

Примечание. Содержание серы и титана не превышает 0,022 ÷ 0,04 %.

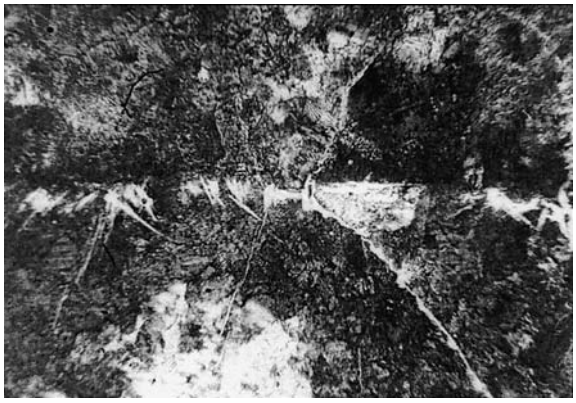


Рис. 2. Микроструктура зоны сплавления антифрикционного слоя со стальной оболочкой БВЦ

некоторых образцах были обнаружены небольшие участки окисных пленок и скопления неметаллических включений, образующих несплошности длиной 0,5÷10 мм (рис. 1, *б*).

Матрица стальной оболочки БВЦ в исходном состоянии имеет структуру перлита с сеткой феррита. В зоне сплавления (ширина зоны 1100÷1200 мкм) имеет место проникновение чугуна в стальную оболочку (рис. 2), которая обогащается углеродом, кремнием, марганцем, ванадием, медью и бором (табл. 3), что изменяет ее структуру и свойства.

В переходной зоне происходит взаимная диффузия атомов в граничные объемы металла еще до оплавления контактной поверхности стальной оболочки втулки. Это указывает на то, что процессу жидкотвердофазного взаимодействия предшествует взаимный обмен химическими элементами в сопряжении.

После сплавления стальной оболочки с чугуном происходит смешение расплавов, миграция химических элементов, которая подчиняется законам тепло- и массообмена (конвекции). При наличии участков разделяющих пленок окисного происхождения, которые затрудняют миграцию химических элементов в жидком состоянии, обмен происходит в результате диффузии.

Это подтверждается исследованиями, проведенными в ИПЛ Украинской АН [5]. Исследования показали, что на границе перехода от стали к чугуну матрица антифрикционного слоя имеет широкий спектр различных микроструктур (см. рис. 2). По мере удаления от стального слоя изменяется также микроструктура чугуна зоны сплавления. Графитовые включения от точечного и сетчатого распределения переходят к розеточному завихренному распределению пластинчатой формы (ПГд45÷ПГд180; ПГр3; ПГ6). Структура чугуна у переходной зоны представляет собой пластинчатый перлит (ПТ1; П; Пд0,5÷Пд1,0) с фосфидной эвтектикой (Ф1; Ф4; Фр1; Фр2; Фп 2000÷Фп6000).

Такая неоднородность по толщине слоя оказывает влияние на трибологические свойства чугуна и должна учитываться при определении параметров антифрикционного слоя.

Увеличение количества бора и меди в чугунном слое БВЦ значительно влияет на структуру матрицы чугуна и структуру графитовых включений в направлении повышения дисперсности фаз, а также уменьшает длину графитовых включений. Наиболее рациональную структуру имеет опытный образец чугуна с содержанием 0,87 % Cu и 0,07 % B (рис. 3, *а*, *б*), взятый на расстоянии 4÷6 мм от условной границы сплавления.

Металлографическими исследованиями биметаллических втулок, имевших сплошное сплавление слоев, были выявлены участки переходной зоны со структурой в виде, так называемых, "пачек" игольчатых пластин,

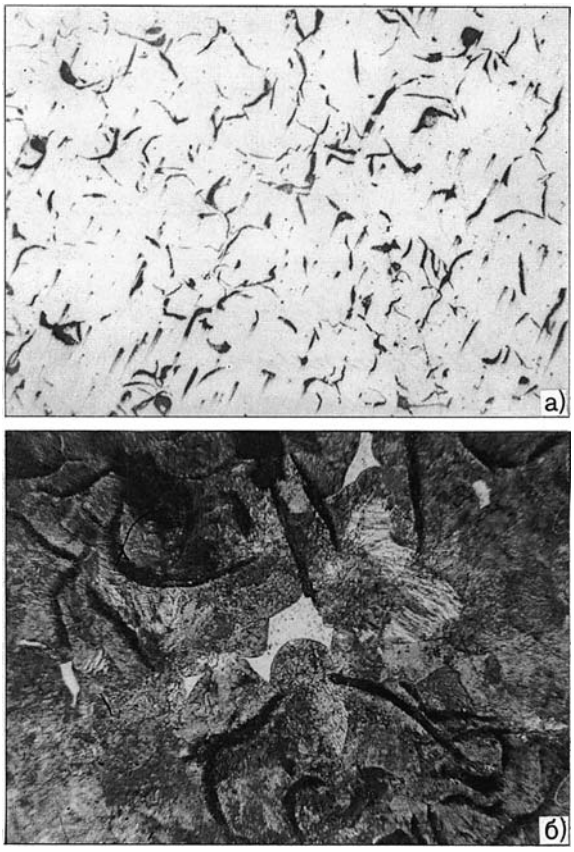


Рис. 3. Характерная микроструктура чугуна антифрикционного слоя:
а — до травления; *б* — после травления

Таблица 3

Химический состав различных участков БВЦ, %

Участок	C	Si	Mn	P	Cr	Ni	Mo	V	Cu	B
Стальная оболочка	0,39	0,292	0,918	0,054	0,153	0,211	0,0689	0,020	0,198	—
Зона сплавления	1,29	0,852	0,933	0,073	0,179	0,223	0,0356	0,070	0,482	0,015
Антифрикционный слой	3,14	1,670	0,907	0,156	0,253	0,310	0,0328	0,124	0,870	0,012

ориентированных по Видманштету (см. рис. 2). У образцов с остатками разделяющих окисных пленок и шлаков в зоне сопряжения наблюдалась резкая структурная граница между чугуном и сталью, что указывает на особые условия формирования структуры переходной зоны, обусловливающие надежное соединение двух слоев.

Анализ зоны сплавления на микротвердость показал влияние структуры на механические свойства материала (рис. 4). Результаты исследования показали, что диффузионные процессы, взаимная миграция химических элементов в твердожидком состоянии изменяют химический состав зоны сплавления биметаллического сопряжения. Это особенно выражено в граничных объемах металла стальной оболочки.

Увеличение содержания углерода, кремния, марганца и легирующих химических элементов повышает твердость в зоне условной границы слоев. Важную роль при этом играют интенсивность реакции восстановления разделяющих окисных пленок до ферритной фазы и теплового процесса, скорость протекания диффузии и сплавления контактирующих поверхностей. Прочность соединения двух слоев во многом зависит от общей площади сплавления и размеров остатков неметаллических включений.

Механические свойства антифрикционного слоя БВЦ из хромоникелевого чугуна, дополнительно легированного медью и микродобавками ванадия и бора, представлены в табл. 4.

Анализ механических испытаний указывает на то, что увеличение содержания меди, бора и ванадия в чугуне заметно повышает прочность (см. табл. 4, показатели $\sigma_в$ и $\sigma_и$ для плавок 1 и 2).

На свойства антифрикционного слоя биметаллической втулки благоприятно влияет увеличение содержания меди. Оптимальные значения показателей механических свойств чугунного слоя имеет втулка плавки 1 с содержанием 0,87 % Cu, 0,012 % B и 0,14 % V.

Приведенные результаты испытаний коррелируют

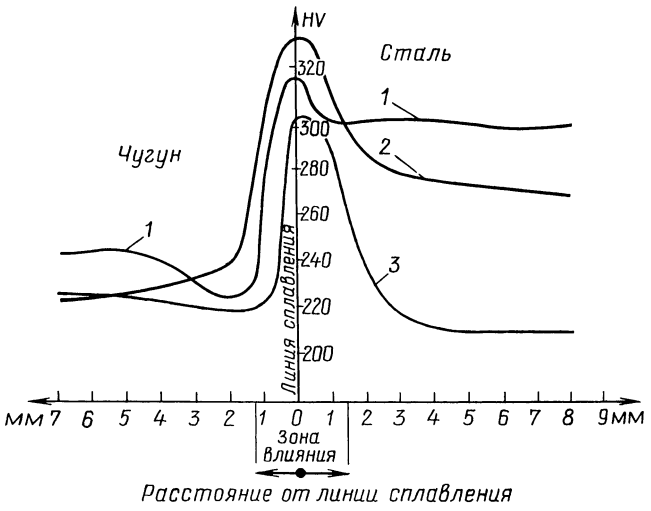


Рис. 4. Зависимости изменения микротвердости от расположения объемов металлов относительно линии сплавления при сплавлении антифрикционного слоя БВЦ со стальной оболочкой для плавок 1 (*1*), 2 (*2*) и 3 (*3*)

Таблица 4

Химический состав и механические свойства антифрикционного слоя БВЦ

Плавка	Содержание химических элементов, %			Показатели механических свойств			
	Cu	V	B	$\sigma_в$	$\sigma_и$	σ_{-1}	HB
				МПа			
1	0,87	0,14	0,012	395	585	148	261
2	0,71	0,12	0,017	290	510	132	257
3	0,69	0,14	0,018	273	490	127	250
4	0,53	0,12	0,014	260	477	121	245
5	0,45	0,12	0,014	249	470	120	241
6	0,08	—	—	230	329	97	217

с данными исследований монометаллических втулок [6, 7], отлитых из чугуна, легированного медью и бором, которые раскрывают влияние модифицирующих и легирующих присадок на свойства чугуна.

Установлено, что увеличение содержания меди от 0,22 до 0,60 % приводит к повышению прочности и твердости материала. Повышение содержания меди (свыше 0,65 %) вызывает значительное изменение этих показателей. Объясняется это неоднозначным влиянием меди на свойства чугуна. Увеличение содержания меди, с одной стороны, приводит к усилению графитизирующего эффекта и небольшому снижению прочности. Наибольший графитизирующий эффект имеет место при содержании в чугуне до 0,7 % меди. С другой стороны, в процессе растворения меди в решетке железа повышается энергия связи, затрудняются элементарные акты движения дислокаций, что препятствует развитию дислокационных процессов в микрообъемах металла, улучшая механические свойства чугуна.

Микролегирование чугуна ферробором (до 0,10÷0,15 % жидкого металла) оказывает положительное влияние на механические свойства втулки, повышая прочность даже при небольшом содержании меди.

Интересные результаты дали испытания биметалла на изгиб. В зоне растяжения антифрикционного слоя в зависимости от качества литья втулок наблюдалось различное распространение трещины и поведение биметалла в районе сплавления. В образцах с хорошим сплавлением двух металлов при испытании образцов трещина проходила через зону соединения без изгибов. В этом месте она имела лишь небольшую ступеньку из-за различия механических свойств чугуна и стали (рис. 5, *а*). В образцах с наличием в зоне соединения остатков окисных и шлаковых пленок, нарушающих сплошность, трещина изменяла свое направление (рис. 5, *б*) и шла вдоль зоны соединения, что являлось причиной недостаточной прочности соединения металлов.

Таким образом, испытание на изгиб до появления трещины и разрушения в средней части образцов позволило определить качество соединения антифрикционного слоя со стальной оболочкой. В результате было установлено, что большинство образцов не имело признаков расслоения в зоне соединения. Однако на неко-

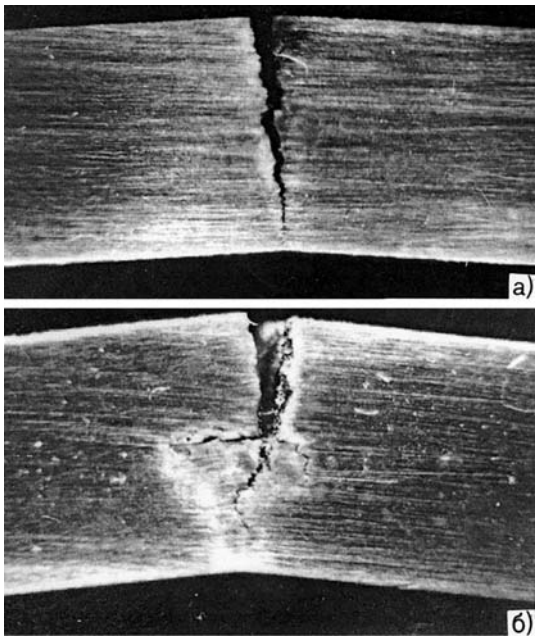


Рис. 5. Образование трещин в зоне сплавления:
а — надежное сплавление стали и чугуна; *б* — наличие шлаковых и окисных пленок

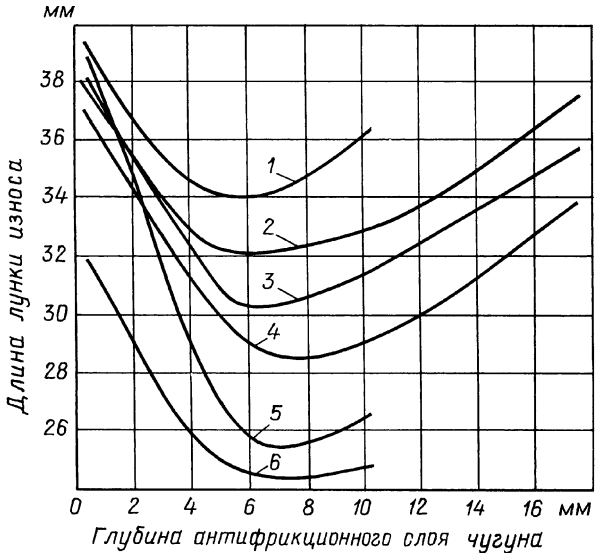


Рис. 6. Зависимости изменения длины лунки износа по глубине антифрикционного слоя БВЦ для чугунов разного состава:
1, *2* — 0,08÷0,45 % Cu без микродобавок V и B;
3, *4* — 0,53÷0,69 % Cu с дополнительным легированием (0,12÷0,14 % B и V);
5, *6* — легированный чугун (0,71÷0,87 % Cu, 0,12÷0,14 % V, 0,12÷0,17 % B)

торых образцах были обнаружены несплошности и надрывы по границе слоев. В переходной зоне имели место цепочки остатков неметаллических включений в виде окисных пленок.

Испытания на изгиб и металлографические исследования позволили определить надежность соединения чугуна и стали в биметаллической втулке и изучить характер разрушения металла в контактной зоне. Результаты испытания на изгиб в определенной мере коррелируют с результатами испытаний на растяжение.

Трибологические свойства антифрикционного слоя БВЦ изменяются в зависимости от расположения слоев относительно линии сплавления и зависят от химического состава чугуна, его макро- и микроструктуры и механических характеристик, которые предопределяются особенностью процесса кристаллизации металла при центробежном литье, т. е. неоднородностью отливки. Твердость чугуна составляла 217÷261 HB, ее значения изменялись в зависимости от количества углерода, кремния и легирующих химических элементов, в частности от количества микродобавок ванадия и ферробора.

Исследования показали эффективность применения модифицирующих флюсов [4].

Триботехнические свойства БВЦ существенно улучшаются при комплексном легировании и модифицировании материала втулок (рис. 6). Медь и бор повышают прочностные свойства чугуна, сдерживая развитие очагов схватывания при трении. Однако влияние меди сводится, главным образом, к модифицированию поверхностей трения [7]. Медь активно мигрирует в деформированные насыщенные линейными и точечными дефектами объемы тонкой структуры металла в зоне фрикционного контакта. Она создает слои, препятствующие глубинному повреждению поверхностей узлами схватывания и их интенсивному изнашиванию из-за микросхватывания.

Увеличение содержания меди существенно снижает изнашивание антифрикционного слоя БВЦ, особенно когда чугун подвергается комплексному модифицированию и микролегированию бором и ванадием [7].

Влияние меди и никеля на механические свойства чугуна одинаково, но действие меди несколько слабее. Присадка меди повышает прочностные характеристики изделия. Присутствие химических элементов, препятствующих графитизации, которыми являются хром, марганец, молибден, ванадий и бор [6], существенно усиливает влияние меди. Такое же воздействие оказывает медь в комплексе с бором: происходит измельчение графитовых включений, повышается однородность структуры, улучшаются свойства чугунных отливок.

Присадки бора оказывают стабилизирующее воздействие. Этот химический элемент затрудняет зарождение и рост графитовых включений при кристаллизации чугуна, что способствует увеличению степени переохлаждения расплава. Это связано с адсорбционным торможением зарождения и роста графитовых включений. Одновременно формируется дисперсная металлическая основа — перлит (Пд0,3÷Пд0,5) и графит (ПГф1, ПГф2) с равномерным распределением (ПГд90, ПГр1) общей площадью от 4 до 6 %. Однако при увеличении количества бора (свыше 0,12 %) увеличивается количество структурно-свободного цементита (Ц2, Цп2000÷Цп6000) и включений фосфидной эвтектики с пластиной цементита (ГОСТ 3443—87), что значительно снижает трибологические свойства чугуна.

Анализ результатов исследования

Одним из важных требований к качеству биметаллической детали является обеспечение надежной связи слоев по периметру отливки. Для этого необходимо соблюдение технологических режимов литья, применение эффективных флюсов, кроме того, должна обеспечиваться совместимость используемых металлов.

Сплавление антифрикционного слоя со стальной оболочкой во многом зависит от поверхностной активности легкоплавкого флюса, который подается на струю металла при заливке первого стального слоя втулки. Жидкий флюс центробежными силами вытесняется на свободную поверхность отливки, оказывая защитное антиокислительное воздействие [4].

При затвердевании первого слоя флюс, имеющий температуру плавления ниже температуры солидуса заливаемого металла, находится в жидком состоянии и при заливке второго слоя под действием центробежной силы поступает на неокисленную поверхность залитого металла. Антифрикционный слой отливки в изложнице центробежной машины обрабатывается флюсом, имеющим в своем составе легирующие и модифицирующие присадки, которые оказывают положительное влияние на структуру, механические и трибологические свойства антифрикционного слоя БВЦ.

Флюсы должны обеспечивать хорошую растворимость окислов, образующихся на свободной поверхности шлаков, и обладать хорошей смачиваемостью и высокой поверхностной активностью. Это уменьшает поверхностное натяжение на границе "жидкий расплав — флюс" ($\sigma_{жр}$) и увеличивает поверхностное натяжение на границе "твердое тело — флюс" ($\sigma_{тф}$) [1], что следует из уравнения

$$\cos\theta = (\sigma_{тф} - \sigma_{тж})/\sigma_{жф},$$

где θ — краевой угол смачивания; $\sigma_{тф}$, $\sigma_{тж}$, $\sigma_{жф}$ — поверхностное натяжение соответственно на границах "твердое тело — флюс", "твердое тело — жидкий расплав", "жидкий расплав — флюс".

Исследование зоны соединения на микротвердость выявило некоторые особенности перехода стальной оболочки втулки в антифрикционный слой чугуна. Отдельные образцы имели небольшие участки скопления неметаллических включений. Было установлено, что с увеличением углерода с 0,215 до 0,56 % в стальной оболочке на условной границе сопряжения чугуна со сталью твердость повышается. По мере удаления от границы сплавления происходит снижение твердости, что указывает на взаимную миграцию химических элементов.

Для оценки надежности соединения антифрикционного слоя втулок со стальной оболочкой образцы из БВЦ испытывали на изгиб. В большинстве случаев признаков расслоения в зоне соединения стали с чугуном не наблюдалось. Однако у образцов, имевших в переходной зоне цепочки остатков оксидных пленок и шлаковых включений, при испытании на изгиб были обнаружены расслоения и снижение прочности.

Надежность соединения двух металлических частей зависит от площади сплавления, качества переходной зоны и наличия неметаллических пленок в случае жидкотвердофазного взаимодействия контактирующих металлических слоев [4].

На качество сплавления и механические свойства рабочих слоев биметаллической отливки оказывают влияние различные факторы, главными из которых являются качество подготовки контактирующих поверхностей и уровень управления теплофизическими параметрами формирования переходной зоны. Подготовку контактирующих поверхностей обеспечивают модифицирующие флюсы, при применении которых образуются защитные шлаки, обладающие высокой поверхностной активностью. Параметры формирования переходной зоны зависят от структуры переходной зоны и физико-механических и трибологических свойств рабочих слоев БВЦ.

Для оптимизации параметров технологического процесса центробежного литья БВЦ необходимы фундаментальные прикладные гидродинамические исследования процесса, изучение межфазных и поверхностных явлений, диффузионных и теплообменных процессов на границе фаз, анализ напряженного состояния детали.

Трибологические исследования антифрикционного слоя, легированного медью, ванадием и бором, показали, что его износостойкость меняется в зависимости от расположения слоя относительно линии сплавления (см. рис. 6). Наибольшая износостойкость наблюдается на расстоянии 3÷5 мм от границы сплавления. Кроме того, содержание в биметаллических отливках легирующих химических элементов (Cu, V, B) влияет на сопротивляемость изнашиванию. Улучшает строение вторичных структур легирование чугуна ванадием и бором в комплексе с медью (рис. 7). Происходит модифицирование вторичных структур в поверхностных слоях трения. Медь активно мигрирует в деформированные насыщенные линейными и точечными дефектами объемы металла в зоне фрикционного контакта, создает слои, препятствующие глубинному повреждению поверхностей и их интенсивному изнашиванию. Медь в процессе самоорганизации при трении обеспечивает хорошую структурную приспосабливаемость сопряженных по-

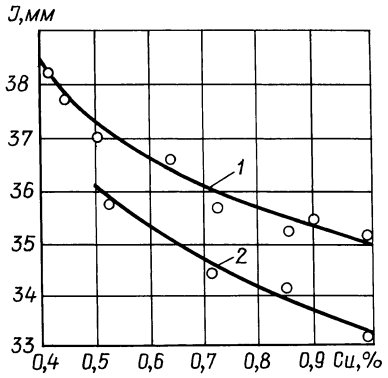


Рис. 7. Зависимости изменения изнашивания *J* хромоникелевого чугуна антифрикционного слоя БВЦ от содержания меди:
1 — чугун без микродобавок V и B; *2* — чугун, микролегированный V и B

верхностей и создает защитные слои, обеспечивающие высокую сопротивляемость основному виду изнашивания деталей цилиндропоршневой группы вследствие микросхватывания [8, 9].

Дальнейшее развитие литья биметаллических отливок центробежным способом должно основываться на исследованиях гидродинамических особенностей течения металла при наличии градиента температур и наложения внешних воздействий и использовании методов физического моделирования для оптимизации технологических параметров, структуры, улучшения трибологических и механических свойств изделий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лекедемонский А. В.** Биметаллические отливки. М.: Машиностроение, 1984. 180 с.
2. **Баландин Г. Ф.** Основы формирования отливки. Ч. I. М.: Машиностроение, 1976. 328 с.
3. **Костенко Г. Д., Снежко А. А.** Технологические основы процессов получения биметаллических отливок // Литейное производство. 1979. № 5. С. 25—27.
4. **Теория** и практика процессов получения биметаллических и многослойных отливок // Сб. науч. тр. АН УССР. ИПЛ. 148 с.
5. **Диффузионное** перераспределение легирующих элементов при формировании биметаллических отливок / Г. Д. Костенко, В. Б. Крик, В. В. Горский и др. // Литейное производство. 1986. № 8. С. 9—10.
6. **Асташкевич Б. М., Сиротин А. К., Булюк А. С.** Механические свойства и износостойкость чугуна центробежно-литных втулок цилиндров ДВС, содержащих медь и бор // Сб. докл. МВ ИМУ. Мурманск: 1990. С. 52—55.
7. **Асташкевич Б. М., Булюк А. С.** Влияние меди и бора на износ чугуна цилиндровых втулок, отлитых центробежным способом // Вестник ВНИИЖТ. 1991. № 6. С. 45—47.
8. **Асташкевич Б. М.** Избирательный перенос в трибосопряжениях деталей цилиндропоршневой группы дизелей // Эффект безызносности и трибологии. 2003. № 2. С. 72—81.
9. **Асташкевич Б. М.** Влияние качества чугуна на износостойкость и прочность цилиндровых втулок тепловозных дизелей // Повышение надежности и долговечности деталей подвижного состава и пути. М.: Транспорт. 1977. С. 93—104.

УДК 621.833.38-036

В. И. МОЛЧАНОВ, канд. техн. наук (Орловский государственный аграрный университет)

Исходные червяки для металлополимерных червячных передач

Анализ исследований полимерных материалов на усталостную прочность показал, что основным видом разрушения, ограничивающим нагрузочную способность металлополимерных червячных передач, является усталостный излом зуба зубчатого колеса у основания.

Характер излома зависит от геометрических, технологических и эксплуатационных факторов. Определение оптимальных значений основных геометрических параметров для построения контуров витка исходного червяка выполняется с учетом наиболее значимых факторов.

Обоснование выбора исходного червяка

Исходный червяк металлополимерной червячной передачи должен иметь профиль исходного производящего червяка в соответствии с ГОСТ 19036—94.

Исходный червяк, обеспечивающий максимальную несущую способность червячной передачи, должен удовлетворять двум условиям:

первое — полимерный зуб зубчатого колеса и металлический виток червяка должны составлять передачу, близкую к равнопрочной передаче по излому;

второе — переход у основания зуба должен иметь такой радиус кривизны, при котором концентрация возникающих напряжений будет минимальной.

Первое условие удовлетворяется, если толщина полимерного зуба в опасном (расчетном) сечении [1, 2] рассчитывается по формуле

$$s_{\text{пл}} = s_{\text{м}} \sqrt{K_F h_{\text{м}} / h_{\text{пл}}}, \qquad (1)$$

где $s_{\text{м}}$ — толщина в опасном сечении витка червяка; K_F — коэффициент, равный отношению допускаемых изгибных напряжений для металла и полимера; $h_{\text{м}}$, $h_{\text{пл}}$ — плечи приложения нагрузок соответственно для витка червяка и зуба зубчатого колеса.

Формула (1) указывает на возможность повышения изломной прочности полимерного зуба за счет избыточной прочности металлического витка червяка. Изготовление такой червячной передачи, близкой к равнопрочной передаче, возможно при использовании нестандартного режущего инструмента соответствующего профиля.

Для выполнения второго условия необходимо определить предельные значения радиуса кривизны переходной кривой зуба реального зубчатого колеса при условии обязательного утонения зубьев и с учетом температурно-влажностных деформаций по рекомендациям, приведенным в работе [3].

Для обеспечения нормальной работы червячной передачи следует установить определенный гарантированный боковой зазор, величина которого зависит от толщины зуба и слоя смазочного материала, межосевого расстояния и величины температурной деформации.

Полимеры по сравнению с металлами имеют малую жесткость и высокие коэффициенты линейного расширения. Поэтому деформация изгиба зубьев зубчатого колеса может быть значительной. Это надо учитывать при выборе величины бокового зазора. Следовательно, в червячных передачах с полимерными зубчатыми ко-

лесами при прочих равных условиях боковые зазоры должны быть больше, чем в металлических червячных передачах. Значение рекомендуемых боковых зазоров для металлополимерных червячных передач при различных значениях величины межосевого расстояния и вида сопряжений приведены в табл. 2.11 работы [1].

В последнее время используются модифицированные исходные контуры [4, 3] для цилиндрических зубчатых передач, при расчете которых сделана попытка определения оптимальных значений угла профиля зуба (α_0), коэффициента высоты головки зуба (h^*), а также других параметров и соотношений между ними. Цель — повышение работоспособности зубчатых передач в конкретных условиях эксплуатации.

Так, например, для мелкомодульных металлополимерных зубчатых передач в работе [3] предложен исходный контур с увеличенным коэффициентом высоты головки зуба, учитывающий предрасположенность данных передач к заклиниванию и недопустимому снижению значений коэффициента перекрытия в случае, когда необходимый боковой зазор достигается увеличением межосевого расстояния зубчатых колес.

Предложенный исходный контур позволяет обеспечить величину нормального бокового зазора j_n зубчатой передачи до $0{,}8m$, где m — модуль, в то время как для передач, зубчатые колеса которых изготовлены с помощью инструмента со стандартным исходным контуром, $0{,}25m \leqslant j_n \leqslant 0{,}3m$. Переходная кривая предлагаемого исходного червяка полностью скруглена.

Оптимальные параметры производящего реечного контура предопределены стремлением сформировать переходные кривые так, чтобы уменьшить концентрацию возникающих напряжений [4].

За рубежом стандартизованные исходные контуры имеют следующие параметры: угол профиля (α_0) 15° и 14°30′; коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$; коэффициент радиального зазора c_0^* от 0,157 до 0,2.

При уменьшении α_0 и увеличении h_a^* повышаются кинематическая точность зацепления и упругая податливость зубьев, что позволяет реализовать многопарный контакт и перераспределить нагрузку между зубьями. С увеличением α_0 и уменьшением h_a^* увеличивается жесткость, уменьшается скольжение зубьев, что способствует повышению их износостойкости. С увеличением α_0 повышается контактная прочность.

Учитывая главную причину выхода из строя полимерных зубчатых колес, для последующей проверки по излому был выбран исходный червяк, у которого угол профиля в точке на концентрической окружности $\alpha_x = 20°$, а $h_a^* = 1$. Из-за высокой податливости полимерных зубьев на практике не наблюдается предсказываемого теорией значительного повышения несущей способности при увеличении α_0 [5, 6]. Кроме того, при увеличении профильного угла (начиная с $\alpha_x = 25°$ и более) и нормальной высоте зубьев увеличивается радиус кривизны переходной кривой, а это приводит к росту максимального изгибного напряжения.

Новые типы исходных червяков

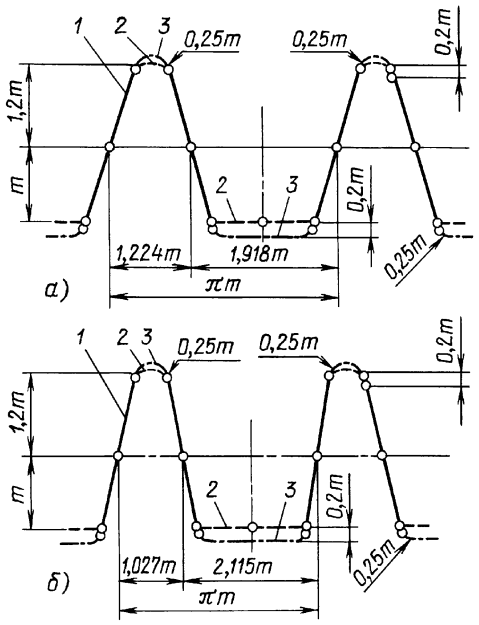
Данными при разработке исходных червяков металлополимерных червячных передач являются такие физико-механические показатели капролона и бронзы, как предел прочности при растяжении, модуль упругости и теплостойкость. За основу был взят исходный червяк по ГОСТ 19036—81 для сочетания материалов "сталь—бронза". Было принято, что несущая способность по излому зубьев капролоновой червячной передачи примерно в 2 раза меньше, чем червячной передачи с зубчатым колесом из бронзы той же конструкции и габаритных размеров [5].

Для обеспечения изгибной равнопрочности с учетом формулы (1) были увеличены толщины капролоновых зубьев в опасном сечении на $0{,}348m$ и $0{,}545m$ соответственно для $\alpha_x = 20°$ и $\alpha_x = 15°$. Максимальное значение радиуса кривизны переходной кривой на расстоянии $1{,}2m$ от делительной прямой $\rho_t = 0{,}25m$.

На рисунке представлены исходные червяки для металлополимерных червячных передач, разработанные с учетом указанных выше условий и рекомендаций, которые представлены в работах [2, 3, 7—9]. Они предназначены для сочетания материалов "сталь—капролон" и эксплуатации при температуре 40÷80 °С.

Предварительно за основной был принят исходный червяк $\alpha_x = 20°$. Червячные передачи с этим червяком испытывались при статическом нагружении и эксплуатации.

Предлагаемые новые типы исходных червяков позволяют повысить нагрузочную способность металлополимерной червячной передачи соответственно на 22 и 35 %.



Контуры витков исходных червяков для металлополимерных червячных передач:
а — для $\alpha_x = 20°$; *б* — для $\alpha_x = 15°$; *1* — совпадающие контуры витков исходного червяка и исходного производящего червяка; *2* — контур витков исходного червяка; *3* — контур витков исходного производящего червяка

УДК 534.631:621.833

В. А. ЖУЛАЙ, канд. техн. наук, В. И. ЕНИН, канд. физ.-мат. наук (ВГАСУ, Воронеж)

Спектральный анализ виброакустического сигнала зубчатой передачи

Рассмотрен используемый в задачах виброакустической диагностики технического состояния зубчатых передач спектральный анализ виброакустического узкополосного сигнала, представляющего собой поток высокочастотных импульсов, имеющих одинаковую форму. Амплитуда и момент появления этих импульсов являются независимыми случайными величинами, распределенными по нормальному закону. Приведены аналитические зависимости для определения спектральных характеристик такого виброакустического сигнала зубчатой передачи и дан их анализ.

Vibrant-acoustic narrow-band signal structural analysis, used at vibrant-acoustic test of gearing working order is covered. The signal is a high-frequency in-filled momentum flux of similar forms amplitude occurrence of these momentum are independent random values, distributed according to the normal law. Analytic dependences are given to determine spectral characteristics of such gearing vibrant-acoustic signal, and analysis of these characteristics is given.

В задачах виброакустической диагностики машин и механизмов для анализа структуры виброакустического процесса широко используются спектрально-корреляционные методы обработки первичного информационного сигнала.

Ударные динамические нагрузки, возникающие при пересопряжении зубьев, возбуждают в динамической системе редуктора сложные затухающие колебания. При этом вынужденный переходный режим спустя некоторое время, равное продолжительности действия импульса возмущающей силы, прекращается, а система далее совершает затухающие свободные колебания в диапазоне собственных частот.

При одновременном воздействии возмущающих импульсов на систему со многими степенями свободы откликаются все собственные частоты этой системы. Однако наибольшая амплитуда отклика будет наблюдаться на одной из собственных частот элемента конструкции редуктора, наиболее близко расположенного к месту приложения возмущающего воздействия. Поэтому считают, что для виброакустического диагностирования дефектов зубчатых передач наиболее перспективным является анализ узкополосного процесса, полученного в результате полосовой фильтрации исходного сигнала в районе частоты наиболее значимых собственных колебаний конструкций редуктора [1, 2].

Известно, что воздействие на упругоинерционную динамическую систему с демпфированием возбуждения в виде единичного мгновенного импульса вызывает реакцию в виде:

$$x(t) = \frac{1}{\omega_c} e^{-\alpha t} \sin\omega_c t,$$

где ω_c — собственная частота динамической системы; α — коэффициент затухания.

Таким образом, виброакустический сигнал работающей зубчатой передачи представляет собой поток импульсов с высокочастотным заполнением, являющихся откликом механической колебательной системы на последовательность силовых возмущающих импульсов, следующих друг за другом с зубцовой частотой. Функция $x_0(t) = \frac{1}{\omega_c} e^{-\alpha(t - t')}$, характеризующая изменение амплитуды гармонических колебаний, является огибающей этих импульсов [1, 2].

Из-за наличия погрешностей изготовления и эксплуатационных дефектов виброакустические колебания корпусных элементов работающих зубчатых редукторов представляют собой стационарный поток неперекрывающихся или перекрывающихся импульсов с высокочастотным заполнением и случайными амплитудой и фазой. Таким образом, получаемый с датчиков первичный сигнал является в общем случае случайным процессом с амплитудно-импульсной модуляцией [1, 2].

Найдем спектральную плотность узкополосного (отфильтрованного) сигнала, представляющего поток им-

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Альшиц И. Я., Благов Б. М.** Проектирование деталей из пластмасс. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
2. **Белый В. А., Свириденок А. Н., Щербаков С. В.** Зубчатые передачи из пластмасс. Минск: Наука и техника, 1965. 248 с.
3. **Гавриленко В. А., Москалев М. А., Остапенко О. Н.** Мелкомодульные металлополимерные зубчатые передачи. М.: Машиностроение, 1972. 184 с.
4. **Вулгаков Э. Б., Василина Л. М.** Эвольвентные зубчатые передачи в обобщающих параметрах: Справочник. М.: Машиностроение, 1978. 174 с.
5. **Белый В. А., Старжинский В. Е., Щербаков С. В.** Металлополимерные зубчатые передачи. Минск: Наука и техника, 1981. 351 с.
6. **Cornelius E. A., Budich W.** Untereisuchungen an Zahnrädern aus Acetal-Harzen // Konstruktion. 1970. Bd. 22. N 3. S. 103—116.
7. **Ермаков В. А.** Зубчатые колеса из неметаллических материалов. М.: Машиностроение, 1966. 68 с.
8. **Земляков Н. П.** Прочность деталей из пластмасс. М.: Машиностроение, 1972. 158 с.
9. **Сабиашвили Ш. К.** Исследование изломной прочности прямозубных цилиндрических зубчатых колес из полиамидов при различных исходных контурах // Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Тбилиси, 1965. 21 с.

пульсов с высокочастотным заполнением, имеющих одинаковую форму. Амплитуда и момент появления этих импульсов являются независимыми случайными величинами, распределенными по нормальному закону [1]. Такой сигнал имеет вид:

$$x(t) = \sum_{k=-N/2}^{N/2} A_k \Phi(t - kT_и + \varepsilon_k) \sin[\omega_0(t - kT_и + \varepsilon_k)],$$

где A_k — случайная амплитуда; $T_и$ — средний период импульсов; ε_k — отклонение момента появления импульса от $T_и$; Φ — нормированная форма импульса.

Для спектра сигнала можно записать прямое и обратное преобразования Фурье: $S(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt$;

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) e^{i\omega t} dt.$$

Для ограниченной по времени реализации сигнала спектр будет иметь вид:

$$S_T(\omega) = \sum_{k=-N/2}^{N/2} \int_{-\infty}^{\infty} A_k \Phi(t - kT_и + \varepsilon_k) \times \\ \times \sin[\omega_0(t - kT_и + \varepsilon_k)] e^{-i\omega t} dt. \quad (1)$$

Введем переменную $t' = t - kT_и + \varepsilon_k$, откуда выразим $t = t' + kT_и - \varepsilon_k$. Подставим это значение t в формулу (1) и получим:

$$S_T(\omega) = \sum_{k=-N/2}^{N/2} \int_{-\infty}^{\infty} A_k \Phi(t') \sin(\omega_0 t') e^{-i\omega(t' + kT_и - \varepsilon_k)} dt' = \\ = \sum_{k=-N/2}^{N/2} e^{-i\omega(kT_и - \varepsilon_k)} \int_{-\infty}^{\infty} A_k \Phi(t') \sin(\omega_0 t') e^{-i\omega t} dt'. \quad (2)$$

Проинтегрируем выражение (2) по t' и получим:

$$S_T(\omega) = \sum_{k=-N/2}^{N/2} A_k S_и(\omega) e^{-i\omega(kT_и - \varepsilon_k)}, \quad (3)$$

где $S_и(\omega)$ — спектр нормированного импульса единичной амплитуды.

Найдем спектральную плотность сигнала по одной реализации достаточно большой длительности. В соответствии с работой [3] спектральную плотность ограниченного по времени процесса можно выразить как

$$S_n(\omega) = \lim_{T \to \infty} \frac{1}{T} \mathbf{M}[|S_T(\omega)|^2], \quad (4)$$

где $\mathbf{M}$ — оператор усреднения; T — продолжительность реализации.

Подставив S_T из формулы (3) в формулу (4), получим спектральную плотность $S_n(\omega)$.

Для $|S_T(\omega)|^2$ можно записать:

$$|S_T(\omega)|^2 = \sum_{k=-N/2}^{N/2} \sum_{n=-N/2}^{N/2} A_k A_n S_и(\omega) S_и^*(\omega) \times \\ \times e^{-i\omega(kT_и - \varepsilon_k)} e^{i\omega(nT_и - \varepsilon_n)} = \\ = S_и(\omega) S_и^*(\omega) \sum_{k=-N/2}^{N/2} \sum_{n=-N/2}^{N/2} A_k A_n \times \\ \times e^{-i\omega T_и(k-n)} e^{-i\omega(\varepsilon_n - \varepsilon_k)}$$

или

$$|S_T(\omega)|^2 = |S_и(\omega)|^2 \sum_{k=-N/2}^{N/2} \sum_{n=-N/2}^{N/2} A_k A_n \times \\ \times e^{-i\omega T_и(k-n)} e^{-i\omega(\varepsilon_n - \varepsilon_k)}. \quad (5)$$

Выражение (5), по сути, аналогично решению рассмотренной в работе [4] задачи о спектральной плотности стационарной последовательности импульсов без высокочастотного заполнения, имеющих одинаковую форму, в которой независимые случайные амплитуды A_i и смещения ε_i моментов их появления относительно тактового интервала $T_и$ распределены по нормальному закону.

Выделим в формуле (5) сумму членов с одинаковыми индексами:

$$|S_T(\omega)|^2 = |S_и(\omega)|^2 \left[\sum_{k=-N/2}^{N/2} A_k A_k + \right. \\ \left. + \sum_{k=-N/2}^{N/2} \sum_{\substack{n=-N/2 \\ k \neq n}}^{N/2} A_k A_n e^{-i\omega T_и(k-n)} e^{-i\omega(\varepsilon_n - \varepsilon_k)} \right].$$

Проведя усреднения по амплитудам A_i и смещениями ε_i импульсов, получим:

$$\mathbf{M} = |S_T(\omega)|^2 = |S_и(\omega)|^2 \left[N\mathbf{M}(A_k^2) + \right. \\ + \sum_{k=-N/2}^{N/2} \sum_{\substack{n=-N/2 \\ k \neq n}}^{N/2} \mathbf{M}(A)\mathbf{M}(A)\mathbf{M}(e^{-i\omega\varepsilon_n}) \times \\ \left. \times \mathbf{M}(e^{i\omega\varepsilon_k}) e^{-i\omega T_и(k-n)} \right]. \quad (6)$$

В формуле (6) сомножитель $\mathbf{M}(e^{i\omega\varepsilon_k})$ есть не что иное, как характеристическая функция $\varphi(\omega)$ случайной величины ε_k [3].

Для величины ε_k, распределенной по нормальному закону с нулевым средним, характеристическая функция [3] $\varphi(\omega) = \mathbf{M}(e^{i\omega\varepsilon_k}) = \exp\left(-\frac{1}{2}D\omega^2\right)$, где D — дисперсия случайной величины ε_k.

Таким образом,

$$\mathbf{M}|S_T(\omega)|^2 = |S_и(\omega)|^2\left\{N\mathbf{M}(A^2) + [\mathbf{M}(A)]^2 e^{-D\omega^2} \times \right.$$

$$\left. \times \sum_{k=-N/2}^{N/2} \sum_{\substack{n=-N/2 \\ k \neq n}}^{N/2} e^{-i\omega T_и k} e^{i\omega T_и n} \right\}.$$

Для получения непрерывных рядов по комплексной экспоненте добавим и вычтем из двойном суммы N членов, равных единице, что будет соответствовать значениям $k = n$.

Тогда,

$$\mathbf{M}|S_T(\omega)|^2 = |S_и(\omega)|^2\left\{N\mathbf{M}(A^2) - N[\mathbf{M}(A)]^2 e^{-D\omega^2} + \right.$$

$$\left. + [\mathbf{M}(A)]^2 e^{-D\omega^2} \sum_{k=-N/2}^{N/2} \sum_{n=-N/2}^{N/2} e^{-i\omega k T_и} e^{i\omega n T_и} \right\}.$$

Переходя к пределу при $N \to \infty$, получим спектральную плотность сигнала в виде:

$$S_n(\omega) = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T}|S_T(\omega)|^2 = \lim_{NT_и\to\infty} \frac{1}{NT_и}|S_T(\omega)|^2 =$$

$$= |S_и(\omega)|^2 \lim_{NT_и\to\infty} \frac{1}{NT_и}\left\{N\mathbf{M}(A^2) - N[\mathbf{M}(A)]^2 e^{-D\omega^2} + \right.$$

$$+ [\mathbf{M}(A)]^2 e^{-D\omega^2} \sum_{k=-N/2}^{N/2} e^{-i\omega T_и k} \times$$

$$\left. \times \frac{2\pi}{T_и} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \delta\left(\omega - m\frac{2\pi}{T_и}\right) \right\}. \qquad (7)$$

В выражении (7) произведена замена суммы по n от $(e^{i\omega T_и n})$ на сумму дельта-функций. Учитывая свойства дельта-функций, получим:

$$S_n(\omega) = |S_и(\omega)|^2 \frac{1}{T_и}\left\{\mathbf{M}(A^2) - [\mathbf{M}(A)]^2 e^{-D\omega^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{2\pi}{T_и}[\mathbf{M}(A)]^2 e^{-D\omega^2} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - m\Omega) \right\}, \qquad (8)$$

(где $\Omega = 2\pi/T_и$ — угловая частота следования импульсов), поскольку $\sum_{k=-N/2}^{N/2} e^{-T_и k m \frac{2\pi}{T_и}} = N$, где k и m — целые числа.

Окончательно получим:

$$S_n(\omega) = \frac{1}{T_и}|S_и(\omega)|^2\left\{\mathbf{M}(A^2) - [\mathbf{M}(A)]^2 e^{-D\omega^2} + \right.$$

$$\left. + \frac{2\pi}{T_и}[\mathbf{M}(A)]^2 e^{-D\omega^2} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - m\Omega) \right\}.$$

Таким образом, спектральная плотность нашего исходного сигнала имеет постоянную составляющую, повторяющую спектр одиночного импульса и зависящую от дисперсии амплитуд и дисперсии отклонения момента появления импульса от тактового интервала, и линейчатый спектр сигнала со средней амплитудой спектральных составляющих и множителем, уменьшающимся с ростом дисперсии момента появления импульсов и частоты.

При большой дисперсии и частоте спектральных составляющих их амплитуда становится сравнимой с постоянной составляющей величины спектральной плотности.

Спектральную плотность $S_n(\omega)$ [формула (8)] можно представить в виде:

$$S_n(\omega) = \frac{1}{T_и}|S_и(\omega)|^2\left\{[\mathbf{M}(A^2) - [\mathbf{M}(A)]^2] + \right.$$

$$+ [[\mathbf{M}(A)]^2(1 - e^{-D\omega^2})] +$$

$$\left. + \frac{2\pi}{T_и}[\mathbf{M}(A)]^2 e^{-D\omega^2} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - m\Omega) \right\}. \qquad (9)$$

В формуле (9) в фигурных скобках первое слагаемое является дисперсией амплитуды, второе слагаемой обусловлено дисперсией момента появления импульсов, а третье слагаемое спектральной плотности обусловлено спектром сигнала со средней амплитудой и дополнительным множителем, обусловленным дисперсией момента появления импульсов. Из формулы (9) видно, что на величину спектральных составляющих большее влияние оказывает дисперсия моментов появления импульсов, чем дисперсия их амплитуд.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Павлов Б. В.** Акустическая диагностика механизмов. М.: Машиностроение, 1971. 224 с.
2. **Генкин М. Д., Соколова А. Г.** Виброакустическая диагностика машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1987. 288 с.
3. **Тихонов В. И.** Статистическая радиотехника. М.: Радио и связь, 1982. 624 с.
4. **Горяинов В. Т., Журавлев А. Г., Тихонов В. И.** Статическая радиотехника / Под ред. В. И. Тихонова. М.: Советское радио, 1980, 544 с.

УДК 533.6

С. А. ГЕРАСИМОВ, канд. физ.-мат. наук (РГУ, г. Ростов-на-Дону)

Об автомодельности аэродинамического сопротивления

Проведены прецизионные измерения времени падения протяженных тел в поле силы тяжести. Показано, что аэродинамическое сопротивление не удовлетворяет принципу автомодельности. Оказалось, что сила сопротивления пропорциональна площади сечения тела в степени 5/4.

Precise chronometry of the extended bodies fall in the field of gravitational force is carried out. It is shown that aerodynamic drag does not satisfy principle of automated modelling. It turns out that resistance force is proportional to the cross sectional area as 5/4.

Движение тела в воздухе или в жидкости — явление довольно сложное и теоретически определить силу, действующую на движущееся тело, в большинстве случаев не представляется возможным. Поэтому силы, действующие на тело в потоке жидкости или газа, приходится определять экспериментально. Практически экспериментальное определение сил, действующих на большие тела (самолет, корабль, автомобиль), представляют собой очень трудную задачу [1], решение которой не только сложно и дорого, но иногда и просто невозможно. Поэтому актуальным является установление соответствия между реальным устройством и его моделью [2]. Одним из требований механического подобия является соотношение

$$\rho_a v_a l_a/\mu_a = \rho_m v_m l_m/\mu_m = \mathrm{Re}, \quad (1)$$

связывающее характерные размеры l и скорости v тела (индекс a) и модели (индекс m) при их движении в средах с плотностью ρ и вязкостью μ [2]. Отсюда следует, что для идеальной несжимаемой среды отношение сил сопротивления f, действующих на геометрически подобные и одинаково ориентированные тела, должно быть таким [1]:

$$\frac{f_a}{f_m} = \frac{\rho_a v_a^2 l_a^2}{\rho_m v_m^2 l_m^2}. \quad (2)$$

Другими словами, сила сопротивления должна быть пропорциональна площади S сечения и квадрату скорости v тела:

$$f = c_x S \rho v^2/2, \quad (3)$$

где c_x — коэффициент лобового сопротивления.

С другой стороны, существуют аргументы, согласно которым при малых числах Рейнольдса (Re) сила сопротивления пропорциональна не квадрату, а первой степени скорости [3, 4]. Поэтому к правилу (2) автомодельности следует относиться крайне осторожно. Корректное правило может быть установлено только на основании экспериментальных данных. При этом результаты эксперимента должны быть избавлены от погрешностей, обусловленных трудностями экспериментального определения скоростей и сил [1]. Возможность получения таких экспериментальных данных существует, и заключается она в изучении падения тел в поле силы тяжести [5]. Если сила сопротивления среды пропорциональна скорости, т. е.

$$f = \lambda v, \quad (4)$$

то зависимость расстояния h, пройденного телом в результате действия сил тяжести mg и сопротивления, от времени t имеет вид:

$$h = \frac{mg}{\lambda}\left\{t - \frac{m}{\lambda}\left[1 - \exp\left(-\frac{\lambda t}{m}\right)\right]\right\}, \quad (5)$$

где m — масса тела; g — ускорение свободного падения.

Для другой (квадратичной) зависимости

$$f = \sigma v^2 \quad (6)$$

высота h падения в поле гравитационных и диссипативных сил связана с временем t падения выражением

$$h = \frac{m}{\sigma}\left[\ln\frac{1 + \exp(-2(g\sigma/m)^{1/2}t)}{2} + \left(\frac{g\sigma}{m}\right)^{1/2} t\right]. \quad (7)$$

Следует обратить внимание на то, что каков бы ни был закон сопротивления — линейный (4), квадратичный (6) или иной, коэффициенты сопротивления λ и σ и масса тела входят в любое выражение только в виде частного (λ/m или σ/m). В таком методе нет необходимости измерять скорость тела и силу сопротивления, действующую на него. Достаточно измерить зависимость времени падения от массы тела и попытаться решить обратную задачу. Измерения времени, массы и координаты относятся к разряду прямых измерений, поэтому являются наиболее точными. Коэффициенты сопротивления λ или σ, если это необходимо, могут быть найдены в результате численного решения трансцендентных уравнений (5) или (7). На рис. 1 показаны результаты измерения времени t, за которое квадратные пенопластовые платформы с размерами 25 × 25 × 2,8 см и 12,5 × × 12,5 × 1,4 см падают всего лишь с высоты h = 0,67 м. Точность одного измерения времени 0,01 с оказалась достаточной, чтобы сделать довольно далеко идущие выводы о силе сопротивления. На рис. 1 представлены также результаты численного решения уравнений (5) и (7). Оказалось, что линейный закон сопротивления (4) (штриховые линии) несправедлив даже при таких малых скоростях. Квадратичный закон (6) (сплошные линии) дает лучшую сходимость с экспериментом, однако едва ли ее можно назвать достаточной. Следует обратить внимание, что выражение $\sqrt{2h/g}$ (см. рис. 1), соответствующее времени свободного паде-

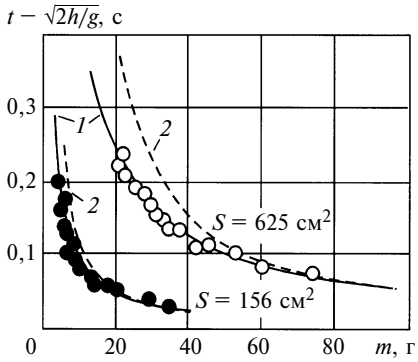


Рис. 1. Зависимости времени падения квадратной платформы от массы:
точки — экспериментальные результаты; *1* — расчет по зависимости (7); *2* — расчет по зависимости (5)

ния, вычитается из значения t с единственной целью — продемонстрировать точность измерений. А теперь самое главное. Оказалось, что бóльшая платформа, площадь сечения которой $S = 625$ см^2, падает с коэффициентом сопротивления $\sigma = 0{,}12$ кг/м, тогда как платформа с вдвое меньшими размерами (площадь сечения $S = 156$ см^2) падает с коэффициентом сопротивления $\sigma = 0{,}022$ кг/м. Площади сечений отличаются в 4 раза, а коэффициенты сопротивления в 5,45 раза. Для более точного закона преобразования, во-первых, необходимо изучить падение не только плоских тел и, во-вторых, имеет смысл рассмотреть зависимость времени падения от величины S^{α}/m, а показатель степени α выбрать из требований подобия.

Результаты анализа таких измерений показаны на рис. 2. Они соответствуют не только падению плоских платформ (см. рис. 2, *а*), но и движению малого (площадь сечения $S = 224$ см^2) и большого (площадь сечения $S = 907$ см^2) лавсановых конусов, геометрические размеры которых отличаются в 2 раза. Отношение радиусов оснований конусов к их высотам во всех измерениях оставалось неизменным и составляло 0,62. При этом изучали два способа падения конусов: острием вверх (см. рис. 2, *б*) и острием вниз (см. рис. 2, *в*). Оказалось, что сила сопротивления пропорциональна не площади сечения тела, а площади сечения в степени 5/4. Другими словами, правила подобия (2) и (3) не выполняются. Если уж на то пошло, то лучше считать, что при увеличении всех размеров тела в l раз сила сопротивления возрастет в $l^{5/2}$ раза.

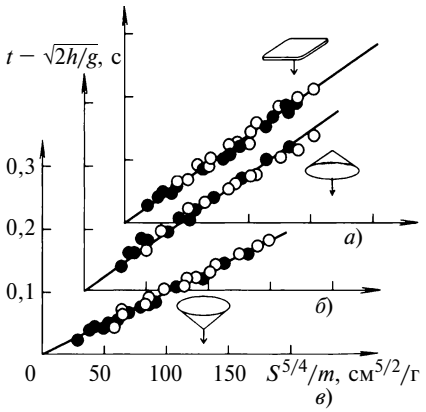


Рис. 2. Зависимости времени падения геометрически подобных квадратных платформ (*а*) и конусообразных тел (*б* и *в*) с различными площадями *S* сечений и массами *m* в поле силы тяжести:
точки — экспериментальные результаты для малых (●) и больших (○) тел; прямые — линейные зависимости (8) для $k = 0{,}0014$ (*а*, *б*) и 0,001 г · с/см$^{5/2}$ (*в*)

Судя по всему, для данной области масс, а значит и для соответствующих скоростей зависимость времени падения от переменной $S^{5/4}/m$ является линейной:

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}} + k\frac{S^{5/4}}{m}, \qquad (8)$$

правда равенство констант k для падения квадратной платформы (см. рис. 2, *а*) и конуса (см. рис. 2, *б*), скорее всего, является случайным. С другой стороны, именно аналитический характер зависимости позволяет решить обратную задачу — выяснить характер зависимости силы сопротивления от скорости. Теперь есть все основания полагать, что зависимость силы сопротивления от скорости не является ни квадратичной, ни линейной. Только зависимость $f \sim v^{5/2}$ отвечает масштабной инвариантности, если коэффициент сопротивления пропорционален не квадрату масштаба, а масштабу в степени 5/2.

Есть еще одно обстоятельство, которое обязательно должно быть отмечено. Параметр асимметрии [6] конусообразного тела оказался неожиданно малым: $\gamma = k_b/k_c \approx 1{,}4$. А это — еще один необычный результат. Ожидалось, что он будет не менее нескольких единиц [4].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Горлин С. М., Слезингер И. И.** Аэромеханические измерения. М.: Наука, 1964. 720 с.
2. **Седов Л. И.** Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1967. 428 с.
3. **Замышляев А. А., Шрагер Г. Р.** Обтекание сфероидов потоком жидкости при умеренных числах Рейнольдса // Механика жидкости и газа. 2004. № 3. С. 25—33.
4. **Стрелков С. П.** Механика. М.: Наука, 1975. 560 с.
5. **Герасимов С. А.** О силе аэродинамического сопротивления // Техника и технология. 2005. № 5. С. 23—26.
6. **Герасимов С. А., Удалова Е. С.** Негармонический осциллятор в поле гравитационных и диссипативных сил // Вопросы прикладной физики. 2005. № 12. С. 126—128.

УДК 532.526:621.891

В. Ц. ВАНЧИКОВ, канд. техн. наук (ИрГУПС, г. Иркутск)

Несущая способность смазки

На основе гипотезы об упорядоченном ориентировании молекул граничного слоя жидкости в направлении "притирающего скольжения" трущихся поверхностей рассмотрен механизм способности смазочного слоя препятствовать соприкосновению трущихся поверхностей твердых тел и закреплению его в таком положении силой адгезии твердого тела.

On the base of hypothesis on molecules ordered orientation of liquid boundary layer in the direction of "lapping slip" of the fractioning surfaces, a mechanism of lubricant layer ability to prevent solid bodies friction surfaces both from contact and from its fixing in this position by the solid body adhesion force.

Введение. Закономерности внутреннего трения аналогичны закономерностям пластических деформаций в том смысле, что возникающие силы взаимодействия между элементами зависят от скорости деформации [1]. Между тем в реологии также указывается на аналогию между медленным течением вязкой жидкости и деформациями несжимаемой среды. При этом скорость вязкой жидкости аналогична упругому переме-

щению, скорость деформации — упругой деформации и коэффициент сдвиговой вязкости — модулю сдвига. У некоторых материалов (например у мягких сталей) обнаруживается аналогия с двумя разновидностями трения — статическим (трение покоя) и кинематическим (трение скольжения), определяющими существование "верхнего" и "нижнего" пределов текучести [2]. С технологической точки зрения разница между твердым телом и жидкостью весьма значительна. С точки зрения реологии между жидкостью и твердым телом имеется скорее количественное, чем качественное различие.

Можно предположить, что приведенные выше примеры обусловлены когезией частиц тела — в случае сдвиговой деформации; адгезией твердого тела и жидкости — в случае обтекания жидкостью поверхности твердого тела. В связи с этим в работе [3] выдвинута гипотеза, что адгезия твердого тела и жидкости в литературе учитывается через параметр 0,16 (или как $1/2\pi$), отражая тем самым дискретность расположения частиц тела согласно атомно-молекулярной структуре вещества. Поясним обоснованность предположения на следующем примере. Одной из важных характеристик кристалла является усилие, которое необходимо приложить, чтобы сдвинуть одну часть кристалла относительно другой. Я. И. Френкель показал, что кристалл с идеальной структурой имеет "прочность на сдвиг"

$$G_c \approx G/2\pi, \qquad (1)$$

где G — модуль сдвига кристалла.

Модуль сдвига характеризует способность кристалла сопротивляться усилиям, вызывающим деформацию сдвига: чем больше G, тем труднее сдвинуть одну часть кристалла относительно другой. В работе [3] показано, что в уравнении (1) параметр $1/2\pi$ количественно отражает "очаговое", т. е. несплошное, когезионное взаимодействие дискретных частиц, образующих кристаллическую решетку, при сдвиговой деформации идеального кристалла. Обозначим параметр $1/2\pi$ через C_ξ. Если с учетом этого представить выражение Я. И. Френкеля в виде

$$G_c \approx C_\xi G, \qquad (2)$$

то C_ξ будет коэффициентом пропорциональности.

Цель данной работы — по аналогии со сдвиговой деформацией идеального кристалла и медленного течения граничного слоя жидкости вблизи поверхности твердого тела рассмотреть механизм возникновения силы, предотвращающей выдавливание смазочного слоя и обеспечивающей жидкое трение между твердыми поверхностями.

Постановка задачи. При деформации сдвига идеальный кристалл и граничный слой жидкости в случае облитерационного явления в капиллярах ведут себя с достаточной степенью одинаково. Безразмерный коэффициент пропорциональности между сдвиговым усилием и модулем сдвига идеального кристалла, рассчитанный Я. И. Френкелем, оказался равным результату, полученному при исследовании "сдвиговой прочности" граничного слоя жидкости в случае облитерационного явления в капиллярах [3]. Другими словами, коэффициент пропорциональности $1/2\pi$ между величиной предельной нагрузки (прочности) и модулем сдвига идеального кристалла количественно совпадает с коэффициентом пропорциональности между силами F_η вязкости и силами F_i инерции в случае облитерации капилляра [3]:

$$F_\eta = F_i/2\pi. \qquad (3)$$

В рассматриваемой постановке задачи множество сопутствующих явлений усложняют исследование причины возникновения сил в смазочном слое, препятствующих выдавливанию смазки из зоны трения при действии внешней силы. Поэтому увеличение или уменьшение "сдвиговой прочности" смазочного слоя в зависимости от скорости перемещения трущихся поверхностей твердых тел ускользало от изысканий.

Физика смазочного слоя. Удельная сила жидкостного трения машинных масел составляет примерно 1 % сухого трения [4]. Какова физическая природа столь малой величины жидкостного трения? Чем обусловлен гидродинамический эффект, состоящий в поразительной способности "масляного клина" создавать мощную подъемную силу, препятствующую полному выдавливанию масла из подшипника под действием внешней силы? Согласно теории гидродинамической смазки оси вала и подшипника в процессе вращения немного не совпадают и возникает так называемый эксцентриситет. Благодаря этому заполненный смазкой зазор между валом и подшипником постепенно сужается в сторону вращения вала. Создается условие, когда масло вследствие своей вязкости интенсивно втягивается валом в сужающийся зазор, вызывая довольно сильное расклинивающее действие. В классической модели жидкостного трения Ньютона пленка жидкости между параллельными плоскостями разбивается на большое число тончайших слоев. Причем те из них, которые находятся на границах пленки, прилегают к твердой поверхности, неподвижно прилипают к ним. Сухое трение твердых плоскостей заменяется жидкостным трением большого числа тончайших слоев. Изменение скорости от слоя к слою происходит по линейному закону. Считается, что вязкость, которая у минеральных масел в десятки раз выше, чем у воды, обеспечивает несущую способность смазки. С одной стороны, несущая способность смазочного клина обеспечивается при достаточно быстром вращении вала. С другой стороны, при чересчур быстром вращении вала из-за сильного внутреннего трения масло нагревается, а динамическая вязкость жидкости резко уменьшается с повышением температуры. Это может привести к такому уменьшению толщины смазочного слоя, что она окажется меньше микронеровностей (шероховатости) трущихся поверхностей твердых тел. Действительно, относительная толщина граничного слоя жидкости прямо пропорциональна корню квадратному из величины кинематической вязкости [5].

Между тем, в тихоходных механизмах в слое смазки развивается давление, величина которого недостаточна для предотвращения соприкосновения трущихся поверхностей деталей машин. Заметим, что в таком случае смазка в зону трения по-

дается принудительно специальными насосами. Для объяснения вышесказанного рассмотрим следующий факт. При больших числах Рейнольдса (при больших скоростях обтекания) толщина граничного слоя заметно возрастает почти по линейному закону [5]. Кроме того, в работе [3] показано, что увеличение скорости обтекания есть то же самое, что и процесс повышения гидродинамического давления. В той же работе говорится о возрастании "сдвиговой прочности" граничного слоя жидкости в капиллярах диаметром 200 мкм в случае формирования этого слоя под "притирающим" действием усиленного гидродинамического давления потока. В отличие от этого при формировании граничного слоя жидкости при меньших значениях приложенного гидродинамического давления "сдвиговая прочность" граничного слоя жидкости получается меньшей.

В некотором интервале времени после начала процесса трения (латентный период ориентации молекул смазочной жидкости по Гарди [6]) происходит формирование смазочного (граничного) слоя, причем увеличение "сдвиговой прочности" смазочного слоя в зависимости от величины приложенного давления способствует образованию "масляного клина" и достаточная величина "сдвиговой прочности" граничного слоя препятствует выдавливанию смазки из зоны трения. При этом ориентированные по направлению перемещения молекулы смазочной жидкости (в соответствии с латентным периодом Гарди) обеспечивают легкость скольжения относительно друг друга трущихся деталей машин.

Резюмируя сказанное выше, приходим к выводу, что имеется аналогия между течением вязкой жидкости в радиусе действия сил адгезии молекул поверхности твердого тела (в вязком подслое [5]) с когезионным взаимодействием молекул идеального кристалла при сдвиговой деформации. Кроме того, согласно адгезионной модели трения при скольжении одного тела по другому происходят последовательные разрывы и образования адгезионных связей. При этом можно предположить, что при деформации сдвига тратится энергия на процессы вхождения молекул в силовое поле отталкивания и удаления молекул из силового поля межмолекулярного притяжения.

Следует заметить, что при выводе формулы (1) Я. И. Френкель для упрощения анализа пренебрегает процессом потери энергии на тепловыделение.

Таким образом, одной из причин появления силы, предотвращающей выдавливание смазочного слоя и обеспечивающей жидкостное трение между твердыми поверхностями, является способность тонкого слоя вязкой жидкости изменять "сдвиговую прочность" при упорядоченном ориентировании молекул граничного слоя в направлении движения силами гидродинамического давления и закреплении в этом положении силами адгезии молекул поверхности твердых тел.

В соответствии с упомянутой выше гипотезой величина "сдвиговой прочности" смазочного слоя должна иметь одну составляющую, идентичную правой части формулы (1), а другую — отражающую свойство граничного слоя изменять "сдвиговую прочность", равную величине гидродинамического давления потока, т. е.

$$G_\xi = (G/2\pi + \Delta p) \approx (C_\xi G + \Delta p), \quad (4)$$

где G_ξ — "сдвиговая прочность" смазочного слоя; G — модуль сдвига (2); C_ξ — коэффициент, учитывающий параметр $1/2\pi$; Δp — гидродинамическое давление потока.

Такое интуитивное представление экспериментальных данных об увеличении "сдвиговой прочности" неподвижного граничного слоя в зависимости от величины гидродинамического давления потока [3] основано на опытах, проведенных в обычных условиях в интервале температур 15÷70 °С. При температуре выше 70 °С граничный слой жидкости разрушается [3].

Если умножить обе части формулы (4) на площадь S контакта между телами, то можно заметить аналогию с законом трения Амонтона—Кулона:

$$F = fP_n + A, \quad (5)$$

где F — сила трения, которую можно рассматривать как G_ξ; fP_n — сила сцепления, пропорциональная нагрузке, ее можно рассматривать как $C_\xi G$; A — сила сопротивления сцепления, зависящая от площади касания. В случае облитерационного явления в капиллярах в неподвижном граничном слое величину A можно рассматривать как $\Delta p = -F/S$, учитывая при этом гипотезу о влиянии жидкостного трения на величину нормальных напряжений, а также гипотезное утверждение, что среднее арифметическое нормальных напряжений на трех взаимно ортогональных площадках, проходящих через одну точку, есть взятое с обратным знаком гидродинамическое давление (это утверждение не может быть строго доказано и представляет собой гипотезу, которую можно считать косвенно подтвержденной всей практикой современной гидродинамики, поскольку нет фактов, ее опровергающих [5]).

Между тем, полностью подтвердив соотношение Амонтона между силой трения F и внешней силой P_n, Кулон обнаружил способность тел к слипанию и созданию тем самым сопротивления проскальзывания, не зависящего от P_n.

Отметим, что постоянство соотношения F/P_n было установлено еще Леонардо да Винчи, который опытным путем нашел его равным 1/4 для всех материалов. Г. Амонтон подтвердил этот вывод, получив для f значение, равное 1/3. В настоящее время установлено, что коэффициент трения непостоянен и зависит от свойств двух соприкасающихся тел, а результат, полученный Г. Амонтоном, объясняется тем, что тела смазывали жиром и значения коэффициентов трения выравнивались.

Благодаря Кулону пришло понимание того, что процесс трения — это одновременное действие множества факторов, т. е. он теоретически непредсказуем, а его параметры определяются только экспериментально. Поэтому данная статья не претендует на то, чтобы исчерпать эту обширную тему, на некоторые вопросы которой до сих пор не даны достаточно полные и глубокие ответы. Цель статьи — развить идею общности поведения граничного слоя жид-

кости и твердого тела под действием сдвиговых усилий и тем самым наметить путь для других исследований. По гипотезе Кулона при медленном движении жидкости сопротивление определяется трением и зависит от скорости движения в первой степени, а при быстрых — в действие вступают силы соударения частиц, пропорциональные квадрату скорости. Следовательно, упомянутая общность поведения граничного слоя жидкости с твердым телом проявляется при скоростях упругого перемещения, пропорциональных скорости движения жидкости в первой степени. Кроме того, в гидромеханике в отличие от термодинамики, предполагается, что процессы происходят в изотермических условиях, например при помещении измерительного прибора в термостат. По этой причине проявление общности физических процессов, описанных уравнениями (1)—(4), наблюдается в экспериментах, проведенных в обычных условиях при нормальной температуре. К примеру, исследование зависимости коэффициента трения f и силы A сопротивления сцеплению от температуры выходит за рамки задач гидромеханического подхода к раскрытию природы общности поведения граничного слоя жидкости и твердого тела при действии сдвиговых усилий.

Из сказанного выше ясно, что правый член $C_\xi G$ выражения (4) характеризует способность кристалла или граничного слоя жидкости сопротивляться усилию, вызывающему деформацию сдвига: чем больше G, тем труднее сдвинуть одну часть кристалла или граничного слоя относительно другой.

Между тем в работе [5] максимальное значение силы давления $P_{\max}$ прямо пропорционально величине динамической вязкости η и обратно пропорционально квадрату толщины h смазочного слоя. Если при этом пренебречь весьма малой величиной параметра k клиновидности смазочного слоя, то получим:

$$P_{\max} \cong 0{,}16\eta u \frac{l^2}{h^2} \approx \frac{1}{2\pi}\eta u \frac{l^2}{h^2}, \quad (6)$$

где u — скорость движения пластины; l — длина смазочного слоя между трущимися пластинами.

Поэтому предполагалось, что при возрастании нагрузки, прижимающей верхнюю неподвижную пластину к нижней, и при прочих постоянных параметрах уменьшается зазор h и возрастает сила давления до значения, уравновешивающего нагрузку. Таким образом, смазочный слой не выдавливается и может выдерживать весьма значительные нагрузки.

Обратим внимание на то, что в отличие от выражений (3) и (4) в уравнении (6) сила давления $P_{\max}$, возникающая в смазочном слое и предотвращающая соприкосновение трущихся поверхностей при наложении нагрузки, определяется не только кинематической и динамической характеристикой движения смазочной жидкости — скоростью u, но и безразмерным геометрическим параметром l^2/h^2.

Можно предположить, что указанный геометрический параметр количественно отражает величину адгезионных сил молекул трущихся поверхностей и смазочного слоя жидкости. Очевидно, объяснение с помощью этого геометрического параметра появления несущей силы в смазочном слое, предотвращающей соприкосновение трущихся поверхностей при наложении нагрузки, не раскрывает механизма появления несущей способности смазки с точки зрения теории сил межмолекулярных взаимодействий.

Кроме того, в работе [3] показано, что при облитерационном явлении в капиллярах: $\mathrm{Re} = F_i/F_\eta \approx 2\pi$, где Re — число Рейнольдса; $F_i = \rho v^2 l_2$ — сила инерции потока жидкости; $F_\eta = \eta v l$ — сила жидкостного трения (здесь ρ — плотность жидкости, v — скорость потока жидкости, l — характерный размер, η — коэффициент внутреннего трения).

Из формулы (3) можно получить $F_\eta/F_i = C_\xi$ или

$$F_\eta = C_\xi F_i. \quad (7)$$

Таким образом, прослеживается аналогия уравнения (7), описывающего облитерационное явление в капиллярах (особый режим ламинарного движения жидкости [3]), с уравнением (2), описывающим деформацию сдвига идеального кристалла.

Из-за того, что физический смысл закона Амонтона—Кулона остается до сих пор не вполне ясным [4], рассмотрим теперь с точки зрения микроструктуры вещества трение скольжения, проявляющееся как сила сопротивления относительному перемещению тел. Первый член в правой части уравнения (5) соответствует тому, что сила трения пропорциональна давлению, возникающему в "отвердевшей" жидкости. Здесь парадоксально то, что сила трения не зависит от площади контакта тел. Убедительные объяснения такому факту можно найти в работе [7]. Поскольку даже самые гладкие поверхности являются неровными, две поверхности, приведенные в контакт друг с другом, соприкасаются только отдельными участками. Фактически в первый момент поверхности соприкасаются только в нескольких точках, но даже при самой ничтожной нагрузке в этих точках развивается давление, достаточное для деформации, приводящей к появлению множества новых точек контакта. Таким образом, истинная площадь контакта значительно меньше кажущейся площади.

Трение обусловлено не зацеплением выпуклостей друг за друга, а взаимодействием поверхностей на межмолекулярном уровне. Одним из подтверждений этого является тот факт, что между гладкими поверхностями обычно существует большое трение скольжения. Провода с гладкой изоляцией трудно протягивать через оболочки электрического кабеля; для длинных линий используют провода с шероховатой изоляцией [8]. Наличие второго члена в правой части уравнения (5) обусловлено явлением адгезии поверхности твердых тел. При этом согласно адгезионной модели трения происходят последовательный разрыв и образование адгезионных связей между парами молекул при скольжении одного тела по другому.

Рассмотрим подробнее этот процесс. При сближении множества микроскопических вершин неровностей поверхностей двух макроскопически гладких тел на расстояние около 1 нм начинает проявляться притяжение, обусловленное силами

Ван-дер-Ваальса. Дальнейшее уменьшение расстояния приводит в действие силы отталкивания. На преодоление этих сил тратится энергия движения тел. Затем при последующем перемещении трущихся тел вершины неровностей выходят из пространства действия сил притяжения. На разрыв указанных сил также тратится механическая энергия тел.

Данный процесс схематично представлен на рисунке, где *а*, *б* — взаимно перемещающиеся плоскости макроскопически гладких тел с неровностями высотой порядка 100 Å. При этом возможны ситуации: *1* — вершины неровностей сближаются; *2* — вершины неровностей соприкасаются (действуют силы отталкивания); *3* — вершины неровностей выходят из пространства их взаимного притяжения.

Таким образом, в уравнении (5) отражается сложение сил Амонтона (первый член), где решающую роль играют силы взаимного отталкивания молекул, противодействующие приложенной нагрузке, и сил Кулона как суммарный результат взаимного притяжения и отталкивания молекул трущихся тел в процессе интенсивного непрерывного обмена микроскопических адгезионных связей.

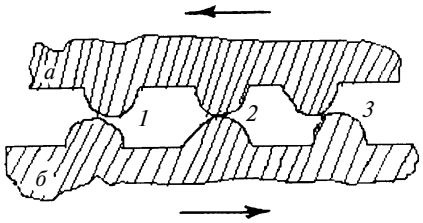


Схема адгезии макроскопически гладких тел

Заключение. Появление сил в смазочном слое, предотвращающих выдавливание смазки из зоны трения между трущимися телами, обусловлено способностью тонкого слоя вязкой жидкости изменять "сдвиговую прочность" при упорядоченном ориентировании молекул граничного слоя жидкости в направлении движения силами гидродинамического давления и закреплении в этом положении адгезии поверхности твердого тела.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Архангельский М. М.** Курс физики. Механика. М.: Просвещение, 1975. 424 с.

2. **Рейнер М.** Реология. М.: Наука, 1965. 39 с.

3. **Ванчиков В. Ц.** Гидродинамические свойства и методы управления вязким подслоем технических систем: Дис. ... канд. техн. наук. Улан-Удэ, 2001. Машинопись.

4. **Силин А. А.** Трение и мы. М.: Наука, 1987. С. 79.

5. **Емцов Б. Т.** Техническая гидродинамика. М.: Машиностроение, 1978. С. 87, с. 347, с. 370, с. 397.

6. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматгиз, 1963. 472 с.

7. **Основы** трибологии (трение, износ, смазка) / Под ред. А. В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2001. 664 с.

8. **Суорц К. Э.** Необыкновенная физика обыкновенных явлений. Т. 1. М.: Наука, 1986. С. 112.

УДК 62(084.11):681.3.06.004

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

Оформление документов ЕСКД в системе AutoCAD Mechanical

Рассматриваются способы создания, управления и применения в проектировании библиотек блоков чертежных форматов и основных надписей чертежа по ЕСКД в системе AutoCAD Mechanical.

Creation, management and application techniques are considered to design libraries for the drawing forms blocks and drawing title blocks according to the ESKD in the AutoCAD Mechanical System.

Единая система конструкторской документации (ЕСКД) устанавливает единые правила оформления конструкторских документов (чертежей, схем, пояснительных записок и т. п.). Особенно жесткие требования предъявляются к оформлению машиностроительных документов. Соблюдение требований ЕСКД при оформлении документов отнимает у конструктора немало времени, особенно при вычерчивании вручную и заполнении основных надписей чертежа.

Для облегчения оформления чертежей при ручном выполнении использовались готовые основные надписи чертежа, которые выполнялись типографским способом и наклеивались на чертежи. Оснащение конструкторских организаций вычислительной техникой вместо ожидаемого уменьшения трудозатрат внесло дополнительные трудности. Поэтому несмотря на высокий уровень вычислительной техники и программного обеспечения, выполненные на компьютере чертежи нередко дорабатываются вручную.

Основные проблемы, возникающие при оформлении конструкторских документов на компьютере, связаны, прежде всего, с недостаточной квалификацией работников проектных организаций и отсутствием у них опыта работы с САПР. Кроме того, программное обеспечение, как правило, не учитывает специфику отечественного проектирования: отсутствуют шрифты ЕСКД, библиотеки готовых чертежных форматов, основных надписей, различных символов и пр., т. е. многие зарубежные САПР не адаптированы для работы на российских предприятиях. Имеющиеся же отечественные системы, например такие как "Компас", отстают от зарубежных САПР как по функциональности, так и по надежности.

Система AutoCAD имеет наиболее широкое распространение как система двумерного проектирования. Она используется и в составе различных пакетов программ, таких как AutoCAD Mechanical, AutoCAD Electrical, Architectural Desktop и др.

Общие требования к оформлению документов

Чаще всего система AutoCAD используется как электронный кульман: в модельном пространстве системы (Model space) размещают весь проект — от эскизных прорисовок до текстовых документов (спецификаций). Чертежи вычерчивают либо сразу в формате будущего листа, либо сначала в масштабе 1 : 1, а затем с помощью команд масштабирования подгоняют до нужных размеров. Документы получают последовательной распечаткой отдельных фрагментов модельного пространства, что совершенно нерационально.

В системе AutoCAD, начиная с версии 12, предусмотрено раздельное рисование в модельном пространстве и на листе (Paper space). Это позволяет разделить вычерчивание конструкции и оформление чертежей. Все элементы чертежа, необходимые для его оформления (виды, разрезы, выносные элементы и т. д.), вычерчиваются в модельном пространстве в масштабе 1 : 1, а при непосредственном оформлении чертежей переносятся с использованием масштабирования в пространства соответствующих листов с помощью механизма видовых экранов (viewports). В пространстве листа проставляются все необходимые для оформления чертежа элементы: осевые линии, размеры, обозначения видов и пр. Такой подход, во-первых, исключает неверное масштабирование, а во-вторых, позволяет избавиться от лишних элементов в файле рисунка, что уменьшает его объем. Кроме того, для каждого пространства листа задаются отдельные настройки и области печати.

Особенности системы AutoCAD Mechanical

Система AutoCAD Mechanical создана как расширение системы AutoCAD для двумерного проектирования в машиностроении. В данной системе имеются модули для оперирования библиотеками стандартных изделий, простановки отдельных элементов и символов, составления спецификаций и пр. В AutoCAD Mechanical имеются все команды и функции системы AutoCAD.

До 2004 г. все версии AutoCAD Mechanical поставлялись в комплекте с системой трехмерного проектирования Mechanical Desktop. Файлы рисунков, созданные в одной системе, можно было редактировать и в другой. Это приводило к тому, что двумерное проектирование почти всегда выполнялось в трехмерной САПР Mechanical Desktop.

В системе AutoCAD Mechanical имеется модуль управления системами конструкторских стандартов (управление чертежными форматами, конструкторскими символами, спецификацией и т. д.), обеспечивающий использование одной из множества имеющихся систем стандартов. Система стандартов ЕСКД в этом списке отсутствует, поэтому ее следует создавать отдельно, например, на основе имеющейся системы стандартов ISO.

Настройки системы стандартов доступны из меню "Assist > Options..." для версии 2004 и старше, или из меню "Assist > Mechanical options..." в более ранних версиях. Диалоговое окно системных настроек системы стандартов показано на рис. 1.

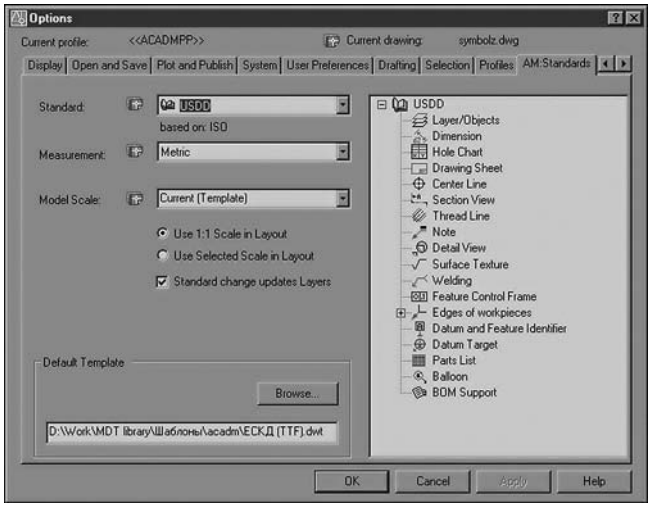


Рис. 1. Диалоговое окно настроек системы стандартов

В каждой системе стандартов упорядочено распределение объектов по слоям (в системе AutoCAD число и параметры слоев могут быть произвольными). Параметры распределения объектов по слоям могут быть различными. В данном случае параметры слоев выбраны в соответствии с толщиной линий размещаемых на них объектов. Пример распределения объектов по слоям приведен в таблице [1].

Слой	Объект	Тип линии	Толщина линии, мм
AM_0	Линии видимого контура	Сплошная толстая (основная)	0,6
AM_3	Линии невидимого контура	Штриховая	0,25
AM_4	Размерные и выносные линии, линии контура наложенного сечения, обстановка, линии-выноски	Сплошная тонкая	
AM_5	Конструкторские символы		
AM_6	Текстовые объекты и атрибуты блоков	Выбирается в соответствии с толщиной линии шрифта [2]	0,5
AM_8	Штриховка	Сплошная тонкая	0,25
AM_10	Линии сечений	Разомкнутая	0,8
AM_11	Линии, обозначающие поверхности, подлежащие покрытию или термообработке	Штрихпунктирная утолщенная	0,4
AM_CL	Конструкторские объекты, не подлежащие распечатке	Сплошная	—

В системе AutoCAD также существует слой с именем "0". Этот слой предназначен для размещения элементов чертежа, составляющие блоки (block definitions). Элементы чертежа, размещенные на этом слое, при вставке блока в рисунок автоматически располагаются на текущем слое.

Оформление форматов и основных надписей чертежей

В системе AutoCAD существуют два подхода к созданию типовых элементов и управлению ими: создание библиотек блоков и организация управляющих процессов во встроенных в AutoCAD систем программирования (Visual LISP, VBA или Object ARX) для автоматического создания необходимых элементов. Оба способа имеют свои недостатки.

Блоки имеют ряд ограничений при редактировании, связанных с изменением параметров текста и атрибутов, входящих в каждый отдельный блок. Для атрибутов блоков нельзя, например, изменить коэффициент ширины, что вызывает определенные трудности при заполнении граф основных надписей. Кроме того, отсутствуют многострочные атрибуты.

Автоматическое создание графических примитивов также имеет свои недостатки: несмотря на унификацию чертежных форматов и основных надписей в разных организациях используются различные системы обозначения документов. Иногда возникает необходимость в изменении типа основной надписи, например, на экспортных документах, оформляемых согласно ГОСТ Р 2.901—99, что требует создания отдельных процессов.

В AutoCAD Mechanical используется комбинированный подход к созданию и управлению форматами и основными надписями чертежей. Форматы и основные надписи хранятся в виде блоков, а доступ к ним и управление осуществляются в фоновом режиме. Все текстовые атрибуты, имеющиеся в рамках чертежа и основной надписи, в этом случае редактируются в одном диалоговом окне. Имеется также возможность динамического изменения ширины атрибутов для вписания их в графы основной надписи.

Выбор нужного чертежного формата, основной надписи, масштаба листа и прочего осуществляется с помощью команды "AMTITLE" (меню "Annotate > > Drawing Title/Revisions > Drawing Title/Borders", панель инструментов "AM: Assistance").

Диалоговое окно настроек формата чертежного листа показано на рис. 2. Формат чертежа и основная надпись выбираются из соответствующих списков (списки "Paper Format" и "Title Block"). Здесь же задается и масштаб чертежа. Этот параметр доступен для редактирования только из данного окна или вручную командами редактирования атрибутов блоков.

Пример блока чертежного формата приведен на рис. 3. В формат, кроме обычных графических объектов и атрибутов, входят системные символы, начинающиеся со знака "!". Эта метка границ рабочей области чертежа и точки вставки блока основной надписи. Назначения системных символов приведены ниже:

Символ	Назначение
!GENTITLE-LL. . . .	Левый нижний угол рабочего поля
!GENTITLE-RU . . .	Правый верхний угол рабочего поля
!GENTITLE-MAX . .	Правый верхний угол рамки чертежа
!GENTITLE-INSERT .	Точка вставки в чертеж основной надписи

Все перечисленные выше символы проставляются в виде однострочных текстовых объектов и размещаются на слое "0".

Атрибуты блока называются по особым правилам. Имена всех текстовых атрибутов формата чертежа и основной надписи должны начинаться с префикса "GENTITLE-". Система AutoCAD Mechanical автоматически распознает данные атрибуты. Значение атрибутов задается в отдельном окне. Кроме того, при обеспечении постоянной ширины текста атрибута (автоматического уменьшения ширины текста) имя атрибута должно

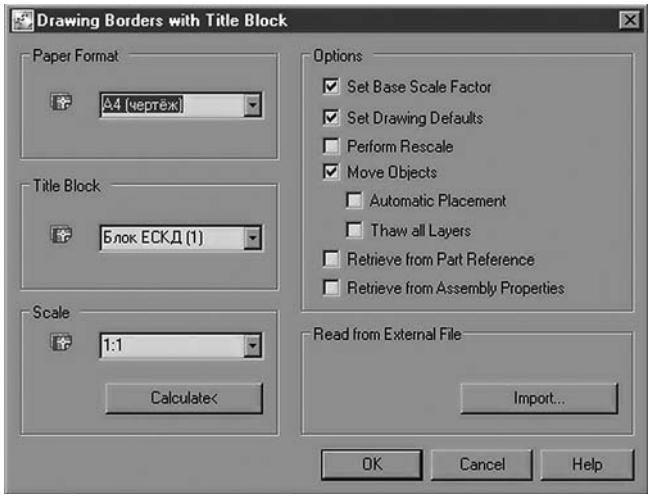


Рис. 2. Диалоговое окно настроек формата чертежного листа

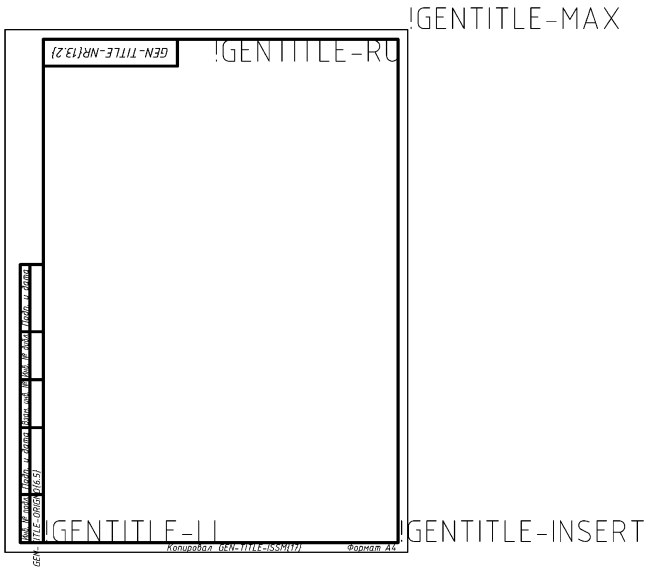


Рис. 3. Пример блока чертежного формата

иметь постфикс {X}, который записывается без пробела за последним символом имени, при этом X — коэффициент, равный отношению максимальной длины текста к высоте символов. Например, для атрибута "GEN-TITLE-ORIGNO" (см. рис. 3), в котором задается инвентарный номер чертежа, при максимальной длине текста атрибута 23 мм и высоте символов 3,5 мм X равен 6,5.

Внимание! При записи величины X в качестве десятичной дроби разделителя использовать следует точку, а не запятую.

Аналогично строится и блок основной надписи. Точку вставки при этом необходимо согласовать с положением символа "!GENTITLE-INSERT" в блоке формата, т. е. для случая, приведенного на рис. 3, точка вставки блока основой надписи будет находиться в его правом нижнем углу.

Необходимо учитывать и то, что атрибуты с префиксом "GEN-TITLE-" опознаются и обрабатываются системой только в составе вставленных с помощью команды "AMTITLE" блоков основной надписи и формата листа. Если блок, в котором имеются подобные атрибуты, вставить в рисунок отдельно, то атрибуты с префиксом "GEN-TITLE-" будут работать с теми же ограничениями, что и обычные.

Некоторые атрибуты блоков, входящие в основную надпись и имеющие определенные имена, система AutoCAD Mechanical заполняет автоматически. Имена данных атрибутов приведены ниже.

Имя атрибута	Назначение
GEN-TITLE-APPM	Лицо, утвердившее документ
GEN-TITLE-CHECKD	Дата проверки документа
GEN-TITLE-CHKM	Лицо, проверившее документ
GEN-TITLE-CTRN	Номер договора
GEN-TITLE-DAT	Дата создания документа
GEN-TITLE-DES1	Заголовок документа
GEN-TITLE-DES2	Подзаголовок документа
GEN-TITLE-DWG	Имя файла документа
GEN-TITLE-ISSD	Дата выпуска документа
GEN-TITLE-ISSM	Лицо, выпустившее документ
GEN-TITLE-MAT1	Материал детали (первая строка)
GEN-TITLE-MAT2	Материал детали (вторая строка)
GEN-TITLE-NAME	Лицо, создавшее документ
GEN-TITLE-NORM1	Материал заготовки (первая строка)
GEN-TITLE-NORM2	Материла заготовки (вторая строка)
GEN-TITLE-NR	Обозначение документа
GEN-TITLE-PLOT	Дата последней распечатки документа
GEN-TITLE-POSI	Номер позиции
GEN-TITLE-QTY	Количество
GEN-TITLE-REV	Номер изменения
GEN-TITLE-SCA	Масштаб чертежа
GEN-TITLE-SHEET	Номер листа документа
GEN-TITLE-SIZE	Размер формата
GEN-TITLE-WT	Масса изделия

Таким образом, для каждого отдельного формата листа необходимо создать собственный блок формата. Поскольку ЕСКД предусматривает наличие 5 основных и 19 дополнительных форматов листов, то в общем случае, с учетом того, что в каждом формате поля и основная надпись могут располагаться и вдоль короткой, и вдоль длинной стороны листа, необходимо создать 48 блоков форматов.

Подключение пользовательских блоков к рисунку

Для того чтобы полноценно использовать созданные блоки форматов и основных надписей, их необходимо встроить в текущую систему стандартов. Для этого надо разместить созданные файлы блоков в определенное место на жестком диске и подключить их к существующей системе блоков.

Стандартные блоки форматов располагаются в каталоге "Каталог установки AutoCAD\Acadm\gen\dwg\Format", а блоки основных надписей — в каталоге "Каталог установки AutoCAD\Acadm\gen\dwg\Title". При перемещении файлов блоков в эти каталоги необходимо соблюдать оригинальность их имен. Подключение созданных блоков выполняется в окне установок стандартов (см. рис. 1) двойным щелчком на разделе списка "Drawing Sheet".

Диалоговое окно настроек форматов листов и основных надписей показано на рис. 4.

Дополнительные блоки добавляются с помощью кнопок "Additional..." в группах "Default Paper Format" и "Default Title Block". Имена блоков, находящиеся в поле раскрывающихся списков, принимаются по умолчанию для новых форматов. Вставка блоков непосредственно в файл рисунка производится по мере создания и редактирования листов.

В диалоговом окне, приведенном на рис. 4, имеется также группа "Default Revision List", задающая параметры вставки блоков с обозначениями изменений документов. Функция вставки обозначений изменений имеет ряд ограничений и используется только при внесении изменений в файлы сборок (в данной работе не рассматривается).

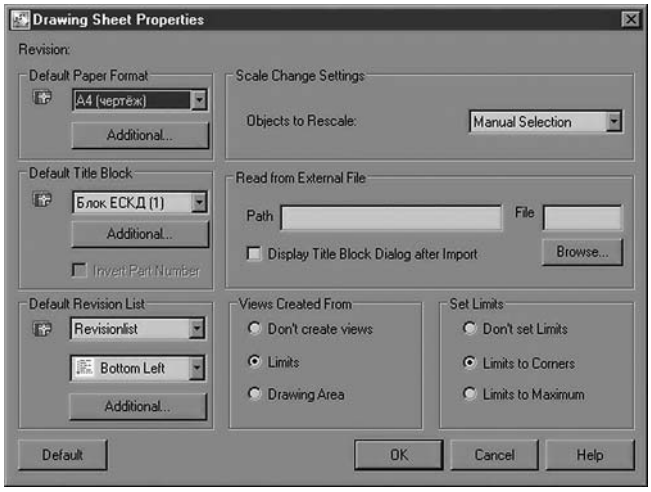


Рис. 4. Диалоговое окно настройки списков форматов и основных надписей

Задание параметров документа по умолчанию

Если имеется большое число документов с одинаковыми значениями граф основных надписей, то при создании новых листов одинаково заполнять одни и те же графы вручную нерационально. В системе AutoCAD Mechanical предусмотрена возможность автоматического задания текста основных надписей. Параметры задаются в группах "Read from External File" диалоговых окон (см. рис. 2 и 4).

Параметры по умолчанию читаются из внешних файлов с расширением "*.tit", создаваемых пользователем. Эти файлы можно создать в обычном текстовом редакторе.

Файлы параметров имеют следующий вид:

<Масштаб листа>

<Имя блока формата>

(<Имя атрибута 1> <Значение 1>)

(<Имя атрибута 2> <Значение 2>)

...

(<Имя атрибута n> <Значение n>).

Здесь имена параметров, заключенные в скобки, заменяются фактическими значениями этих параметров. Например, файл параметра, в котором указан масштаб листа 1 : 1, файл блока формата А4, а также файлы для реквизитов основной надписи "Разраб." и "Листов" значениями соответственно "Иванов" и "1", будут иметь вид:

1 : 1

А4 (чертеж)

("GEN-TITLE-NAME" "Иванов")

("GEN-TITLE-SHEETS" "1").

Задание системных параметров

В настройках системы AutoCAD Mechanical имеется ряд системных параметров, задаваемых для всего приложения и влияющих, в том числе, и на оформление документов. Эти параметры задаются в диалоговом окне "AM : Preferences" меню "Assist > Options...", в группе "Administrations Tools". Системные параметры скомпонованы и редактируются аналогично ключам системного реестра "Windows".

Рассмотрим задание системных параметров на примере задания списка чертежных масштабов. Данный параметр задается отдельно для пространств модели и листа: ключом "Acad/M > Title > ScaleList%M" и ключом "Acad/M > Title > ScaleList%1". Список масштабов является текстовой строкой, в которой через запятую перечислены все возможные масштабы. В соответствии с требованиями ЕСКД [3] данный список имеет вид:

1 : 1000, 1 : 800, 1 : 500, 1 : 400, 1 : 200, 1 : 100, 1 : 75, 1 : 50, 1 : 40, 1 : 25, 1 : 20, 1 : 15, 1 : 10, 1 : 5, 1 : 4, 1 : 2,5, 1 : 2, 1 : 1, 2 : 1, 2,5 : 1, 4 : 1, 5 : 1, 10 : 1, 20 : 1, 40 : 1, 50 : 1, 100 : 1.

Заданные списки масштабов отображаются в раскрывающемся списке группы "Scale" диалогового окна "Drawing Borders with Title Block" (см. рис. 2).

Особенности работы в системе AutoCAD 2006

С выходом весной 2005 г. версий систем AutoCAD 2006 и AutoCAD Mechanical 2006 появились новые возможности для создания библиотек типовых элементов, в частности, форматов и основных надписей, без программирования. В данных версиях имеется возможность создания так называемых динамических блоков (dynamic blocks), т. е. блоков, геометрию которых можно изменять, не изменяя определение самого блока.

В динамических блоках можно изменять размеры и взаимное расположение элементов, а также управлять видимостью отдельных частей блока. Изменение геометрии возможно как непосредственно в рисунке, так и путем выбора одного из заданных типоразмеров блока.

Рассмотрим пример использования динамических блоков в формате чертежа.

ГОСТ 2.104—68 предусматривает наличие как основных, так и дополнительных граф, которые на чертеже необязательны. Это относится, в частности, к графам 24 и 25 основной надписи [4]. Однако, если эти графы необходимы, то их приходится либо дорисовывать вручную, либо вставлять отдельный блок. В системе AutoCAD 2006 такая задача решается проще. Для того, чтобы иметь возможность по необходимости показывать или скрывать дополнительные графы основной надписи, достаточно сделать блок формата чертежа динамичным, введя в него параметр видимости объектов. Делается это с помощью специальных параметров (parameters) и ассоциированных с ними действий (actions) следующим образом.

При создании блока формата он рисуется полностью. Редактировать блок следует с помощью редактора блоков (Block Editor).

В редактируемый блок сначала вставляют параметр видимости (Visibility Parameter) с помощью команды "BPARAMETER" или нескольких команд (рис. 5). Параметр видимости управляет состоянием видимости объектов блока. В каждом блоке может быть только один параметр видимости. На рис. 5 параметр видимо-

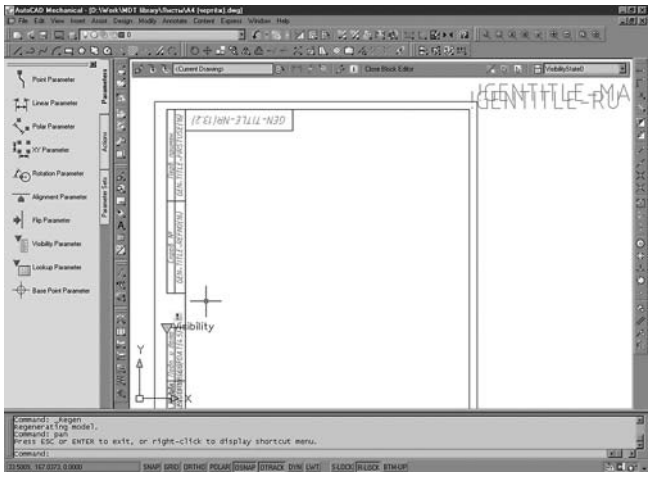


Рис. 5. Вставка параметра в динамический блок

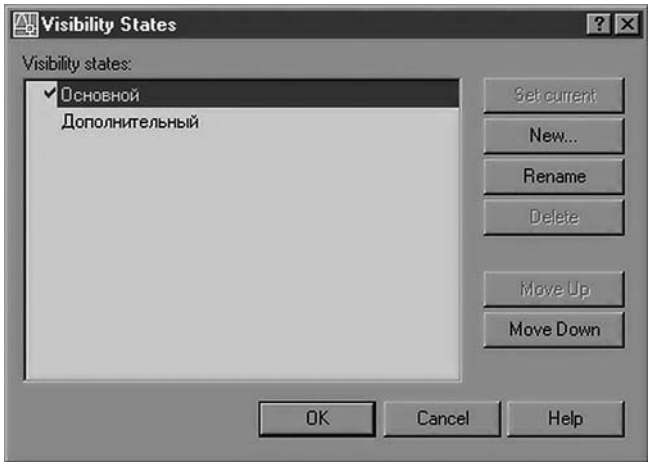


Рис. 6. Диалоговое окно управления состояниями видимости

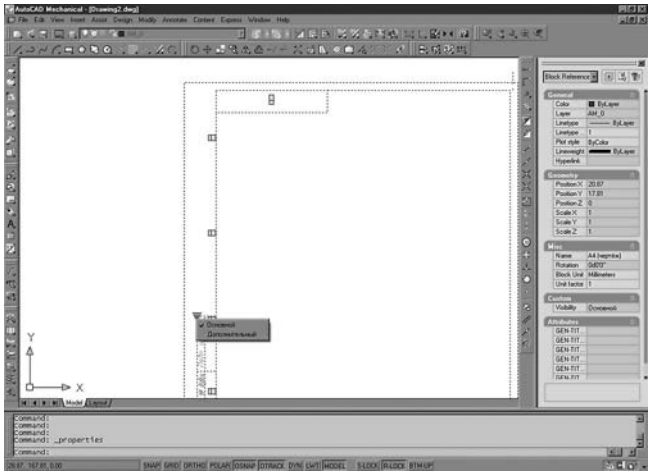


Рис. 7. Динамический блок в рисунке

сти не определен до конца, о чем свидетельствует стоящий рядом с ним значок треугольника. Чтобы определить состояние видимости блока, для этого параметра необходимо задать не менее двух различных состояний видимости. Состояния видимости задаются командой "BVSTATE" или командой "Visibility states..." из падающего контекстного меню, которое можно вызвать, выбрав параметр и щелкнув правой кнопкой мыши.

В диалоговом окне управления состояниями видимости задаются два состояния видимости: "Основной" и "Дополнительный" (рис. 6). При их создании состояние видимости объектов блока необходимо оставить без изменения. Выбрав состояние "Основной" как текущее, можно вернуться к редактированию блока.

Для "погашения" дополнительные графы для состояния видимости "Основной" надо оставить их видимыми в состоянии "Дополнительный". Это можно сделать командой "Object Visibility" из контекстного меню, выбрав предварительно необходимый объект, или командой "BVHIDE". Задав состояние "Дополнительный" как текущее, можно убедиться, что в нем скрытые объекты видимы.

Динамический блок в рисунке показан на рис. 7. Список состояний его видимости можно открыть, выбрав блок и щелкнув на значке треугольника, либо из окна свойств блока.

Следует иметь в виду то, что параметрические компоненты блока недоступны, если его масштабные коэффициенты по осям x, y и z не равны.

Таким образом, система AutoCAD Mechanical предоставляет широкие возможности для создания и управления библиотечными компонентами — блоками и внешними ссылками. С ее помощью можно создавать обширные каталоги различных символов, обозначений, бланков и прочего значительно эффективнее, чем в системе AutoCAD. Для их эффективного использования необходимо знать особенности данной системы. Серьезным недостатком системы является, однако, недостаточно развитый стандартный интерфейс управления блоками и внешними ссылками. Появление же в версии 2004 таких средств, как инструментальные палитры (Tool Palettes), значительно усовершенствовало работу с библиотеками блоков, что является существенным преимуществом системы AutoCAD.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **ГОСТ 2.303—68.** Единая система конструкторской документации. Линии. М.: Изд-во стандартов, 1988. С. 6—11.
2. **ГОСТ 2.304—81.** Единая система конструкторской документации. Шрифты чертежные. М.: Изд-во стандартов, 1988. С. 12—39.
3. **ГОСТ 2.302—68.** Единая система конструкторской документации. Масштабы. М.: Изд-во стандартов, 1988. С. 5.
4. **ГОСТ 2.104—68.** Единая система конструкторской документации. Основные надписи. М.: Изд-во стандартов, 1988. 12 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей смотрите на третьей странице обложки.

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)

Повышение трибологических характеристик многорядных роликоподшипников

Представлен метод угловой коррекции тяжелонагруженных многорядных роликоподшипников, работающих с перекосом колец вследствие упругих деформаций вала и деталей опорного узла. Показано, что благодаря уменьшению перегрузки отдельных элементов подшипника достигается существенное увеличение его грузоподъемности. Дана простая проверенная экспериментом зависимость для определения деформации при линейном контакте.

Angle correction technique for heavy-loaded multi-row roller bearings, operating with rings shift due to shaft elastic deformation and members of supporting unit is covered. It is shown that a considerable increase of its rated load capacity is achieved because of lowing overload of certain bearings' components. Simple experimentally proved dependence is given to determine deformation at linear contact.

Опыт эксплуатации и экспериментальные исследования роликоподшипников показывают, что их рабочие характеристики значительно ухудшаются из-за неравномерности распределения нагрузки по длине площадки контакта ролика с кольцами. Ее основной причиной является относительный перекос осей внутреннего и наружного колец, вызываемый главным образом упругой деформацией вала, и элементов опорного узла, а также ошибками изготовления и монтажа. Так, в работе [1] приведены результаты экспериментального исследования подшипника 32206 с короткими роликами (диаметр 7,5 мм, длина 6,5 мм), показавшие, что при перекосе на угол в 5′ долговечность уменьшается в 5 раз, а при перекосе в 10′ — в 20 раз. Аналогичные сведения содержатся также в ряде других работ. Изучению перекоса колец и уменьшению его влияния посвящены труды многих отечественных и зарубежных исследователей, в том числе А. С. Саверского и С. Я. Юсима [2], Д. В. Даринга и Е. А. Радзимовского [3], Т. А. Харриса [4], Н. В. Родзевича [5], М. Кубинека [6], T. Lösche [7]. В результате были разработаны меры по снижению концентрации нагрузки и повышению долговечности однорядных роликоподшипников.

Для многорядного подшипника положение существенно усложняется, поскольку общая длина линии контакта увеличивается в несколько раз и вместе с ней при том же угле перекоса растет неравномерность распределения нагрузки. Кроме того, в данном случае оно становится дискретным. Поэтому расчет контактных напряжений и нужного профиля поверхностей качения требует несколько иного подхода, отличного от использовавшегося в упомянутых работах.

При перекосе осей невращающегося подшипника на угол γ ось ролика может занимать любое произвольное в пределах этого угла положение (рис. 1, *а*). Но уже после нескольких его оборотов ось совпадает с биссектрисой угла γ, так как только в этом случае сумма опрокидывающих ролик моментов $\Sigma M_N = 0$ и он находится в равновесии (рис. 1, *б*). Расчет контактных напряжений может вестись по методике, изложенной в работах [8, 9]. Как показало сравнение результатов расчетов, выполненных по этой методике И. Н. Спицыной во ВНИППе, и экспериментальных данных, полученных в ИМАШе для тех же условий, расхождение лишь в редких случаях превышало 5 % как для первоначально точечного, так и для линейного контакта [9, с. 380].

Два обстоятельства затрудняют расчет многорядного роликоподшипника:

1) большая общая длина площадки контакта обусловливает бóльшее число уравнений в решаемой системе, и решение, хотя и возможное, становится громоздким. Увеличение же ширины полос, на которые разбивается искомая площадка контакта, вызывает некоторое нивелирование эпюры давлений и возможность затушевывания ее пиков;

2) нарушение непрерывности функции зазора между сопряженными поверхностями вызывает необходимость введения в программу дополнительных данных.

Поэтому в данном случае во избежание ненужных усложнений целесообразно предварительно установить распределение нагрузки по роликам, расположенным на одной линии в наиболее нагруженной зоне подшипника, что можно сделать следующим образом.

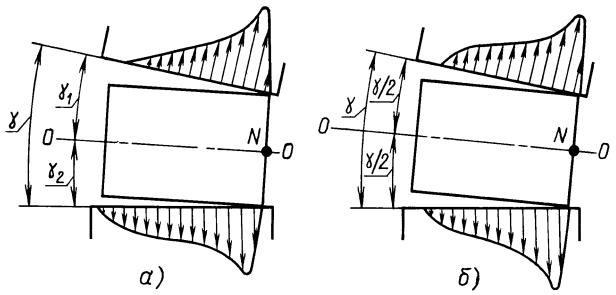


Рис. 1. Положение ролика при перекосе колец:
а — нестабильное, *б* — устойчивое

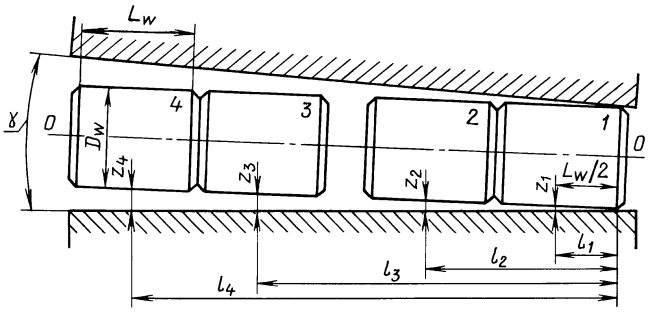


Рис. 2. Контакт роликов с кольцами некорригированного четырехрядного подшипника при максимальной нагрузке

Общая нагрузка, приходящаяся на эту группу роликов,

$$Q = 5R/n, \qquad (1)$$

где R — радиальная нагрузка на цилиндрическом подшипнике; n — число роликов в одном ряду.

Положим, что подшипник имеет четыре ряда роликов диаметром D_w и длиной L_w, средние сечения которых расположены от точки начального касания с кольцом наиболее нагруженного ролика на расстояниях l_1, l_2, l_3, l_4 (рис. 2). При угле γ перекоса колец зазоры между роликами (в средних их сечениях) и кольцами составят:

$$z_i = l_i\gamma/2. \qquad (2)$$

Для дальнейшего решения задачи необходимо знать зависимость упругого сближения δ ролика с кольцом от интенсивности q нагрузки на нем. В работах Н. М. Беляева, М. Феппля, Г. Лундберга, А. Пальмгрена приведены формулы для определения δ при заданной нагрузке, упругих характеристиках материала, формах и размерах деталей. Однако они дают хотя и близкие, но все же заметно отличающиеся друг от друга результаты. В связи с этим в ИМАШе была проведена серия экспериментов по определению указанной зависимости. Опыты проводили, сжимая ролики длиной 50 мм и диаметром 12, 20 и 30 мм между плоскими торцевыми поверхностями цилиндров диаметром 50 мм и высотой 30 мм. Материал деталей сталь ШХ15, твердость 61÷62 *HRC*. Упругую деформацию $\delta_{эксп}$ определяли как половину сближения торцов цилиндров, которое измеряли с помощью двух внутромеров. Результаты опытов приведены в табл. 1, где D_w и L_w — диаметр и длина ролика; P — общая нагрузка на контакте; q — интенсивность нагрузки; p_0 — максимальное контактное давление; $K = q/\delta_{эксп}$ — коэффициент пропорциональности. В последних трех строках табл. 1 приведены результаты, полученные при сжатии ролика между двумя массивными плитами толщиной 30 мм, средняя часть которых представляла собой дорожку шириной 50 мм и высотой 3 мм. Ролик устанавливали поперек дорожки.

Для сравнения были найдены расчетные значения $\delta_{расч}$ по зависимостям Н. М. Беляева [10, с. 119], согласно которым при сжатии кругового цилиндра с упругим полупространством $\delta_{расч} = 2q\Theta \ln \dfrac{e}{qR\Theta}$, где $\Theta = (1 - \mu^2)/(\pi E)$ (E и μ — модуль упругости и коэффициент Пуассона материала сжимаемых тел); R — радиус цилиндра. В этих формулах принято: E в кгс/см^2; q в кгс/см; R в см; δ в см.

Как видно из табл. 1, расхождение между расчетными и экспериментальными данными $\Delta = 100(\delta_{расч} - \delta_{эксп})/\delta_{расч}$ в половине случаев не превышает 3 % и лишь при самой малой деформации, когда относительная ошибка особенно велика, составляет 13 %. Среднее значение абсолютных величин расхождения равно 5 %. Коэффициент пропорциональности колеблется от 37 740 до 40 910 Н/мм^2.

Для дополнительного контроля полученных результатов, а также для определения их применимости в условиях перекосов, был рассчитан коэффициент пропорциональности для пары плоскость — ролик диаметром 40 мм и эффективной (без учета скосов) длиной 40 мм при перекосах от 0 до 6′. Расчеты вели по методике, описанной в работах [8, 9]. Результаты расчетов приведены в табл. 2 и дают значение K, близкое к полученному ранее:

$$K = q/(\delta - z_{ср}) = (34{,}4 \div 36{,}4)10^3 \text{ Н/мм}^2,$$

где $z_{ср}$ — зазор между плоской деталью и роликом в среднем по его длине сечении.

Интересно заметить, что величина деформации $\delta - z_{ср}$ в среднем сечении при заданной нагрузке остается практически постоянной при всех значениях угла перекоса[1]. Учитывая приведенные выше расчетные и экспериментальные данные, можем с достаточной для практиче-

Таблица 1

D_w, мм	L_w, мм	P, кН	q, Н/мм	p_0, ГПа	$\delta_{эксп}$, мм	$K = \dfrac{q}{\delta_{эксп}}$, Н/мм^2	$\delta_{расч}$, мм	Δ, %
12	50	15	300	1,36	0,00765	39 216	0,0094	13,1
		30	600	1,92	0,0159	37 736	0,0177	10,2
		45	900	2,35	0,02345	38 380	0,0256	8,4
		60	1200	2,71	0,0309	38 835	0,0332	6,9
		75	1500	3,03	0,0381	39 370	0,0406	6,2
20	50	25	500	1,36	0,01275	39 216	0,0143	10,8
		50	1000	1,92	0,02590	38 610	0,0267	3,0
		75	1500	2,35	0,03865	38 810	0,0385	−0,4
		100	2000	2,71	0,05055	39 565	0,0498	−1,5
		125	2500	3,03	0,06225	40 160	0,0607	−2,5
30	50	35	700	1,31	0,01840	38 043	0,0186	1,0
		70	1400	1,85	0,03575	39 160	0,0347	−3,0
		105	2100	2,27	0,05245	40 038	0,0497	−5,5
		140	2800	2,62	0,06925	40 433	0,0641	−8
		175	3500	2,93	0,08555	40 912	0,078	−9,7
30	50	35	700	1,31	0,0180	38 890	0,0186	3,2
40	50	40	800	1,31	0,02075	38 554	0,0204	−1,7
50	50	40	800	1,93	0,0200	40 000	0,0199	−0,5

[1] Расчеты выполнены И. Н. Спицыной во ВНИПП.

Таблица 2

Q, кН	q, Н/мм	γ'	$z_{ср}$	δ	$\delta - z_{ср}$	$K = q/(\delta - z_{ср})$, Н/мм^2
			мм			
30	750	0	0	0,0212	0,0212	32 777
		2	0,0116	0,0328	0,0212	35 377
		4	0,0233	0,0439	0,0206	36 408
		6	0,0349	0,0525	0,0176	42 614
60	1500	0	0	0,0434	0,0434	34 562
		2	0,0116	0,0551	0,0435	34 482
		4	0,0233	0,0667	0,0434	34 562
		6	0,0349	0,0783	0,0434	34 562
90	2250	0	0	0,0620	0,0620	36 290
		2	0,0116	0,0736	0,0620	36 290
		4	0,0233	0,0853	0,0620	36 290
		6	0,0349	0,0969	0,0620	36 290

ских целей степенью точности принять $K = 38 \cdot 10^3$ Н/мм^2 при p_0 до 3 ГПа. Следовательно, интенсивность нагрузки

$$q = 38 \cdot 10^3 \delta, \qquad (3)$$

где q в Н/мм, δ в мм.

Из табл. 2 следует, что соотношение (3) остается справедливым и в случае перекосов. Для многорядного подшипника оно приобретает вид $q_i = K(\delta - z_i)$, где δ — по-прежнему упругое сближение кольца с наиболее нагруженным роликом рассматриваемого ряда в точке начального его контакта, мм; z_i — зазор между кольцом и роликом ряда i в среднем по длине его рабочей части сечении, вызываемый перекосом, мм; q_i — средняя интенсивность нагрузки на этом ролике без учета краевого эффекта. Следовательно, нагрузка на каждый из роликов составит

$$Q_i = KL_w(\delta - z_i), \qquad (4)$$

а общая нагрузка на рассматриваемую группу наиболее нагруженных роликов, расположенных по одной образующей беговой дорожки кольца, составит

$$Q = \sum_{i=1}^{m} Q_i, \qquad (5)$$

где m — число рядов в подшипнике.

Подставив в равенство (5) равенство (4) и решив полученную зависимость относительно δ, найдем:

$$\delta = \frac{1}{m}\left(\frac{Q}{KL_w} + \sum_{i=1}^{m} z_i\right). \qquad (6)$$

Подставим $z_i = l_i\gamma/2$ и найденную величину δ в уравнение (4) и определим нагрузку Q_i на ролик i. Далее для роликов каждого из m рядов рассчитаем коррекцию форм поверхностей качения, обеспечивающую уменьшение максимальных контактных напряжений путем выравнивания нагрузки как вдоль каждого из роликов, так и между их рядами.

Наиболее простым и в то же время эффективным методом корригирования является, как было сказано выше, прямолинейная угловая коррекция продольного профиля роликов или одного из колец подшипника. Во втором случае беговой дорожке одного из колец (предпочтительно, не имеющего бортов) придается конусность с таким расчетом, чтобы образующая этой дорожки располагалась относительно оси кольца под углом γ, равным углу перекоса осей при максимальной длительно действующей нагрузке на подшипник. Угол при вершине конуса в этом случае равен 2γ, а сама вершина обращена в сторону сечения вала с максимальной стрелой прогиба при корректировании внутреннего кольца (рис. 3) и обратную ей — при корректировании наружного. Такая коррекция обеспечивает равномерное по ширине подшипника прилегание всех роликов наиболее нагруженного ряда к беговым дорожкам по всей их длине во время максимального нагружения и, соответственно, существенное снижение максимальных напряжений в сравнении с некорригированным подшипником. При нагрузке, меньшей максимальной, уже не будет равномерного прилегания ролика к кольцам и возникнет концентрация нагрузки со стороны другого торца подшипника. Но перегрузки в этой зоне не произойдет вследствие меньшей общей нагруженности контакта и такая концентрация не будет опасной.

В качестве примера и для оценки степени эффективности метода рассмотрим подшипник 212792М прокатного стана, работающий при радиальной нагрузке 2,5 МН с перекосом осей $\gamma = \mathrm{arctg}\,0{,}448 \cdot 10^{-3}$. Число роликов в ряду $n = 28$, число рядов $m = 4$, диаметр ролика $L = 52$ мм, общая длина ролика $L_w = 90$ мм, длина рабочей части ролика (без фасок) $L_w = 84$ мм, расстояние между роликами второго и третьего рядов 38 мм, радиус беговой дорожки внутреннего кольца 259 мм, расстояния $l_1 = 42$ мм, $l_2 = 132$ мм, $l_3 = 260$ мм, $l_4 = 350$ мм (см. рис. 2).

Нагрузка на наиболее нагруженной группе роликов в соответствии с формулой (1) $Q = 446\,430$ Н. Согласно формуле (2) находим: $z_1 = 0{,}009408$ мм, $z_2 = 0{,}029568$ мм, $z_3 = 0{,}058240$ мм, $z_4 = 0{,}078400$ мм. Подставив эти значения в формулу (6), получим $\delta = 0{,}078869$ мм. С учетом формул (3) и (4) получим: $Q_i = 38\,000 \cdot 84(0{,}078869 - z_i)$ Н. Отсюда $Q_1 = 221\,720$ Н, $Q_2 = 157\,370$ Н, $Q_3 = 65\,850$ Н, $Q_4 = 1500$ Н, т. е. нагрузка Q_1 на наиболее нагружен-

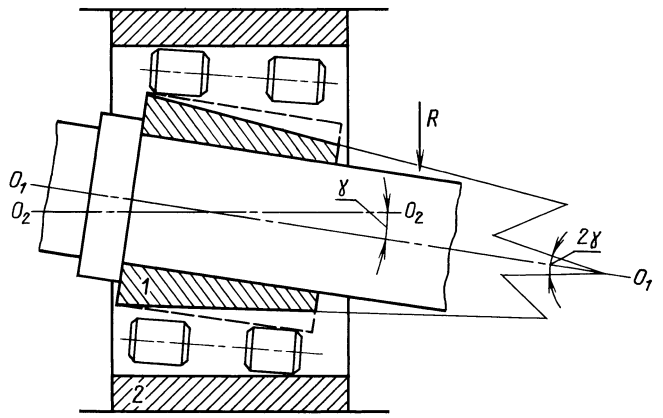


Рис. 3. Коррекция беговой дорожки внутреннего кольца

ном ролике некорригированного подшипника равна 221 720 Н. Согласно формуле (1) это соответствует радиальной нагрузке на первом ряду роликов:

$$R_1 = Q_1 28/5 = 1\ 241\ 632 \text{ Н},$$

в то время как в корригированном подшипнике при равномерном распределении общей нагрузки по рядам $R = 625\ 000$ Н.

В подшипникостроении принято считать, что долговечность L роликового подшипника обратно пропорциональна нагрузке в степени 10/3. Следовательно, в данном случае $L_{кор}/L_{некор} = \left(\frac{1\ 241\ 632}{625\ 000}\right)^{10/3} = 9{,}8.$

Разумеется, подшипник не выходит из строя сразу же даже после сильного выкрашивания на наиболее нагруженных его элементах. Поэтому полученное соотношение представляется завышенным. Вместе с тем на пораженных участках поверхностей ухудшаются условия смазывания, ужесточается температурный режим, повышается возможность их схватывания и задира, возникают дополнительные зоны концентрации напряжений и появляются новые выемки. Область разрушения захватывает все новые участки поверхностей качения, и в итоге происходит преждевременный отказ опоры.

Следует заметить, что вопрос о критерии выхода из строя деталей машин по признаку контактной усталости до сих пор остается открытым и, определяясь требованиями к конкретному узлу, не имеет однозначного ответа.

Надо иметь в виду, что приведенная выше зависимость справедлива при условии равномерного распределения нагрузки по всей длине наиболее нагруженного ролика. В действительности же, как показывает расчет, вблизи торца первого ролика даже без учета краевого эффекта интенсивность нагрузки при заданном перекосе в 1,5 раза выше средней.

Очевидно, что при нагрузке, меньшей максимальной, для которой принят угол коррекции, равномерного ее распределения по всем рядам корригированного подшипника уже не будет. Положим, что общая нагрузка уменьшилась до 1,5 МН. Зона концентрации нагрузки перемещается на противоположный торец подшипника (рис. 4), перекос осей уменьшается до $\gamma' = 0{,}448 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}5/2{,}5 = 0{,}269$ рад, перекос на контакте становится равным $\gamma'_к = (0{,}448 - 0{,}269) \cdot 10^{-3}/2 = 0{,}09 \cdot 10^{-3}$ рад. В этом случае $l_1 = 350$ мм, $l_2 = 260$ мм, $l_3 = 132$ мм и $l_4 = 42$ мм. Аналогично предыдущему решению: $z_1 = 350 \cdot 0{,}09 \cdot 10^{-3}/2 = 0{,}01575$ мм; $z_2 = 0{,}0117$ мм; $z_3 = 0{,}00594$ мм и $z_4 = 0{,}00189$ мм. Нагрузка на наиболее нагруженной группе роликов, относящихся к рядам 1—4, $Q = 5 \cdot 1{,}5 \cdot 10^6/28 = 267\ 857$ Н. Согласно формуле (6) $\delta = 0{,}0209$ мм. Подставив найденные значения δ и z_1 в формулы (3) и (4), получим: $Q_1 = 44\ 848$ Н; $Q_2 = 57\ 775$ Н, $Q_3 = 76\ 151$ Н, $Q_4 = 89\ 089$ Н.

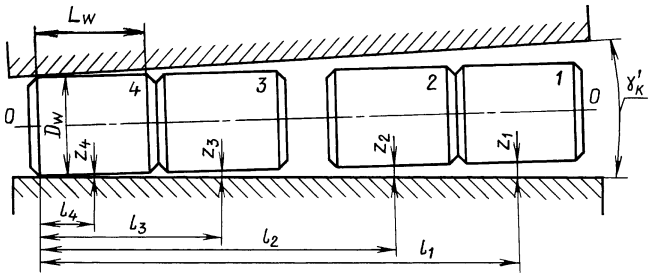


Рис. 4. Контакт ролика с кольцами корригированного подшипника при нагрузке, меньшей максимальной

Таким образом, нагрузка на наиболее нагруженном ролике корригированного подшипника и при его недогрузке, т. е. при несовпадении угла перекоса осей с углом перекоса на контакте, остается меньшей в сравнении с некорригированным подшипником более чем вдвое.

Жесткость вала многорядного роликоподшипника чересчур велика для того, чтобы изменение угла наклона его упругой линии в пределах ширины подшипника было достаточным для существенного изменения распределения нагрузки между рядами роликов. В случае необходимости это изменение может быть учтено при определении z_i.

Заключение

Многорядные роликовые подшипники устанавливаются, как правило, в тяжелонагруженных опорных узлах и вследствие упругих деформаций элементов системы работают в большинстве случаев с перекосом осей колец, что вызывает преждевременный выход опоры из строя. Угловая коррекция беговой дорожки одного из колец помогает более равномерно распределить нагрузку по рядам роликов и тем самым повысить долговечность подшипника либо увеличить его грузоподъемность. Угол коррекции выбирается соответственно перекосу осей при максимальной длительно действующей нагрузке. При меньших нагрузках имеет место перекос на контакте в обратную сторону, но это не вызывает перегрузки вследствие более легкого режима работы. Эффективность угловой коррекции проверена на тяжелонагруженных прямозубых консольных зубчатых передачах, условия на рабочих поверхностях которых близки к условиям в роликовом подшипнике — контакт двух цилиндров при эластогидродинамической смазке. Одна и та же пара колес работала вначале некорригированными, затем в том же режиме корригированными профилями зубьев. Опыт был проведен с разными нагрузками при различной твердости колес [11]. Во всех случаях разрушение на зубьях корригированных передач было значительно меньшим даже при более длительных в сравнении с некорригированными испытаниях (рис. 5).

Угловая коррекция может быть выполнена и на самих роликах с учетом зазоров на каждом из рядов и угла перекоса осей. В этом случае должна проводиться четкая маркировка роликов во избежание ошибок при сборке подшипника и его монтаже (последнее относится и к подшипникам с корригированными беговыми дорожками).

Известен ряд методов увеличения работоспособности однорядных роликоподшипников: закругление торцов роликов; повышение их упругой податливости; бомбинирование; иногда изготовление веретенообразных роликов. Эти методы с успехом могут быть использованы и для многорядных роликоподшипников в сочетании с

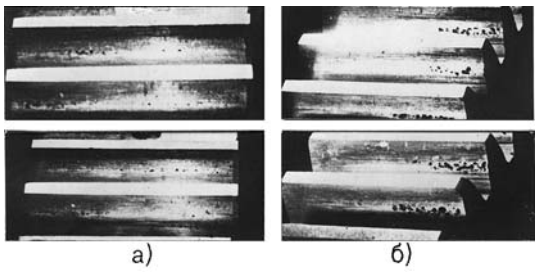


Рис. 5. Разрушение зубьев консольного ведущего колеса корригированной зубчатой передачи (число $N_ц = 1 \cdot 10^6$) (*а*) и тех же зубьев некорригированной передачи ($N_ц = 0{,}5 \cdot 10^6$) (*б*) при перекосе валов на 0,009 рад

угловой коррекцией. Представляется наиболее целесообразным придание ролику профиля, обеспечивающего равномерное распределение давления по всей длине ролика при наибольшей длительно действующей нагрузке [12]. В этом плане существенный интерес представляют работы, выполненные И. Н. Спицыной [13, 14].

Сказанное выше в равной степени относится и к коническим подшипникам с той лишь разницей, что угол коррекции в этом случае отсчитывается не от оси беговой дорожки кольца, а от ее образующей.

Угловая коррекция не требует специальной технологической оснастки и может быть осуществлена на стандартном металлообрабатывающем оборудовании.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Батенков С. В.** Влияние монтажных перекосов на долговечность радиальных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами / Тр. ВНИППа. 1980. С. 103—107.
2. **Саверский А. С., Юсим С. Я.** Влияние перекоса колец на работоспособность подшипников качения. М.: НИИАвтопром, 1976. 80 с.
3. **Dareing D. W., Radzimovski E. A.** Misaligned Roller Bearings // Machine Design. 1964. Feb. 13. P. 175—179.
4. **Harris T. A.** The effect of Misalignment on the Fatique Life of Cylindrical Roller // Paper of American Society Mechanical Engineers. 1968. N 3. P. 48—57.
5. **Родзевич Н. В.** Выбор и расчет оптимальной формы роликов для подшипников // Вестник машиностроения. 1970. № 7. С. 11—15.
6. **Кубинек М.** Улучшение характеристик подшипников качения // Подшипниковая промышленность. 1969. № 3. С. 42—46.
7. **Lösche T.** Leistungssteigerung durch modifizierte Linienberührung bei Zylinderrollenlagern und Kegelrollenlagern // Wälzlagertechnik. 1987. N 1. S. 4—9.
8. **Орлов А. В.** Опоры качения с поверхностями сложной формы. М.: Наука, 1983. 125 с.
9. **Справочник** по триботехнике // Под ред. А. В. Чичинадзе и М. Хебды. Т. 2. М.: Машиностроение, 1990. С. 374—381.
10. **Беляев Н. М.** Труды по теории упругости и пластичности. М.: Гостехтеориздат, 1957. 632 с.
11. **Орлов А. В.** Влияние неточностей положения валов на условия работы зубчатых передач. М.: Наука, 1966. 99 с.
12. **Орлов А. В.** Определение формы поверхностей качения, обеспечивающей заданный закон распределения давления // Машиноведение. 1986. № 1. С. 90—99.
13. **Спицына И. Н.** Несущая способность опор качения с бомбинированными роликами // Надежность и контроль качества. 1986. № 3. С. 43—46.
14. **Спицына И. Н.** Влияние перекоса на распределение давлений при линейном контакте // Тр. ВНИППа. 1985. № 1. С. 117—125.

УДК 621.431-242:621.891

В. Н. НИКИШИН, канд. техн. наук
(Камская государственная инженерно-экономическая академия, г. Набережные Челны)

Роль трения во вторичном движении поршня

Представлены результаты экспериментальных исследований скорости и ускорения вторичного движения поршня. По результатам экспериментальных данных момента начала перекладки поршня определено суммарное сопротивление перекладки поршня. Приведены численные значения суммарного сопротивления.

The piston secondary motion acceleration and speed pilot investigation results are described. Total resistance of the piston transposition is determined by the experimental results of the piston transposition starting momentum. Numerical value of total resistance is given.

Вторичное движение (перекладка) поршня в зазоре поршень—цилиндр оказывает самое непосредственное влияние на надежность, вибрацию и шум двигателя, на кавитационные разрушения, смазывание и расход масла через цилиндропоршневую группу (ЦПГ), потери на трение, износ ЦПГ.

Перекладка поршня происходит под действием боковой силы $N = F_\Sigma \operatorname{tg}\beta$. Движению поршня препятствуют силы и моменты трения: сила трения между юбкой поршня и цилиндром; сила трения между поршнем и поршневыми кольцами; сила трения между поршневыми кольцами и цилиндром; момент трения в соединениях поршневого пальца; момент трения между шатуном и шатунной шейкой.

Для измерения перекладки поршня были применены пьезоэлектрические акселерометры, которые устанавливали на поршень в радиальном направлении в двух точках: точка 1 соответствует верхней кромке юбки, точка 2 — нижней кромке. Токосъем с датчиков на шатун осуществлялся посредством пружинного кольца. Далее кабели прокладывали по шатуну и специальному двухрычажному токосъемнику на блок цилиндров. Измерения проводили на автомобильном дизеле размерности D/S 13/14.

Отфильтрованные и один раз проинтегрированные электрические сигналы, пропорциональные ускорению g и скорости v перекладки поршня по углу α поворота коленчатого вала (у.п.к.в.) на номинальном режиме работы дизеля ($g = 9{,}81$ м/с^2), показаны на рис. 1. Там же представлена зависимость боковой силы N кривошипно-шатунного механизма. На рис. 2 в увеличенном масштабе представлена перекладка поршня во второй фазе такта выпуска: $n = 2100$ мин$^{-1}$, нагрузка 100 %.

Установлено, что перекладки поршня происходят в

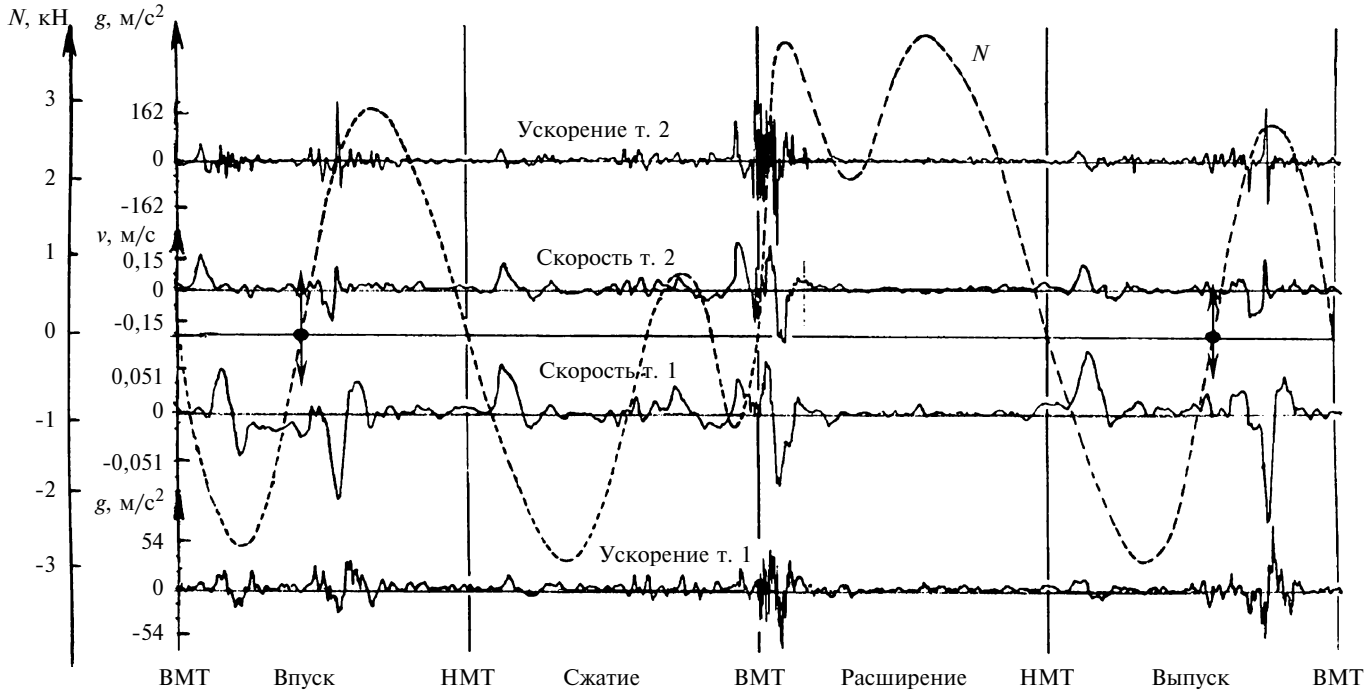


Рис. 1

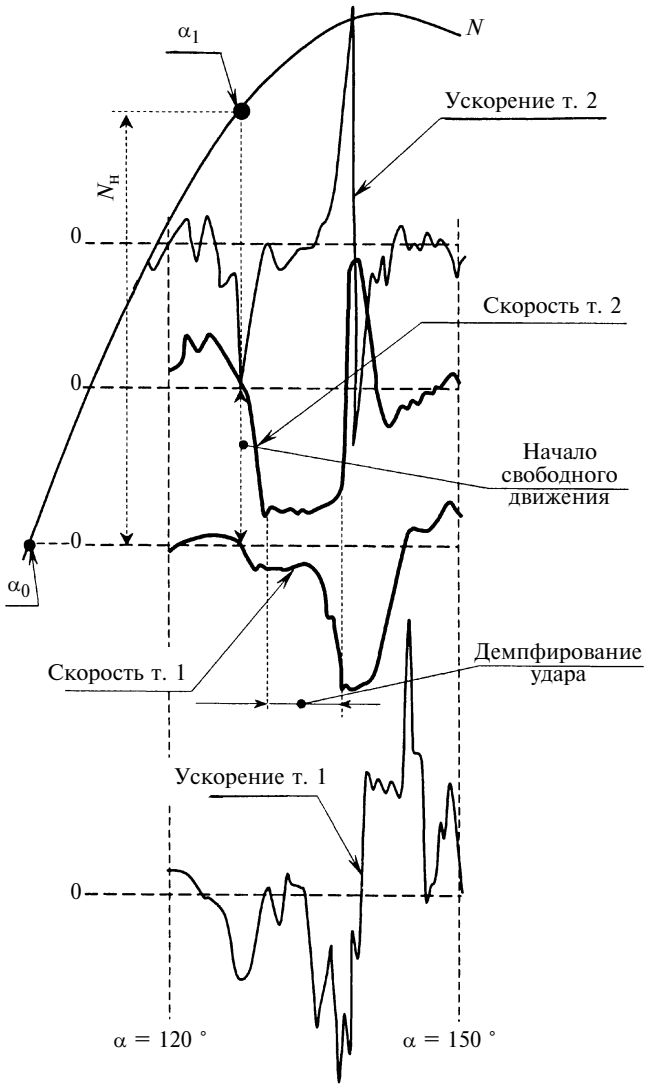


Рис. 2

соответствии с изменением силы N. При изменении знака силы N начинается свободное движение поршня от одной стенки гильзы цилиндра к противоположной, причем верхняя и нижняя кромки юбки поршня начинают движение одновременно. Далее нижняя кромка юбки поршня опережает верхнюю кромку.

Первая фаза свободного движения заканчивается контактом нижней кромки юбки с противоположной стороной гильзы цилиндра. В момент выбора зазора нижней кромкой начинается вращательное движение (перекатывание) верха юбки относительно низа. Перекатывание происходит с выдавливанием масла из зазора, выбираемого верхней кромкой юбки поршня. Таким образом, радиальное движение поршня обусловлено изменением направления силы N и является сложным.

Свободное движение поршня начинается не сразу с изменением знака силы N. Для начала свободного движения поршня необходимо преодолеть силы и моменты сопротивления. Начало свободного поперечного движения поршня в ненагруженную сторону в районе мертвых точек тактов впуска, сжатия и выпуска запаздывает от момента изменения знака силы N на 15÷20° у.п.к.в. Причем бóльшие значения относятся к меньшей частоте вращения коленчатого вала — 1300 мин$^{-1}$. Боковая сила, соответствующая этому моменту, для тактов сжатия и выпуска $N_н$ = 1 кН, для такта впуска $N_н$ = 2 кН.

В нагруженную сторону свободное поперечное движение поршня на такте впуска начинается примерно при тех же углах запаздывания (13÷18° у.п.к.в.) от момента изменения знака силы N. На такте выпуска этот угол больше — 22÷27° у.п.к.в. При этом $N_н$ = 1,4 и 2 кН соответственно для тактов впуска и выпуска для номинального режима.

На такте расширения поршень перекладывается один раз около рабочей ВМТ. Начало свободного поперечного движения соответствует 10÷15° у.п.к.в. после ВМТ.

Таким образом, получено, что суммарные сопротивления перекладки поршня эквивалентные значению силы N в момент начала свободного движения поршня, зависят от такта и режима работы дизеля.

Свободное вторичное движение поршня описывается дифференциальными уравнениями:

$$\begin{cases} m\dfrac{d^2x}{dt^2} = N - F_{\text{сопр}}; \\ I_{O_1}\dfrac{d^2\varphi}{dt^2} = cN - M_{\text{сопр}}, \end{cases} \quad (1)$$

где m — масса возвратно-поступательно движущихся частей КШМ; x — поперечное перемещение поршня; I_{O_1} — момент инерции поршневой группы относительно центра масс; φ — угол поворота поршня вокруг центра масс; c — расстояние от оси поршневого пальца до центра масс.

Обозначив скорость перекладки центра масс как V_{O_1}, приняв скорость изменения силы N за время перекладки постоянной и проинтегрировав выражение (1) в интервале $t_0 \div t_\delta$, получим выражение:

$$V_{O_1} = \frac{t_\delta^2 \dot{N}}{2m} - \frac{t_\delta F_{\text{сопр}}}{m}. \quad (2)$$

Из выражения (2) видно, что свободное поперечное движение поршня с учетом сопротивлений начнется в момент времени, когда $V_{O_1} \geqslant 0$. Тогда из выражения (2) суммарная сила сопротивления свободному поперечному движению поршня $F_{\text{сопр}} = t_{\text{н}}\dot{N}/2$, где $t_{\text{н}}$ — время начала свободного поперечного движения поршня, отсчитываемое от момента смены знака силы N.

Суммарная сила сопротивления поперечному движению поршня $F_{\text{сопр}} = N_{\text{н}}/2$, где $N_{\text{н}}$ — значение силы N в момент начала перекладки поршня.

Из эксперимента получено: на нерабочих ходах суммарное сопротивление $F_{\text{сопр}} = 0{,}3 \div 1$ кН и соответственно $1{,}6 \div 1{,}9$ кН на рабочем ходе. Разброс определяется скоростным режимом работы дизеля.

Силы и моменты сопротивления не оказывают влияния на максимальную скорость перекладки поршня, но они определяют начало свободного движения поршня, а следовательно, и окончание перекладки — соударение поршня с гильзой.

УДК 621.829.9-229.331

А. В. КОСМЫНИН, д-р техн. наук, В. И. ШАЛОМОВ (ГТУ, г. Комсомольск-на-Амуре),
С. П. ЧЕРНОБАЙ, канд. техн. наук (ОАО "Комсомольское-на-Амуре авиационное производственное объединение" им. Ю. А. Гагарина)

Высокоскоростные шпиндельные узлы с опорами на газовой смазке

Рассмотрены конструкции высокоскоростных шпиндельных узлов с опорами на газовой смазке и даны их технические характеристики.

Constructions of the high-speed spindle assemblies with gas-lubricated bearings are considered, their performance characteristics are given.

Современный уровень требований к точности, быстроходности и долговечности шпиндельных узлов характеризуется следующими показателями [1]: погрешность вращения менее 0,5 мкм; долговечность более 5000 ч; быстроходность более $5 \cdot 10^5$ мм · мин$^{-1}$.

Достижение таких высоких показателей при шлифовании изделий с использованием шпиндельных узлов на опорах качения осложняется сравнительно малой окружной скоростью резания, что вынуждает прибегать к сильному прижатию круга. Это приводит к изгибу оправки, искажению геометрии изделия и к снижению качества шлифуемой поверхности из-за засаливания круга.

Внедрение в конструкцию шпиндельных узлов подшипников на газовой смазке позволяет повысить жесткость и массу шпинделя путем увеличения диаметра рабочих шеек при одновременном повышении окружной скорости шлифовального круга. Последнее позволяет осуществлять шлифование с большими подачами, что приводит к повышению производительности труда, улучшению качества шлифования и уменьшению чувствительности к дисбалансу оправки и круга, так как их масса заметно меньше массы шпинделя.

Помимо сказанного, многолетний опыт ЭНИМСа [2] по эксплуатации пневмошпинделей с подшипниками на газовой смазке в условиях мелкосерийного и серийного производства позволил выявить их дополнительные преимущества по сравнению со шпинделями на опорах качения:

1) большую долговечность, определяемую временем работы шпинделя, при неизменном качестве шлифования;

2) в 4÷5 раз меньший уровень вибрации;

3) исключение загрязнения окружающей среды масляным туманом вследствие применения чистого воздуха в качестве смазки.

Результатом совместной работы ОАО "КнААПО" с Комсомольским-на-Амуре государственным техническим университетом явилось создание двух моделей высокоскоростных внутришлифовальных пневмошпинделей для шлифовальных станков.

Конструкция высокоскоростного внутришлифоваль-

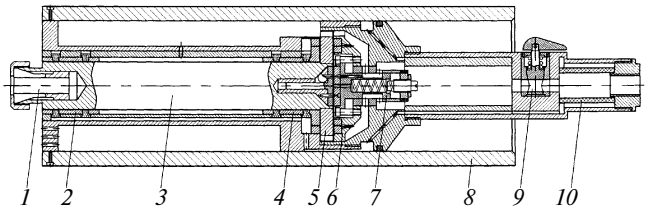


Рис. 1. Конструкция высокоскоростного внутришлифовального шпинделя:
1 — цанговый зажим; *2* — опорный подшипник; *3* — шпиндель; *4* — опорно-упорный подшипник; *5* — рабочее колесо турбины; *6* — сопловой аппарат турбины; *7* — регулятор предельной частоты вращения; *8* — гильза; *9* — клапан; *10* — фильтр

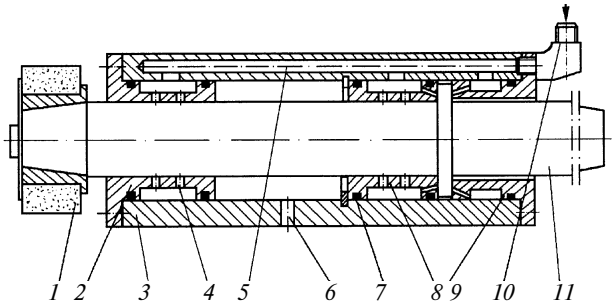


Рис. 2. Конструкция высокоскоростного шпиндельного узла на газостатических опорах с пористыми вставками

ного шпинделя к шлифовальному станку мод. 3А228 показана на рис. 1.

Газовыми опорами шпинделя служат: двусторонний упорный подшипник с микролабиринтами и два радиальных подшипника с частично пористой стенкой вкладыша. Каждый радиальный подшипник имеет два ряда пористых вставок диаметром 4 мм, расположенных равномерно по окружности. Материал вставок — пористая бронза, изготовленная методом порошковой металлургии. При диаметре шпинделя 30 мм относительная длина подшипников равна 1,2. Относительное расстояние пористых вставок от торцов подшипника — 0,26. Средний радиальный зазор c = 17 мкм. Вкладыш подшипников изготовлен из бронзы Бр010, а шпиндель — из стали 3Х13. После токарной обработки шпиндель закаливали до твердости 60÷62 *HRC* с охлаждением ниже 70 °С между промежуточными отпусками. Такая термообработка позволяет стабилизировать структуру металла и тем самым предотвратить в дальнейшем поводку шпинделя. После окончательной обработки поверхности шпинделя отклонения от формы (конусность, овальность, бочкообразность и т. д.) не превышали 10 мкм.

Техническая характеристика шпинделя
(при избыточном давлении воздуха 0,5 МПа)

Мощность, кВт	1,6
Частота вращения, мин$^{-1}$	32 000
Быстроходность, мм/мин	$9{,}6 \cdot 10^5$
Диаметр шлифуемого отверстия, мм	Не более 200
Диаметр шлифовального круга, мм	Не более 70
Габаритные размеры гильзы, мм:	
диаметр	100
длина	400
Масса, кг	18

Испытания опытного образца внутришлифовального шпинделя показали хорошее качество шлифуемой электрокорундовым кругом 25СТ18К поверхности отверстий (сталь Х18Н10Т, параметр *Ra* шероховатости не более 0,04 мкм), высокую точность ее обработки (отклонение от круглости не более 0,2 мкм, волнистость поверхности на доводочном режиме не обнаружена) и безотказную работу газовых опор. Установлено также, что износ шлифовального круга при работе на разработанной конструкции шпинделя уменьшается в 1,4 раза по сравнению с отраслевой конструкцией головки мод. ВШГ 000.000РЭЭ на опорах качения. При этом производительность труда возрастает примерно в 2,3 раза.

Высокоскоростной шпиндельный узел внутришлифовального станка мод. 3К227В показан на рис. 2.

Этот шпиндельный узел спроектирован с учетом возможности работы от штатного привода и от воздушного турбопривода. Газовыми опорами шпинделя служат радиальные подшипники с частично пористой стенкой вкладыша и двусторонний кольцевой подпятник, выполненный с лабиринтными уплотнениями.

Основными конструктивными элементами шпиндельного узла являются: шлифовальный круг *1*, радиальный газовый подшипник *2*, корпус *3*, радиально-упорный газостатический подшипник *8*, упорный газовый подшипник *9* и шпиндель *11*. Каждый радиальный подшипник имеет два ряда пористых вставок *4* диаметром 6 мм, расположенных равномерно по окружности. Средний радиальный зазор составляет 35 мкм. При диаметре вала 40 мм относительная длина подшипников равна 1,2. Относительное расстояние пористых вставок от торцов подшипника 0,25. Вкладыш подшипника изготовлен из бронзы Бр010. Упорные подшипники — двухрядные с шестью питателями диаметром 0,4 мм. Упорным гребнем подшипников служит кольцо, выполненное заодно со шпинделем. Шпиндель длиной 400 мм изготовлен из стали 38ХМЮА, азотированной на глубину 0,4 мм, твердость 50÷55 *HRC*. Он обладает стабильностью размеров, коррозионно устойчив. Материал корпуса пневмошпинделя — сталь 30ХГСА. В стенке корпуса в осевом направлении высверлен канал *5* для подвода сжатого воздуха к питателям подшипников. В центральной части корпуса имеется отверстие *6* для отвода отработавшей воздушной смазки в окружающую среду.

Сжатый воздух под давлением 0,4÷0,6 МПа подается к воздушным опорам пневмошпинделя через штуцер *10*. Утечка сжатого воздуха из камеры нагнетания смазки предотвращается кольцевыми резиновыми уплотнениями *7*, размещенными в корпусе подшипников.

Техническая характеристика шпинделя
(при избыточном давлении воздуха 0,5 МПа)

Рабочая частота вращения шпинделя, мин$^{-1}$:	
для штатного привода станка	11 000
для турбопривода	30 000
Быстроходность $d \times n$, мм/мин:	
для штатного привода станка	$4{,}4 \cdot 10^5$
для турбопривода	$1{,}2 \cdot 10^6$
Диаметр шлифуемого отверстия, мм	20÷200
Длина шлифования, мм	Не более 200
Массовый расход сжатого воздуха, кг/с	$15 \cdot 10^{-4}$
Масса, кг	11

УДК 621.757.06:658.527-192

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

Показатели надежности несинхронной сборочной линии и организация ее технического обслуживания

Получены зависимости для определения показателей надежности работы несинхронной сборочной линии с учетом функциональных простоев ее узлов. Разработан метод расчета числа наладчиков и оценки эффективности их работы. Показано, что для оценки производительности несинхронной сборочной линии необходимо перманентное отслеживание надежности ее работы и качества технического обслуживания в процессе эксплуатации.

Dependencies are obtained to determine reliability indexes of asynchronous assembly line operation taking into consideration its units' functional downtime. Methods of calculating the number of adjusters and of evaluating their efficiency are developed. It is shown that permanent monitoring of the asynchronous assembly line reliability and maintenance quality is necessary at the operation process to evaluate the output of the line.

1. Существующие практические рекомендации [1] по оценке надежности несинхронных сборочных линий имеют тот недостаток, что, формулируя такие понятия, как "отказ", "наработка на отказ", "коэффициент готовности" с позиций классической теории надежности, не учитывают особенностей работы несинхронного оборудования. В других источниках [2] понятие "отказ системы" для этого оборудования рассматривается с иной точки зрения. Действительно, отказ одного из узлов не приводит к отказу системы, а восстановление отказавшего узла происходит в процессе ее функционирования. Это объясняется наличием накопителей и заложенной конструктивно повышенной производительностью ряда узлов, что в соответствии с концепцией, изложенной в работе [2], можно свести к наличию резерва времени. В работе [3] изложен подход к определению показателей надежности несинхронной сборочной линии. Основным показателем надежности этой несинхронной системы является коэффициент готовности, оценивающий вероятность работоспособного состояния системы по параметрам "отказ", "наработка на отказ", "время восстановления". Коэффициент готовности сборочной позиции несинхронной сборочной линии определяется следующим образом [3]:

$$K_{\text{г}}^{\text{п}} = \left(1 + \frac{1}{\tau}\sum_{1}^{n}\frac{T_{bi}^{\text{у}}\, t_{\text{р}i}^{\text{у}}}{t_i^{\text{у}}}\right)^{-1}, \qquad (1)$$

где n — число независимых узлов сборочной позиции; $T_{bi}^{\text{у}}$ — среднее время восстановления i-го узла после отказа; $t_{\text{р}i}^{\text{у}}$ — оперативное (рабочее) время работы узла, определяемое как непрерывное за период времени, равный z средних тактов работы сборочной линии; $t_i^{\text{у}}$ — средняя наработка на отказ узла, определяемая как непрерывная за тот же период времени; τ — средний такт сборочной линии.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 51)

Эксплуатационные испытания показали надежную работу шпиндельного узла как от турбинного, так и от ременного привода, отсутствие засаливания шлифовального круга и необходимости разогрева шпинделя. При работе от турбинного привода некруглость отверстий диаметром 24 и 38 мм, выполненных в стали 20Х13, составляла не более 1,2 мкм, волнистость — до 0,1÷0,2 мкм, параметр *Ra* шероховатости поверхности не более 0,16 мкм; при работе от ременного привода некруглость отверстий — не более 1,4 мкм, волнистость — не более 0,4 мкм, параметр *Ra* шероховатости поверхности не более 0,32 мкм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пуш А. В.** Шпиндельные узлы. Проектирование и исследование. М.: Изд-во "Станкин", 2000. 197 с.
2. **Опоры** скольжения с газовой смазкой / С. А. Шейнберг, В. П. Жедь, М. Д. Шишеев и др. Под ред. С. А. Шейнберга. 2-е изд. М: Машиностроение, 1979. 336 с.

При выводе зависимости (1) использованы величины [3]:

средняя наработка сборочной позиции на отказ за период $z\tau$:

$$T^{\text{п}} = \frac{\tau}{\sum\limits_{1}^{n} \frac{t_{\text{р}i}^{\text{у}}}{t_i^{\text{у}}}}; \qquad (2)$$

среднее время восстановления сборочной позиции после отказа за период времени $z\tau$:

$$T_b^{\text{п}} = \sum_{1}^{n} \frac{T_{bi}^{\text{у}} t_{\text{р}i}^{\text{у}}}{t_i^{\text{у}}} \Big/ \sum_{1}^{n} \frac{t_{\text{р}i}^{\text{у}}}{t_i^{\text{у}}}. \qquad (3)$$

Формулы (1)—(3) получены с учетом реальных условий работы сборочной позиции и ее узлов, когда имеют место перерывы в работе, вызванные как тем, что собственный средний такт работы сборочного участка меньше среднего такта сборочной линии, так и тем, что в процессе работы сборочного участка неизбежны простои сборочной позиции [4].

Коэффициент готовности сборочной линии определяется по зависимости [3]:

$$K_{\text{г}}^{\text{л}} = \prod_{1}^{N} \left(1 + \frac{1}{\tau} \frac{T_{bi}^{\text{у}} t_{\text{р}i}^{\text{у}}}{t_i^{\text{у}}}\right)^{-1} \prod_{1}^{M} \left(1 + \frac{1}{\tau} \sum_{1}^{S} \frac{T_{bi}^{\text{у}} t_{\text{р}i}^{\text{у}}}{t_i^{\text{у}}}\right)^{-1}, \qquad (4)$$

где S — число независимых узлов сборочной позиции, узлов транспорта и сборочной линии, работающих в режиме синхронной ("жесткой") связи; M — число узлов транспорта и сборочной линии, работающих в режиме несинхронной ("нежесткой") связи.

Средняя наработка сборочной линии на отказ за период $z\tau$:

$$T^{\text{л}} = \tau \Big/ \sum_{1}^{R} \frac{t_{\text{р}i}^{\text{у}}}{t_i^{\text{у}}}, \qquad (5)$$

где R — число независимых узлов сборочной линии;

среднее время восстановления сборочной линии после отказа за период $z\tau$:

$$T_b^{\text{л}} = T^{\text{л}} \left(\frac{1}{K_{\text{г}}^{\text{л}}} - 1\right). \qquad (6)$$

Формулы (4)—(6) получены с учетом реальных условий работы сборочной линии: учитывались все перерывы в работе узлов независимо от причины их происхождения. По этим формулам рассчитывались показатели надежности сборочной линии ЛА61 [3].

2. Коэффициент готовности сборочной линии [см. формулу (4)], оценивающий вероятность ее работоспособного состояния, является одним из показателей качества. Но этот параметр непригоден для оценки производительности сборочной линии и почти нечувствителен к изменению ее среднего такта работы при сохранении уровня надежности [5].

Метод расчета производительности сборочной линии [4] заключается в том, что анализируется взаимосвязанная и взаимозависимая работа двух сопряженных сборочных участков — по обе стороны от исследуемой сборочной позиции. Сборочная позиция имеет собственное оперативное время $t_{\text{п}}$, но в расчете определяется время $\tau_{\text{у}}$ "пропускания" спутника с изделием через сборочную позицию, при этом $\tau_{\text{у}} > t_{\text{п}}$: спутник с изделием, таким образом, находится на сборочной позиции в течение бóльшего времени, чем требуется для сборки изделия, и часть времени простаивает.

Объясняется это взаимодействием указанных сопряженных сборочных участков, в том числе влиянием емкости накопителей и временем восстановления сборочной позиции, принадлежащей сопряженному сборочному участку, расположенному в направлении движения спутников [4]. После анализа взаимодействия всех сопряженных сборочных участков определяют положение и производительность лимитирующего сборочного участка, время выстаивания спутника с изделием, на сборочной позиции (СП) которого $\tau_{\text{у}}$ является максимальным и реализует средний такт сборочной линии: $\tau = \tau_{\text{у}}$ (таблица).

Для каждой СП расчет позволяет получить относительное время простоя — p_0 [4]. В таблице приведены оперативное время $t_{\text{п}}$ и ряд расчетных и опытных параметров для всех СП сборочной линии ЛА61, полученных по результатам ее исследования в эксплуатации [3]. Из таблицы следует, что лимитирующим является сборочный участок, которому принадлежит СП 11, так что средний такт сборочной линии $\tau = 1{,}636$ мин. Величина $t_0^{\text{п}} = \tau_{\text{у}} p_0$ — время простоя СП за период ее такта $\tau_{\text{у}}$; время $t_0^{\text{п}}$ не зависит от оперативного времени $t_{\text{п}}$ и, например, для лимитирующей СП 11 больше ($t_0^{\text{п}} = 0{,}597$ мин), чем для высокопроизводительной СП 8 ($t_0^{\text{п}} = 0{,}202$ мин).

В режиме длительной установившейся работы сборочной линии каждый сборочный участок имеет в среднем такт сборочной линии τ, поэтому время простоя $t_{0\tau}^{\text{п}}$ больше, чем время $t_0^{\text{п}}$, а именно: $t_{0\tau}^{\text{п}} = t_0^{\text{п}} + (\tau - \tau_{\text{у}})$. Величины $t_{0\tau}^{\text{п}}$ также приведены в таблице. Время $t_{0\tau}^{\text{п}}$ является тем периодом, который можно использовать для

Номер СП	$t_{\text{п}}$	$\tau_{\text{у}}$	p_0	$t_0^{\text{п}}$	$t_{0\tau}^{\text{п}}$	$T_b^{\text{п}}$	$t_b^{\text{п}}$	$t_{\text{ож}}$
	мин			мин				
1	0,47	0,786	0,401	0,317	1,483	0,723	0,008	0,115
2	0,223	0,771	0,711	0,548	1,413	0,507	0,086	0,421
3	0,307	0,872	0,648	0,565	1,329	0,063	0,039	0,024
4	0,273	1,175	0,768	0,903	1,364	0,595	0,072	0,523
5	0,79	1,336	0,408	0,545	0,845	0,110	0,010	0,100
6	0,513	1,634	0,696	1,121	1,123	0,529	0,027	0,502
7	1,27	1,600	0,206	0,327	0,364	0,078	0,009	0,069
8	0,32	0,520	0,335	0,202	1,318	0,592	0,011	0,581
9	0,113	0,348	0,676	0,235	1,523	0,614	0,050	0,564
10	0,113	1,160	0,900	1,045	1,526	0,886	0,060	2,336
11	1,04	1,636	0,365	0,597	0,597	0,095	0,010	0,085
12	0,607	0,897	0,323	0,289	1,028	1,398	0,025	1,373
13	0,21	0,621	0,662	0,411	1,426	0,349	0,063	0,206
14	0,213	1,162	0,817	0,947	1,419	0,694	0,070	0,624
15	0,81	1,257	0,355	0,446	0,789	1,056	0,006	0,140

ремонта СП и ожидания наладчика без снижения производительности сборочной линии. По величине времени $t_{0\tau}^{п}$ можно судить о том, какие требования необходимо предъявить к надежности каждой СП: чем меньше время $t_{0\tau}^{п}$, тем более надежной должна быть СП.

Было определено и приведено в таблице среднее время $T_b^{п}$ восстановления СП после отказа — по результатам опытного исследования сборочной линии [5] и с использованием зависимости (3) (время $T_b^{п}$ включает в себя время ожидания наладчика). Из сопоставления величин $t_{0\tau}^{п}$ и $T_b^{п}$ следует, что в ряде случаев (СП 12 и 15) время ремонта превосходит допустимое: в период исследования сборочной линии и сбора данной информации ее реальный средний такт составлял 1,66 мин [3, 5].

Время ожидания наладчика $t_{ож} = T_b^{п} - t_b^{п}$, где $t_b^{п}$ — действительное среднее время, затрачиваемое на восстановление СП (см. таблицу).

Можно принять, что интервалы времени $t_{0\tau}^{п}$ простоя СП распределены по показательному закону [4, 3], тогда по среднему времени простоя

$$T_{0\tau}^{п} = \sum_{1}^{n} t_{0\tau i}^{п}/n \qquad (7)$$

(где n — число СП) определяется величина

$$\lambda = 1/T_{0\tau}^{п}, \qquad (8)$$

которую можно интерпретировать как плотность поступления заявок (т. е. сборочных позиций) на обслуживание, которые выполняет наладчик [6].

Используем допущение о показательном распределении интервалов времени $t_b^{п}$ восстановления [4] и запишем интенсивность восстановления СП наладчиком в виде

$$\mu = 1/T_b, \quad \text{где } T_b = \sum_{1}^{n} t_{bi}^{п}/n.$$

Введем величину $\alpha = \lambda/\mu$. Система с параметрами λ и μ является системой массового обслуживания с отказами [4, 6]. Если сборочную линию обслуживает один наладчик, то параметры указанной системы массового обслуживания запишутся следующим образом:

вероятность отказа в обслуживании СП $p_1 = \alpha/(1 + \alpha)$;

относительное время выполнения ремонта $q = 1/(1 + \alpha)$;

время выполнения ремонта (включая время ожидания наладчика) $T_р = 1/(\lambda q)$;

относительное время отсутствия загруженности наладчика ремонтными работами за период времени $T_р$: $p_0 = 1/(1 + \alpha)$;

время ожидания наладчика: $T_{ож} = T_р p_0$.

По данным таблицы получены следующие результаты расчета: $p_1 = 0{,}03$; $T_р = 1{,}21$ мин, $T_{ож} = 1{,}17$ мин. Следовательно, отказ в выполнении ремонта получают 3 % СП, а наладчик 97 % времени затрачивает на ремонтные работы, переходы между СП и ожидание их отказа.

Реальную оценку возможных затрат времени на ремонт дают интервалы времени $T_{bi}^{п}$. Если в формуле (7) заменить $t_{0\tau i}^{п}$ на $T_{bi}^{п}$ и с учетом этой замены определить λ по формуле (8), то в результате расчета получим: $p_1 = 0{,}062$; $T_р = 0{,}59$ мин; $T_{ож} = 0{,}562$ мин. Наладчик работает более интенсивно, но 6,2 % СП получают отказ и становятся в очередь на выполнение ремонта: в очереди находится одна сборочная позиция в обоих вариантах расчета.

Для расчета системы массового обслуживания с одним наладчиком и одной СП в очереди воспользуемся работой [4]:

вероятность отказа в выполнении ремонта

$$p_{1+1} = \frac{\alpha^2}{1 + \alpha(1 + \alpha)}; \qquad (9)$$

относительное время выполнения ремонта

$$q = 1 - p_{1+1}; \qquad (10)$$

время выполнения ремонта (включая время ожидания наладчика)

$$T_р = 1/(\lambda q); \qquad (11)$$

относительное время отсутствия загруженности наладчика ремонтными работами за период времени $T_р$

$$p_0 = \frac{1}{1 + \alpha(1 + \alpha)}; \qquad (12)$$

время ожидания наладчика

$$T_{ож} = T_р p_0. \qquad (13)$$

Результаты расчета по формулам (9)—(13) следующие.

При времени простоя $t_{0\tau}^{п}$ получим: $p_{1+1} = 0{,}0009$; $T_р = 1{,}17$ мин; $T_{ож} = 1{,}13$ мин; при времени восстановления $T_b^{п}$: $p_{1+1} = 0{,}004$; $T_р = 0{,}555$ мин; $T_{ож} = 0{,}518$ мин. В обоих случаях существует вероятность того, что в период ремонта одной из СП возникнет отказ еще одной СП (более вероятно — во втором случае). Одного наладчика достаточно для обслуживания исследованной сборочной линии по следующим причинам (сборочную линию ЛА61 обслуживает один наладчик): выполняется условие (во втором случае) $T_{ож} + t_b^{п} < t_{0\tau}^{п}$ для всех СП, кроме СП 7; времени ожидания $T_{ож}$ достаточно для перехода наладчика по самому длинному маршруту — вдоль всей сборочной линии: при длине сборочной линии ЛА61, равной 27 м, и скорости наладчика 4 км/ч потребуется 0,405 мин. Во втором случае работа наладчика значительно интенсивнее.

3. Сборочную линию могут обслуживать несколько наладчиков. При числе наладчиков $n > 1$ характеристики системы массового обслуживания определяются следующим образом [6]:

вероятность отказа в выполнении ремонта

$$p_n = \frac{\alpha^n}{n!} \Big/ \sum_{k=0}^{n} \frac{\alpha^k}{k!}; \qquad (14)$$

относительное время выполнения ремонта

$$q = 1 - p_n; \quad (15)$$

время выполнения ремонта (включая время ожидания наладчика)

$$T_р = 1/(\lambda q); \quad (16)$$

относительное время отсутствия загруженности наладчика ремонтными работами за период времени $T_р$

$$p_0 = 1/\sum_{k=0}^{n} \frac{\alpha^k}{k!}; \quad (17)$$

время ожидания наладчика

$$T_{ож} = T_р p_0. \quad (18)$$

Для случая работы двух наладчиков ($n = 2$) формулы (14) и (17) принимают вид:

$$p_2 = \frac{\alpha^2}{2(1+\alpha)+\alpha^2}; \quad (19)$$

$$p_0 = \frac{2}{2(1+\alpha)+\alpha^2}. \quad (20)$$

По формулам (15)—(20) сделан расчет для рассмотренного выше второго случая и для обслуживания сборочной линии двумя наладчиками. Получены следующие результаты расчета: $p_2 = 0{,}002$; $T_р = 0{,}553$ мин; $T_{ож} = 0{,}518$ мин. Сборочные позиции практически не получают отказов в обслуживании, очередь на обслуживание отсутствует, интенсивность работы наладчиков уменьшается вдвое.

Выводы

1. Получены зависимости для определения показателей надежности работы несинхронной сборочной линии.

2. Показано, что сборочные позиции имеют функциональные простои, использование которых может обеспечить ремонты сборочной линии без снижения ее производительности. Рассмотрен метод определения этих простоев.

3. Разработан метод расчета числа наладчиков для технического обслуживания сборочной линии и оценки эффективности их работы.

4. Реальную производительность несинхронной сборочной линии можно оценить только с учетом надежности ее работы и качества технического обслуживания. Поскольку надежность работы сборочной линии является переменной — изменяется в процессе ее функционирования, необходимы перманентное отслеживание и непрерывный контроль показателей надежности, производительности и качества обслуживания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Методы** расчета производительности и надежности несинхронных сборочных линий. РТМ 37.002.0383—83. М.: НИИТавтопром, 1983. 47 с.
2. **Северцев Н. А.** Надежность сложных систем в эксплуатации и отработке. М.: Высшая школа, 1989. 432 с.
3. **Черный А. Г.** Определение показателей надежности типовых узлов несинхронной сборочной линии и исследование ее надежности в эксплуатации / НПО "Автопромсборка". Минск, 1990. 12 с. Деп. в НИИстандарте 21.12.90, № 2059ап-90.
4. **Черный А. Г.** Метод расчета такта несинхронной сборочной линии в вероятностном аспекте // Вестник машиностроения. 2005. № 9. С. 70—72.
5. **Черный А. Г.** Влияние такта несинхронной автоматизированной сборочной линии на показатели надежности / НПО "Автопромсборка". Минск, 1991. 6 с. Деп. в НИИавтосельхозмаше 5.06.91, № 2109ап-91.
6. **Вентцель Е. С.** Теория вероятностей. М.: Высшая школа, 1999. 575 с.

УДК 621.54:621.923

С. П. ЧЕРНОБАЙ, М. Р. ПЕТРОВ, кандидаты техн. наук
(ОАО "Комсомольское-на-Амуре авиационное производственное объединение им. Ю. А. Гагарина)

Пневматический шлифовальный инструмент

Описаны конструкции высокоскоростных ручных пневматических и шлифовальных машин с опорами на газовой смазке. Приведены их технические характеристики.

Constructions of high-speed manual gas-lubricated pneumatic and grinding machines are described. Performance specifications are given.

В авиационной промышленности большой объем работ выполняется с помощью ручных пневмошлифовальных машин.

Предлагаемый рынку отечественными и зарубежными фирмами пневмошлифовальный инструмент в основном представляет собой низкооборотные пневмомашины с объемным ротационным двигателем, которые имеют большой удельный вес, приходящийся на единицу мощности. Вследствие несбалансированности ротора и использования в этих пневмомашинах подшипников качения возникают значительные уровни вибрации и шума. Ресурс самих подшипников невысокий.

В настоящее время промышленностью освоен выпуск шлифовальных кругов с окружной скоростью до 120 м/с. Для их эффективного использования необходим высокооборотный пневмоинструмент, способный обеспечить повышенную производительность. Этому требованию удовлетворяют пневматические турбошлифовальные машины с подшипниками на газовой смазке.

Применение газовых опор позволяет снизить износ абразивного и фрезерного инструмента, существенно увеличить срок эксплуатации

пневматических машин, повысить производительность работы при малых силах резания, решить проблему защиты операторов от вибрационных и акустических воздействий, повысить чистоту обрабатываемой поверхности и надежность работы в запыленных помещениях, а также при высоких и низких температуре и влажности.

В технической литературе представлен ряд конструкций пневмошлифовальных машин с подшипниками на газовой смазке, однако серийный выпуск такого инструмента отечественной промышленностью по разным причинам не освоен. Полностью они отсутствуют в номенклатуре иностранных фирм — лидеров в области производства пневматических шлифовальных машин (Atlas Copco, Dezoutter, Bosch и др.).

Очевидно, что широкое внедрение пневмошлифовального инструмента на газовых опорах в промышленность должны ускорить работы, направленные на совершенствование конструкций машин, обеспечивающих недорогостоящую технологию производства на предприятиях, имеющих современный станочный парк. Немаловажное значение при этом должно быть уделено дизайну машин, а также материалам, из которых изготовляются их узлы и элементы.

Решение этой проблемы нашло в какой-то мере отражение в трех конструкциях пневмошлифовальных машин моделей ВПМШ 150.01, ВПМШ 035.01 и ВПМШ 015.01, являющихся результатом совместной работы ОАО "КнААПО" и Комсомольского-на-Амуре государственного технического университета.

Общий вид высокоскоростной пневмошлифовальной машины мод. ВПМШ 150.01 показан на рис. 1. Машина предназначена для разделки кромок под сварку, зачистки сварных швов, обработки поверхности фундаментов и т. д. Основными элементами машины мод. ВПМШ 150.01 являются: корпус, шпиндель, турбопровод, газостатические подшипники, регулятор предельной частоты вращения, глушитель шума, воздушный фильтр и пусковой клапан.

Корпус *4* машины изготовлен из алюминиевого сплава, анодирован (толщина покрытия составляет

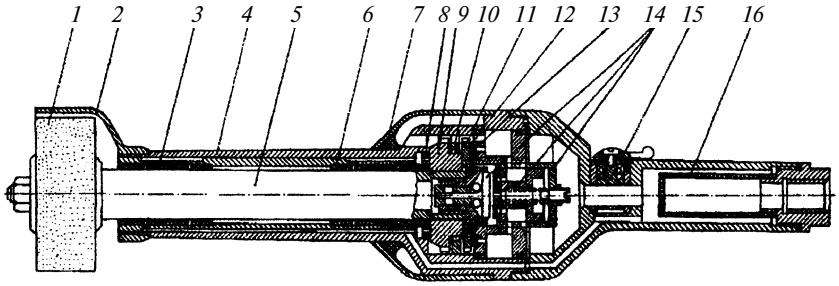


Рис. 1. Конструкция пневмошлифовальной машины ВПМШ 150.01

10÷20 мкм). В корпусе имеются отверстия для подвода сжатого воздуха к газовым подшипникам и для его отвода. На утолщенной передней части корпуса имеется окно для выхода отработавшего в турбине воздуха.

Для точного сопряжения деталей внутренние поверхности корпуса обработаны до параметра шероховатости $Ra = 0{,}32$ мкм при радиальном биении не более 10 мкм.

Шпиндель *5* машины выполнен из стали 30ХГСА, термообработан до 45÷50 *HRC*, хромирован. Высокая твердость и чистота поверхности, достигаемая шлифованием, снижают вероятность повреждения шпинделя при случайных касаниях или попадании в зазор абразивных частиц. Для уменьшения дисбаланса допускается биение шпинделя относительно оси не более 5 мкм.

Шлифовальный круг *1* или фреза крепятся на выходном конце шпинделя в цанговом зажиме. На противоположном конце шпинделя имеется проточка для крепления рабочих колес (РК) первой (*11*) и второй (*9*) ступеней. Между рабочими колесами установлен направляющий аппарат *10*, а перед РК *11* первой ступени — сопловой аппарат (СА) *12* с суживающимися соплами. Малоразмерная турбина представляет собой двухступенчатую турбину, наружный диаметр колес которой равен 75 мм. Турбинные диски выполнены из дюрали марки Д16Т. Применение легкого сплава способствует уменьшению уровня дисбаланса и напряжений в дисках и корневых сечениях рабочих лопаток, которые возникают от действия центробежных сил.

Рабочие колеса имеют бандаж, что снижает утечку воздуха из канала в канал по торцам лопаток и утечку через радиальный зазор.

Пневмошлифовальная машина мод. ВПМШ 150.01 имеет два опорных и два упорных газовых подшипника. Опорные подшипники *3* и *6* имеют дренажные канавки диаметром 0,4 мм, расположенные в два ряда по 12 отверстий в каждом ряду. Относительная длина подшипников равна 1,2. Из условия обеспечения максимальной несущей способности зазор между шпинделем и вкладышем подшипников составляет 50÷70 мкм. Один опорный подшипник способен выдержать нагрузку около 60 Н при относительном эксцентриситете $\varepsilon = 0{,}5$.

Осевое усилие воспринимается подшипником *8*, упорным гребнем которого служит диск второго РК и подпятником *13* регулятора *14* частоты вращения. Рабочая поверхность упорных подшипников выполнена с лабиринтными уплотнениями. Подшипники имеют *12* питающих отверстий диаметром 0,4 мм, расположенных в двух кольцевых рядах. Каждый упорный подшипник несет нагрузку около 50 Н.

Вкладыши опорных и упорных газовых подшипников фиксируются на посадочных местах с помощью клея на основе эпоксидной смолы. Такое соединение, как показала практика, надежно в работе и просто по исполнению.

Вкладыши подшипников выполнены из графита марки АГ 1500 Б83, который имеет низкий коэффициент трения и не схватывается с металлом при случайном соприкосновении на большой скорости. Графит хорошо работает во влажных газах.

Для снижения генерируемого турбиной высокочастотного шума в машине предусмотрен глушитель *7*. Принцип его работы заключается в уменьшении энергии потока вследствие его многократного поворота и расширения. Глушитель шума представляет собой крышку, наворачиваемую на корпус турбины. Для очи-

стки воздуха от твердых частиц и масла в пневмомашине установлен фильтр *16* из пористого материала. Материал выбран из условия малого сопротивления воздушному потоку и условия пропускания частиц, меньших среднего радиального зазора в подшипнике, что обеспечивает возможность уноса частиц из зазора потоком воздуха. Кожух *2* защищает оператора от стружки, абразивных частиц и внезапного разрыва шлифовального круга.

Пневмошлифовальная машина мод. ВПМШ 150.01 работает следующим образом. При подключении машины к пневмосети и закрытом пусковом клапане *15* сжатый воздух поступает только на опорные подшипники, что дает шпинделю возможность "всплыть". С открытием пускового клапана воздух одновременно идет на упорные подшипники и через сопловой аппарат на турбинные колеса, приводя во вращение шпиндель. Отработавший в турбине воздух выходит через окно, расширяется в пространстве между крышкой глушителя и корпусом и выходит из машины через отверстия в крышке.

Конструкции пневмошлифовальных машин моделей ВПМШ 035.01 и ВПМШ 015.01, показанные на рис. 2, отличаются от машины мод. ВПМШ 150.01 отсутствием регулятора частоты вращения и бандажа на рабочих колесах. Сопловой аппарат машин совмещен с упорным подшипником. Кроме того, приводом машины мод. ВПМШ 015.01 служит одноступенчатая турбина активного типа.

В машинах моделей ВПМШ 035.01 и ВПМШ 015.01 вкладыши газовых подшипников выполнены из бронзографита методом порошковой металлургии. Этот материал оказался более технологичным, чем графит. Бронзографит имеет малый коэффициент трения и так же, как и графит, хорошо работает во влажном воздухе. Пара "сталь—бронзографит" не образует между собой прочных адгезионных связей, приводящих к разрушению шпинделя в виде глубоких вырывов и царапин.

Благодаря "самобалансировке" шлифовальных кругов во время эксплуатации все машины работают устойчиво на номинальной частоте вращения до полного срабатывания круга. При проектировании турбопривода представленных моделей пневмошлифовальных машин использованы последние научные достижения в области экспериментального исследования малоразмерных турбин с корректировкой математической модели применительно к разрабатываемому объекту. В целом проектировочные расчеты турбопривода и газовых подшипников ориентированы на современные технологические возможности отечественных предприятий.

При скорости абразивной обработки 120 м/с на пневматические машины мод. ВПМШ 150.01, ВПМШ 035.01 и ВПМШ 015.01 допускается устанавливать шлифовальные круги диаметром до 80, 20 и 10 мм соответственно. Такие относительно малые размеры диаметров не являются предельными, поскольку уже сейчас ряд предприятий готовы к выпуску абразивных кругов, работающих с окружной скоростью до 300 м/с.

Технические характеристики разработанных пневмомашин при давлении сжатого воздуха 0,5 МПа приведены ниже:

Модель пневмомашины	ВПМШ 150.01	ВПМШ 035.01	ВПМШ 015.01
Мощность привода, кВт	1,5	0,25	0,085
Частота вращения шпинделя без нагрузки, $мин^{-1}$	29 000	105 000	237 000
Расход воздуха, $м^3$/мин	1,90	0,68	0,29
Габаритные размеры (длина × ширина), мм	380 × 83	260 × 48	175 × 33
Масса, кг	3,60	0,65	0,25
Диаметр цанги, мм	10	6	6
Быстроходность, мм/мин	$5,5 \cdot 10^5$	$1,4 \cdot 10^6$	$2,13 \cdot 10^6$

Эксплуатационные испытания пневмомашин были проведены на ПФ "КамАЗ-инструмент", Иркутским НИИ авиационной технологии и организации производства, АО "Амурский судостроительный завод" и ОАО "КнААПО". Комиссиями предприятий были отмечены устойчивая работа инструментов во всем диапазоне изменения нагрузок; более высокая производительность работы (в 3÷5 раз) по сравнению с отраслевыми машинами; высокая чистота обработанной поверхности (Ra = 0,63÷1,25 мкм при фрезеровании алюминиевых и медных сплавов и Ra = 0,16÷0,32 мкм при обработке сталей с применением охлаждающих сред в виде распыления); плавный пуск; отсутствие ощутимой для оператора вибрации.

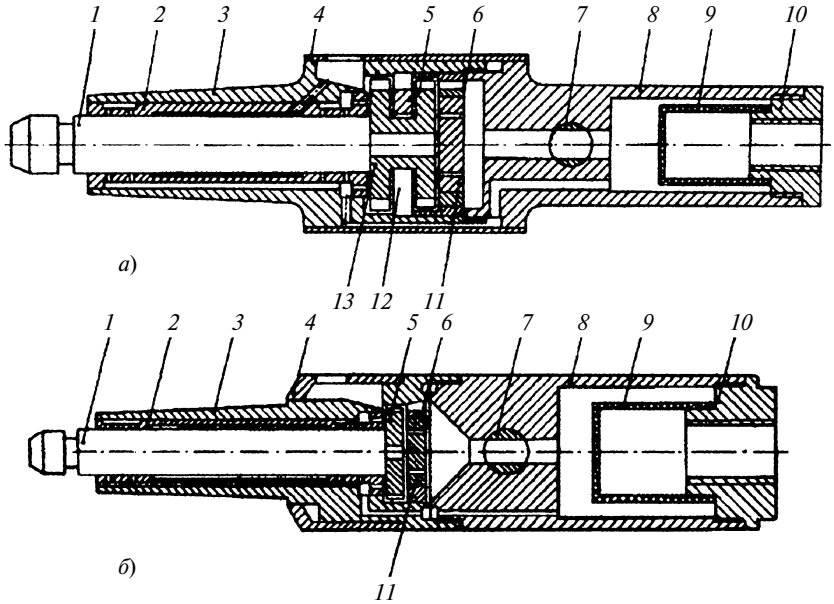


Рис. 2. Конструкция пневмошлифовальных машин моделей ВПМШ 035.01 (*а*) и ВПМШ 015.01 (*б*):
1 — шпиндель; *2* — опорный газостатический подшипник; *3* — корпус шпинделя; *4* — глушитель; *5* — РК первой ступени; *6* — СА; *7* — пусковой клапан; *8* — корпус турбины; *9* — фильтр; *10* — штуцер; *11* — упорный подшипник; *12* — направляющий аппарат; *13* — РК второй ступени

УДК 620.171.3-034.14

Л. Г. ДЕЛЮСТО, канд. техн. наук (г. Череповец)

Экспериментальное исследование влияния промежуточных технологических операций на результаты механических испытаний образцов холоднокатаных сталей 08Ю и 08ЮПР до и после обработки в постоянном магнитном поле

В настоящее время технические требования на механические свойства тонколистовой холоднокатаной стали 08Ю для холодной штамповки устанавливает ГОСТ 9045—93, согласно которому по способности к вытяжке прокат подразделяют на группы: ВОСВ — весьма особо сложной вытяжки; ВОСВ-Т — весьма особо сложной с повышенными технологическими свойствами по требованию заказчика; ОСВ — особо сложной; СВ — сложной; ВГ — весьма глубокой. По ГОСТ 9045—93 относительное удлинение δ при толщине проката от 0,7 до 1,5 мм должно быть не менее 40 % для стали группы ВОСВ и 42 % для стали группы ВОСВ-Т. При этом допускаемое отклонение не должно превышать ±2 %. При максимальном отклонении в сторону уменьшения эти показатели для данного диапазона толщин будут равны 38 % для группы ВОСВ и 40 % для группы ВОСВ-Т. Но в таком случае сталь группы ВОСВ должна быть переведена в группу ОСВ, а сталь группы ВОСВ-Т — в группу ВОСВ. Таким образом, всегда существует вероятность того, что заказы потребителей сталей с большими δ не будут выполнены в срок, а полученные стали поступят к заказчикам с менее жесткими требованиями.

При механических испытаниях образцов на разрыв существует правило, согласно которому, если из двух испытуемых образцов данной плавки и партии, например группы ВОСВ, хотя бы один не дал положительного результата, т. е. показал удлинение, например δ = 39,4 %, то испытание проводится повторно, но уже на четырех образцах. Предположим, что все четыре образца дали положительный результат, например: δ = 40,4; 41,74; 40,24; 42,4 %. В этом случае плавка проходит по заданной способности к вытяжке для стали группы ВОСВ и будет отправлена заказчику. Но в виду очень жесткого допуска на относительное удлинение, очевидно, нет полной гарантии, что следующие четыре образца дадут тот же результат.

Как показали исследования, большое влияние на конечные результаты механических испытаний образцов могут оказывать технологические операции, предшествующие их разрыву на растяжение, к которым относятся: транспортировка рулонов из прокатного отделения в термическое; структурное изменение стали после отжига и охлаждения металла; транспортировка рулонов из отделения отжига в отделение дрессировки; обработка рулонов на агрегатах поперечной резки; вырезка карт для механических испытаний; вырезка из карт пластин для вырубки образцов; вырубка из пластин и шлифование образцов перед разрывом на разрывной машине и, наконец, де-

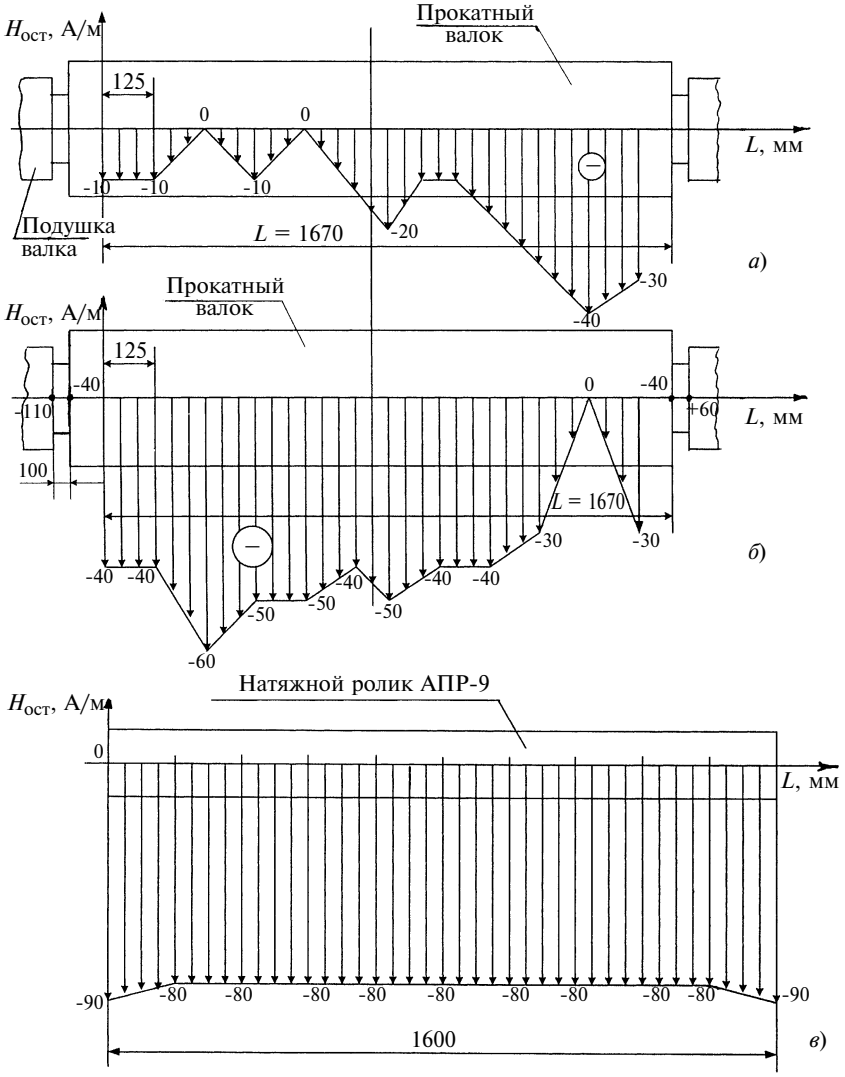


Рис. 1

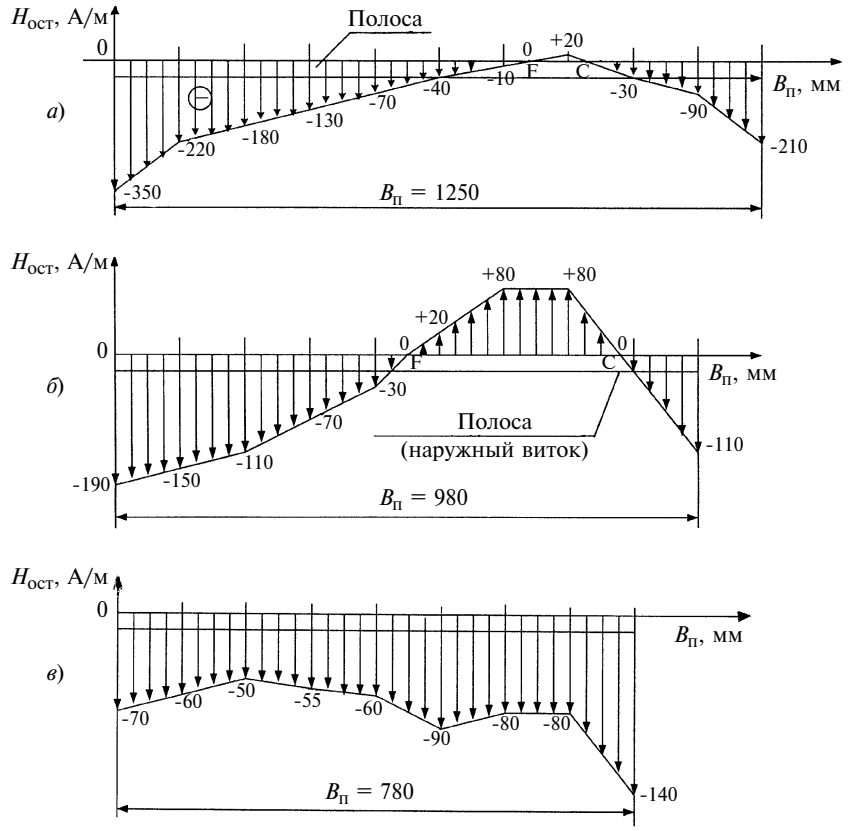


Рис. 2

формация растяжением на разрывной машине. Трудно представить, что перечисленные механические воздействия после прокатки не оказывают никакого влияния на конечный результат, от которого зависит, в какую группу по способности к вытяжке в конечном счете будет зачислен данный металл.

Проследить изменение напряженного состояния металла в результате наклепа и структурных изменений от момента получения холоднокатаного рулона на стане холодной прокатки до момента разрыва образца на разрывной машине позволяет так называемая *магнитная память* [1], представляющая собой собственную намагниченность, которая формируется и изменяется в зависимости от конкретных условий, в которых в данный момент находится металл. *Зная закон изменения магнитной памяти металла в любой момент времени (включая прокатку), можно целенаправленно влиять на механические свойства металла.*

Магнитная память металла оценивается по величине остаточной намагниченности $H_{ост}$, которая определяется по прибору. Построив эпюру изменения $H_{ост}$ по ширине рулона или карты, вырезанной из рулона, или по длине пластины, вырезанной из карты, или по длине образца, вырезанного из пластины, и т. д., можно косвенно судить о величине внутренних (остаточных) напряжений в металле в данный момент в данном направлении L. При этом, если кривая намагниченности меняет знак, а первая производная $dH/dL = 0$, то в данной точке напряженное состояние характеризуется максимальной величиной остаточных напряжений в металле. В процессе пластической и термической обработки остаточные напряжения постепенно накапливаются. Они присутствуют в готовом прокате и ухудшают механические и технологические свойства металла. Под их влиянием могут уменьшаться коррозионная стойкость, пластичность и увеличиваться прочность металла [2].

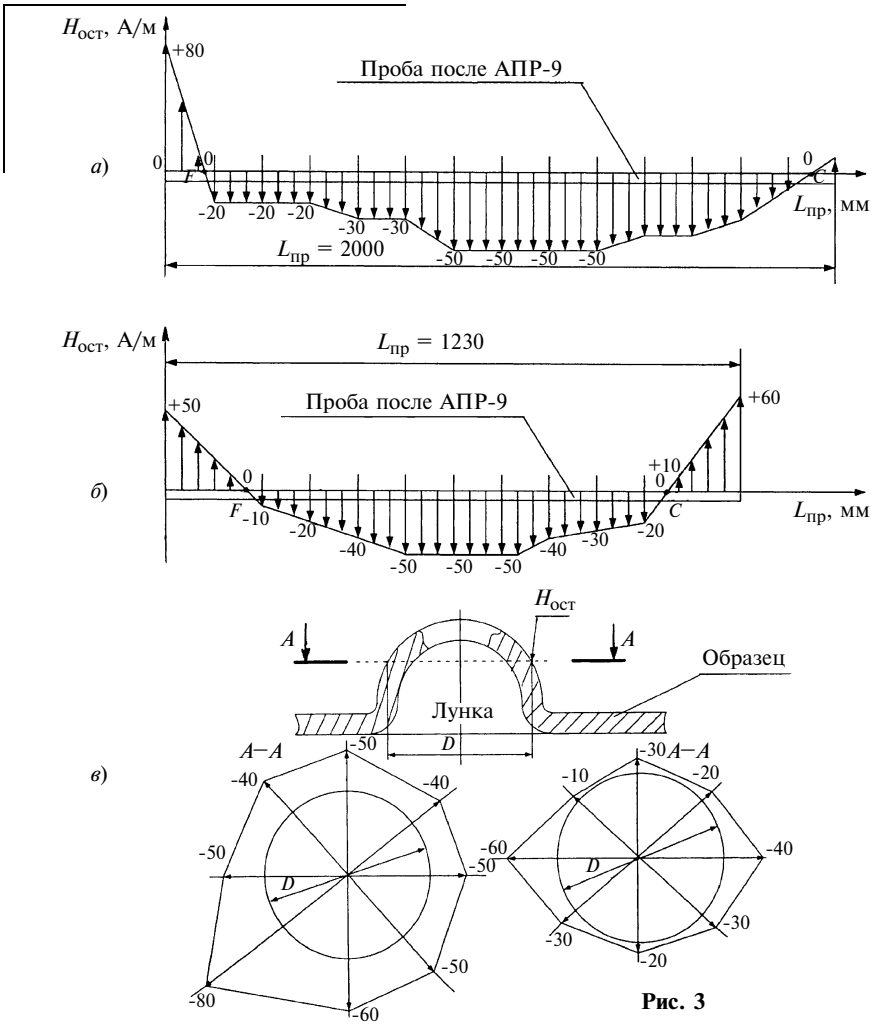


Рис. 3

Горячекатаная полоса (подкат), задаваемая в валки первой клети стана холодной прокатки, изначально несет в себе информацию, заключенную в магнитной памяти, которая складывается из магнитного поля Земли, локальных магнитных полей электрооборудования клети и собственных магнитных полей прокатных валков. В процессе прокатки полоса последовательно подвергается воздействию локальных магнитных полей прокатных валков (рис. 1, *а*, *б*), валков дрессировочного стана, а также валков агрегата поперечной резки (АПР) (рис. 1, *в*). Из приведенных графиков следует, что наибольшее влияние на собственную остаточную намагниченность прокатываемой полосы оказывают прокатные валки первой клети, а наименьшее — валки АПР. Так как, судя по графикам, остаточная намагниченность всех валков имеет одинаковый знак (за исключением зоны между шейкой валка и корпусом подушки), то собственная остаточная намагниченность полосы в процессе прокатки должна увеличиваться.

В процессе холодной деформации металл постепенно упрочняется. После снятия внешней нагрузки и смотки полосы в рулон в наклепанном металле остаются внутренние напряжения, распределение которых по объему металла имеет случайный характер. Именно вокруг этих зон концентрируются собственные магнитные поля полосы, образовавшиеся при контакте с намагниченными прокатными валками. Характер распределения остаточной намагниченности $H_{ост}$ по ширине $B_п$ наружного витка рулона холоднокатаной полосы после четырехклетьевого стана холодной прокатки (ПХЛ ОАО "Северсталь") для стали 08пс (1,4 × 1250 мм) показан на рис. 2, *а*; для стали ОДС (0,5 × 980 мм) — на рис. 2, *б*. Распределение $H_{ост}$ по ширине наружного витка рулона холоднокатаной полосы (сталь 08Ю, 0,7 × 780 мм) после отжига и дрессировки показано на рис. 2, *в*.

Как видно из графиков на рис. 2, *а* и *б*, после холодной прокатки в результате наклепа наблюдается явная асимметрия напряженного состояния металла по ширине полосы с образованием *зоны наибольшей неравномерности деформации* со смещением в сторону одной из кромок поло-

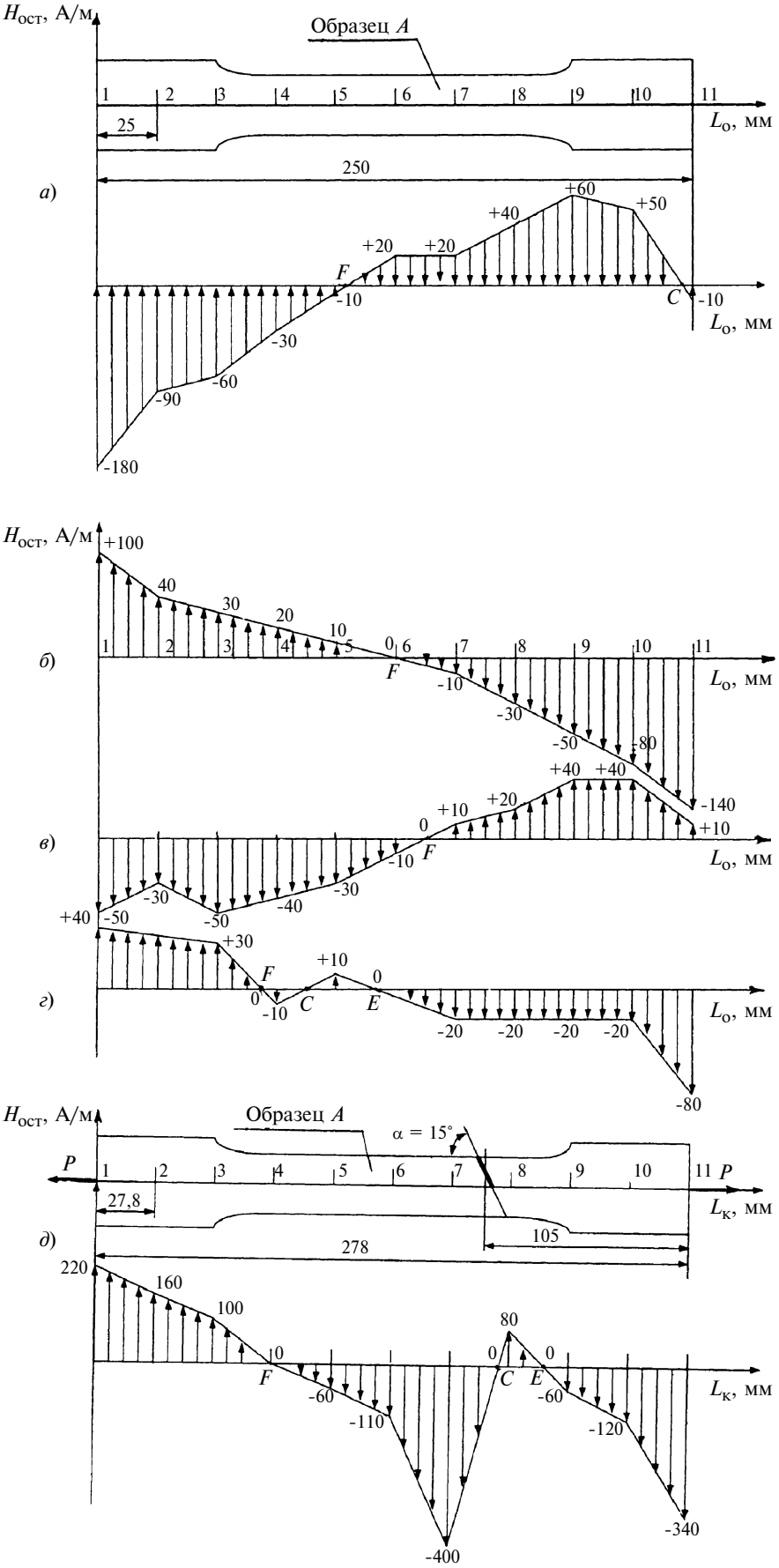


Рис. 4

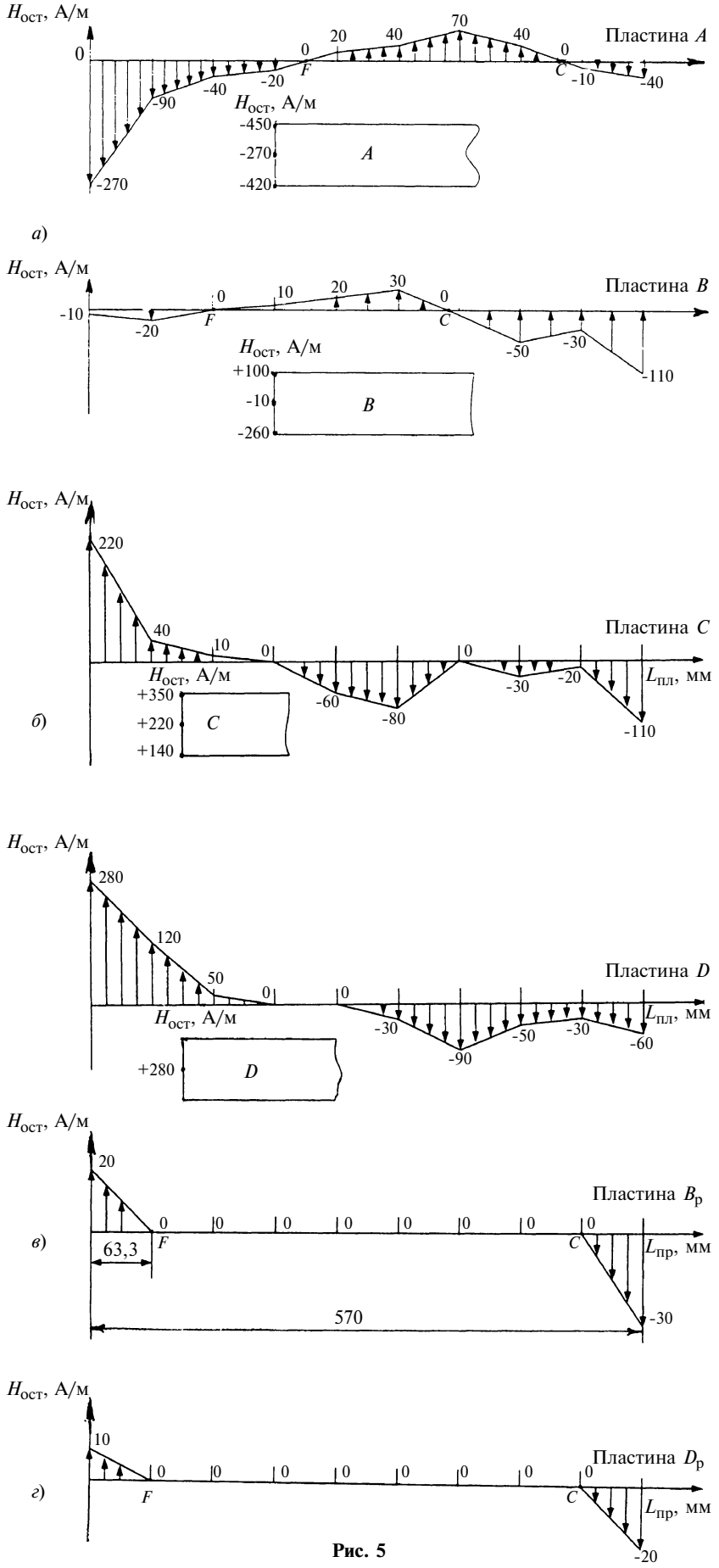


Рис. 5

сы, что подтверждает выводы работы [3] относительно уменьшения толщины полосы от середины к кромкам, где величина обжатия выше, чем в средней части полосы. После отжига и дрессировки напряженное состояние металла уменьшается в несколько раз, но его асимметрия относительно центра полосы сохраняется (см. рис. 2, *в*). Таким образом, *после холодной прокатки неравномерность деформации и вызываемые ею дефекты планшетности полосы, включая искажение профиля и разнотолщинность полосы, сохраняются.*

Большое значение перед сдачей потребителю готовой продукции имеют механические испытания холоднокатаных полос по ГОСТ 9045—93, целью которых является определение механических и технологических свойств металла, в особенности стали 08Ю, предназначенной для холодной штамповки, в частности предела прочности $\sigma_в$, предела текучести $\sigma_т$, относительного удлинения δ и коэффициента r нормальной пластической анизотропии. Для испытаний на растяжение используют образцы с расчетной длиной 80 мм и шириной рабочей части 20 мм. Подготовку образцов и сами испытания, как правило, проводят на оборудовании фирмы ZWICK. Для получения образцов из холоднокатаного рулона после отжига и дрессировки вырезают карты, которые "распускают" на пластины (пробы), из которых изготовляют фигурные образцы. После вырубки образцы шлифуют.

Все перечисленные выше стадии обработки (резка листов, вырубка образцов, шлифование образцов, растяжение), являясь дополнительными механическими формами обработки, увеличивают напряженное состояние металла. Таким образом, механические испытания дают завышенные характеристики прочности и заниженные характеристики пластичности по сравнению с теми, которые могли бы быть получены при определении механических свойств металла с помощью метода неразрушающего контроля непосредственно после дрессировки полосы, поэтому *большое значение приобретает метод определения механических и технологических свойств металла непосредственно в процессе прокатки*

и дрессировки полосы. Это позволяет, с одной стороны, получать более объективные данные о механических свойствах проката и целенаправленно изменять условия прокатки, а с другой — экономить металл, предназначенный для проб. Распределение остаточной намагниченности в пробе из стали ДС05 толщиной 1,5 мм, предназначенной для механических испытаний, отобранной после АПР, показано на рис. 3, *а*, а в пробе из стали 08Ю толщиной 1,2 мм — на рис. 3, *б*. По величине ординат $H_{ост}$ можно косвенно судить об интенсивности изменения напряженного состояния металла и его механических свойств по длине $L_{пр}$ пробы. Как видно из эпюр распределения нормальной составляющей напряженности магнитного поля, в обоих случаях напряженное состояние металла стабильно и только на концах пробы, примерно на длине 150 мм, кривые меняют знак. Точки *F* и *C* пересечения кривой с продольной осью образца являются зонами концентрации остаточных напряжений. Неравномерность деформации по окружности сферической лунки (сечение *А—А*) при вдавливании шарика (испытания по Эриксену) показана на рис. 3, *в*.

Технология изготовления образцов включает изготовление из проб заготовок, вырубку из заготовок фигурных образцов на штампе, механическое шлифование торцов образцов, ручную зачистку заусенцев напильником или шкуркой. Все эти операции увеличивают напряженное состояние металла перед механическими испытаниями на разрывной машине. Появляются зоны концентрации напряжений в центральной части образца, в районе предполагаемого образования шейки. Точка *F* для стали 08ЮПР толщиной 1,02÷1,2 мм (рис. 4, *а*, *б*, *в*) и точки *F*, *C*, *E* для стали 08пс толщиной 1,16 мм (рис. 4, *г*) являются зонами повышенной концентрации напряжений. На рис. 4, *д* приведено распределение $H_{ост}$ вдоль образца (начальное напряженное состояние которого показано на рис. 4, *а*), разорванного на разрывной машине фирмы ZWICK, с критическими точками *F*, *C* и *E* в районе шейки. Из эпюры функции $H_{ост} = f(L_o)$ *после разрыва образца* видно, что напряженное состояние

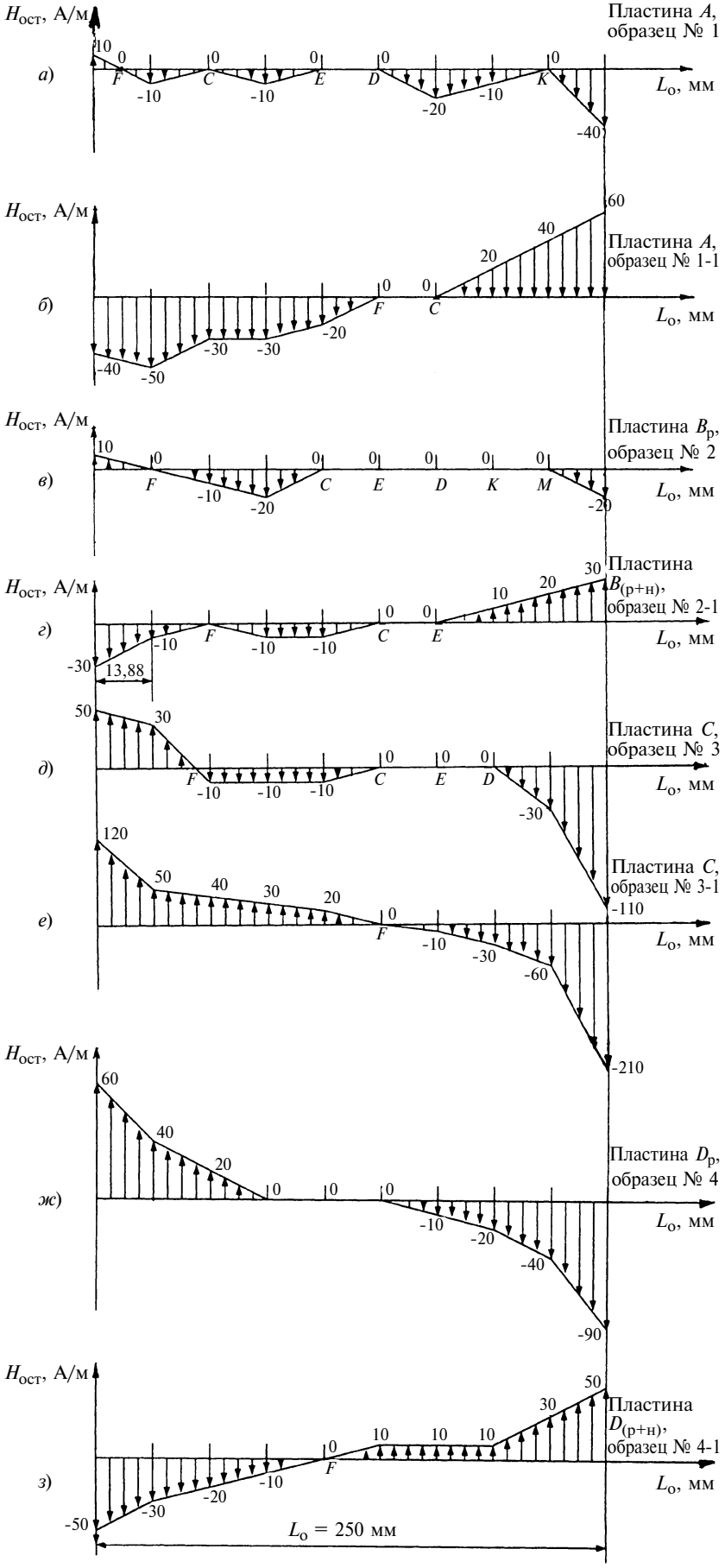


Рис. 6

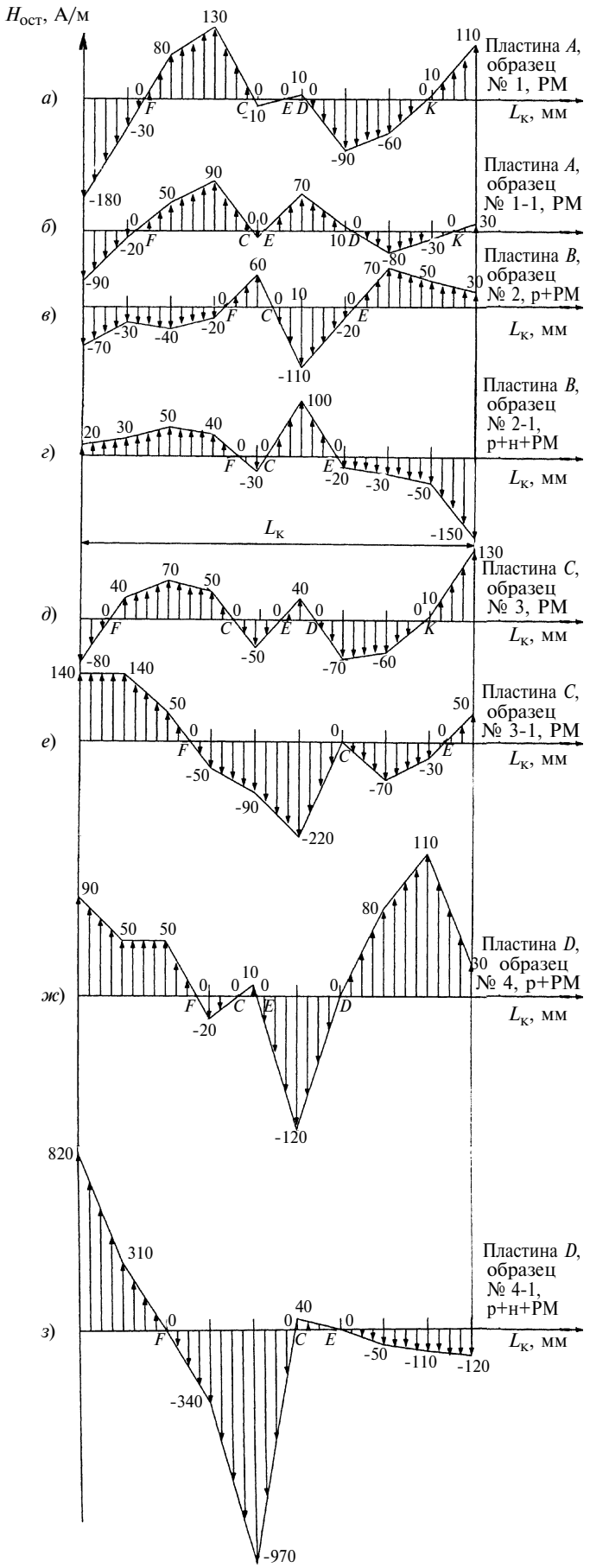


Рис. 7

Таблица 1

Номер образца	Пластина	$\sigma_в$, Н/мм^2	$\sigma_т$, Н/мм^2	δ, %	r	$K_э = \sigma_т/\sigma_в$
1	A (по существующей технологии)	271	146	43	2,6	0,54
1-1		272	145	43	2,6	0,53
2	$B_р$	274	147	43	2,6	0,54
2-1	$\boldsymbol{B_{р+н}}$	**272**	**146**	**44**	**2,6**	**0,54**
3	C (по существующей технологии)	292	162	41	2,2	0,55
3-1		296	165	40	2,3	0,56
4	$D_р$	296	165	41	2,2	0,56
4-1	$\boldsymbol{D_{р+н}}$	**301**	**168**	**40**	**2,2**	**0,56**

Таблица 2

Вид испытаний	Номер образца	$\alpha°$	$\sigma_в$, Н/мм^2	$\sigma_т$, Н/мм^2	δ, %	r
Без ПМП	1	0	296	133	48,4	1,92
	3	45	292	138	47,3	2,0
	5	**90**	**294**	**141**	**41,6**	**2,34**
С ПМП, B = 0,3 Тл, постоянный магнит	2	0	293	130	47,4	1,91
	4	45	292	137	42,9	2,04
	6	**90**	**288**	**137**	**45,9**	**2,43**

Вид испытаний	φ	$r_{ср}$	$H_{ост\ max}$ до ПМП	$H_{ост\ max}$ после РМ
Без ПМП	34°	2,06	40/90	+80/−200
	20°30′		50/80	+10/−130
	18°		**30/50**	**+80/−130**
С ПМП, B = 0,3 Тл, постоянный магнит	26°40′	2,10	30/40	+270/−190
	28°20′		40/70	+100/−80
	32°30′		**30/40**	**+200/−30**

металла повысилось, интенсивность изменения $H_{ост}$ возросла; кривая несколько раз поменяла знак, переходя через нулевое значение. После испытаний на разрывной машине ZWICK получили следующие механические свойства металла: $\sigma_в$ = 422 Н/мм^2, $\sigma_т$ = 325 Н/мм^2, δ = 28 %, r = 1,57, коэффициент эластичности — 0,8. Как видим, металл (сталь 08ЮПР) обладает в данном случае повышенной прочностью и низкой пластичностью.

Таким образом, *начиная с вырезки карт на ножницах и кончая разрывом образца, в металле постепенно накапливаются внутренние напряжения, отрицательное влия-*

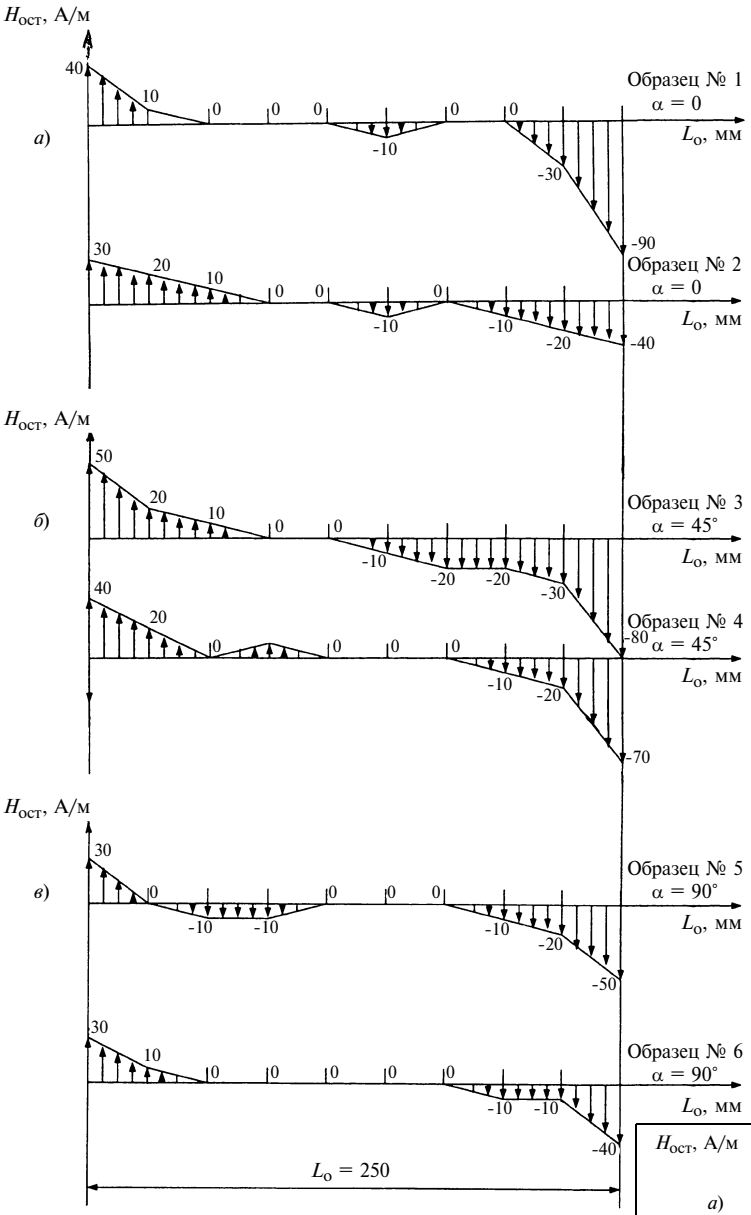


Рис. 8

ние которых на окончательные результаты механических испытаний невозможно исключить при данном методе контроля.

Для изучения влияния собственных магнитных полей на механические свойства металла был проведен эксперимент с пластинами, вырезанными из карт из стали 08Ю группы ОСВ. Пластины перед вырубкой из них образцов размагничивали в переменном поле с частотой 50 Гц в течение нескольких секунд. Собственная намагниченность пластин из стали 08Ю шириной 80 мм на длине $L_{пл}$ = 570 мм показана на рис. 5, *а* (пластины *A* и *B* толщиной 0,85 мм) и на рис. 5, *б* (пластины *C* и *D* толщиной 0,8 мм). Кроме того, для каждой пластины указана остаточная намагниченность $H_{ост}$ у ее краев: в центре и по углам. Пластины *B* и *D* размагничивали (индекс) "р" (см. рис. 5, *в*, *г*). Для сравнения пластины *A* и *C* не размагничивали. После размагничивания остаточная намагниченность пластин $B_р$ и $D_р$ по всей длине, кроме концов, была равна нулю. Так как плавки — разные, то сравнивали пластины: *A* и $B_р$; *C* и $D_р$. Из каждой пластины было изготовлено по два образца.

На рис. 6, *а—и* показаны эпюры $H_{ост} = f(L_о)$ после изготовления образцов из пластин *до разрыва* на разрывной машине. Образцы, эпюры для которых показаны на рис. 6, *г* (пластина $B_{р+н}$, образец № 2-1) и на рис. 6, *з* (пластина $D_{р+н}$, образец № 4-1) размагничивали, а *перед разрывом снова намагничивали (индекс* "р + н"*) во внешнем магнитном поле* путем протягивания по поверхности круглого постоянного магнита диаметром 30 мм и высотой 40 мм с магнитной индукцией на поверхности около 0,4 Тл. Сравнивая полученные механические характеристики образцов № 2 (см. рис. 6, *в*) и № 2-1 (см. рис. 6, *г*) и образцов № 4 (см. рис. 6, *ж*) и № 4-1 (см. рис. 6, *з*) ме-

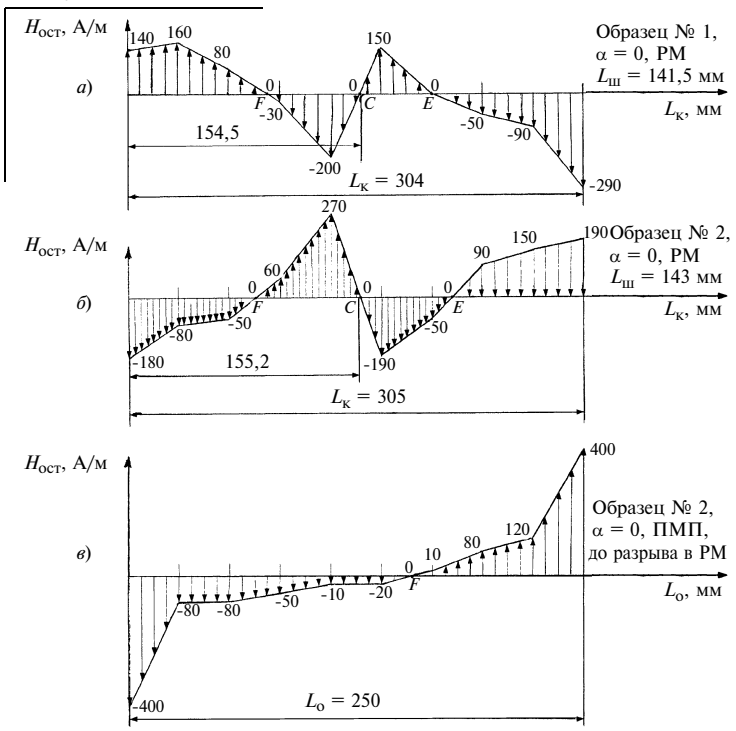


Рис. 9

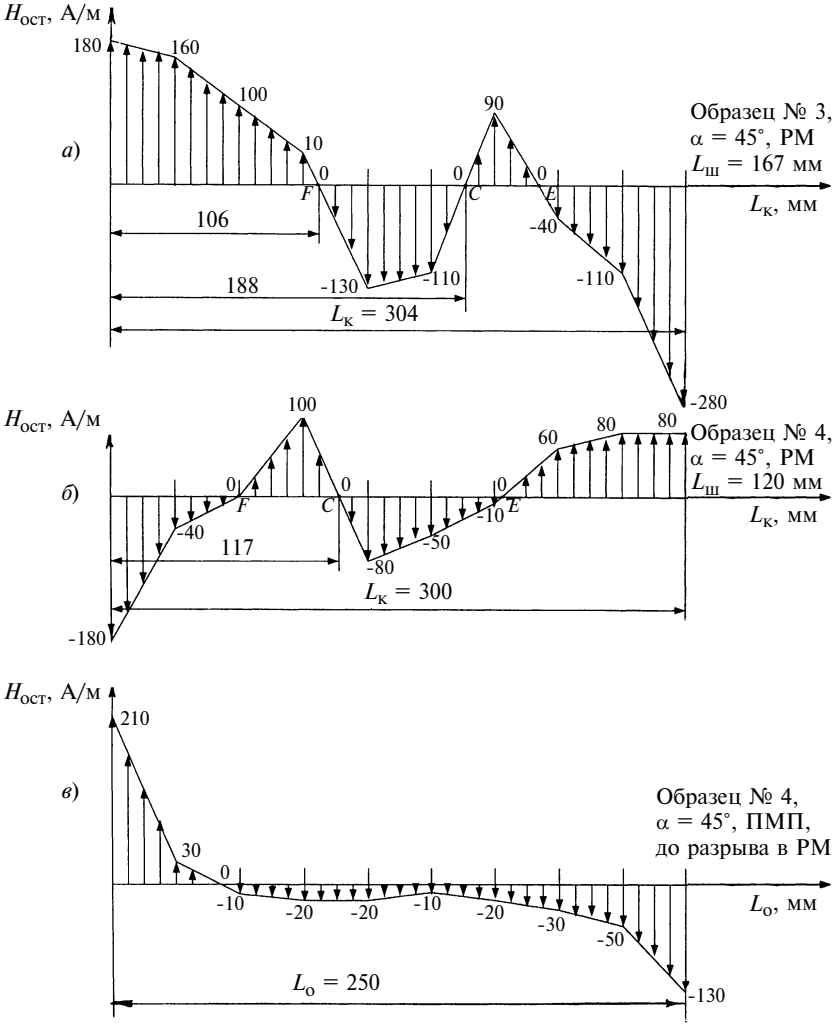


Рис. 10

жду собой, можно *выяснить влияние внешнего поля на эти характеристики*. Из рис. 6, *а* и *в* следует, что образцы, изготовленные из размагниченной пластины $B_р$, имеют меньшую концентрацию внутренних напряжений, чем образцы, изготовленные из пластины *А* той же плавки. Тот же вывод можно сделать и по другой плавке: образцы, изготовленные из размагниченной пластины $D_р$, имеют меньшую концентрацию внутренних (остаточных) напряжений, чем образцы, изготовленные из пластины *С* той же плавки. Если предположить, что собственная намагниченность $H_{ост}$ отрицательно влияет на механические свойства металла, то после изготовления из размагниченных пластин $B_р$ и $D_р$ образцов и их разрыва на разрывной машине механические свойства этих образцов должны быть хуже, чем образцов, изготовленных из не размагниченных пластин *А* и *С*.

Результаты механических испытаний образцов на разрывной машине ZWICK приведены в табл. 1, из которой следует, что механические характеристики прочности $\sigma_в$ и $\sigma_т$ у размагниченных образцов выше, а относительное удлинение δ равно или больше, чем у неразмагниченных образцов. Таким образом, *размагничивание металла на любой стадии механической обработки играет положительную роль*.

Эпюры остаточной намагниченности $H_{ост}$ по длине $L_к$ разорванных на разрывной машине (РМ) образцов показаны на рис. 7, *а—з*. Поскольку образцы разорваны и состоят из двух частей, то средняя часть каждой эпюры представляет собой зону концентрации остаточных напряжений по обе стороны от линии разрыва образца в месте образования шейки. После разрыва образцы имели число зон концентрации напряжений: № 1 (см. рис. 7, *а*) — 5 (точки *F*, *C*, *E*, *D*, *K*); № 2 (см. рис. 7, *в*) — 3 (точки *F*, *C*, *E*); **№ 2-1** (см. рис. 7, *г*) — **3** (точки *F*, *C*, *E*); № 3 (см. рис. 7, *д*) — 5 (точки *F*, *C*, *E*, *D*, *K*); № 4 (см. рис. 7, *ж*) — 4 (точки *F*, *C*, *E*, *D*); **№ 4-1** (см. рис. 7, *з*) — **3** (точки *F*, *C*, *E*).

Из анализа эпюр следует, что наибольшая остаточная намагниченность в этих зонах имеется у образцов № 2-1; 4-1 (намагниченных внешним полем, напряженность которого составляла 320 кА/м), меньшая — у образцов № 2; 4 (только размагниченных) и наименьшая — у образцов № 1; 1-1 и № 3; 3-1 (не размагниченных и не намагниченных внешним полем). Поскольку внешнее поле локализуется в зонах наибольшей концентрации остаточных напряжений, то оно могло частично снизить их величину в образцах № 2-1 и № 4-1. Известно, что источником напряжений являются дислокации. В процессе разрыва образца в месте наибольшей концентрации напряжений, обусловленных внешними растягивающими силами, т. е. в зоне образования шейки, внешнее магнитное поле стимулирует, очевидно, движение дислокаций, которое происходит с большой скоростью. При этом прочностные характеристики образцов № 2-1 и № 4-1 должны возрасти, а пластичность металла — повыситься. Из табл. 1 видно, что прочностные характеристики размагниченных образцов выше чем не размагниченных, а образцов, намагниченных после размагничивания (набраны полужирным шрифтом) выше, чем всех остальных образцов. Таким образом, *внешние постоянные поля положительно влияют на механические характеристики металла*.

Надо учитывать и тот факт, что при одноосном растяжении напряженное состояние металла — очень жесткое по сравнению с напряженным состоянием, которое возникает при прокатке в очаге деформации, поэтому положительное влияние переменных и постоянных магнитных полей на механические характеристики металла в процессе прокатки будет значительно больше.

На рис. 8 показано изменение собственной остаточной намагниченности $H_{ост}$ по длине образцов из стали марки DC05 толщиной 0,9 мм до механических испытаний *в зависимости от их ориентации по отношению к направлению прокатки:* $\alpha = 0$ (*а*), 45° (*б*), 90° (*в*). Образцы изготовляли из пластин 300 × 100 мм — по два образца из одной пластины № 1, 2 ($\alpha = 0$); № 3, 4 ($\alpha = 45°$); № 5, 6 ($\alpha = 90°$). Для сравнения образцы № 1, 3, 5 в магнитном поле не обрабатывали. Из графиков следует, что остаточные напряжения равномерно распределены вдоль фигурных образцов, за исключением концов в зонах изменения площади их поперечного сечения. Наименьшее напряженное состояние имеют образцы № 5, 6, вырезанные поперек полосы, наибольшее — образцы № 3, 4, вырезанные из полосы под углом $\alpha = 45°$.

На рис. 9, *а*, *б*; 10, *а*, *б* и 11, *а*, *б* показано изменение остаточной напряженности $H_{ост}$ по длине тех же образцов после разрыва на РМ.

На рис. 9, *в*, 10, *в*, и 11, *в* показано изменение остаточной напряженности $H_{ост}$ по длине образцов № 2, 4, 6, обработанных в магнитном поле до разрыва на РМ. Из графиков следует, что у обработанных в постоянном магнитном поле (ПМП) образцов № 2, 4, 6 до РМ эпюры имеют плавный синусоидальный характер. Образец № 6 с ориентацией по ширине полосы ($\alpha = 90°$) после РМ имеет наименьшее число опасных зон (*F* и *C*) по сравнению с образцами № 2, 4 (*F*, *C*, *E*). Из сравнения образцов одной ориентации следует, что наибольшее напряженное состояние после РМ имеется у образцов, не обработанных в ПМП, причем среди последних — у образца с ориентацией $\alpha = 0$, т. е. по направлению прокатки.

В табл. 2 приведены результаты механических испытаний образцов. Там, где концентрация ПМП выше, там ниже, соответственно, концентрация остаточных напряжений, что подтверждается сравнением значений $H_{ост}$ в табл. 2 для образцов № 5 и № 6 после РМ. Соответственно, механические свойства металла лучше у образца № 6, чем у образца № 5. Опасных зон у образца № 6 — две (*F* и *C*), а у образца № 5 — три (*F*, *C*, *E*) (оба образца изготовлены из одной пластины вдоль ширины полосы). Угол φ наклона линии разрыва в шейке к вертикальной оси у образца № 6 в 1,8 раза больше, чем у образца № 5, что косвенно свидетельствует о повышении пластичности металла в процессе растяжения: относительное удлинение образца № 6 на 10 % выше, чем образца № 5. Согласно табл. 2 более стабильные показатели механических свойств имеют образцы, прошедшие обработку в ПМП. Это означает, что после обработки в ПМП металл *данной марки и соответствующего химического состава* должен иметь *более равномерное* распределение механических свойств по площади полосы, что в свою очередь означает получение готового проката с более высокими технологическими свойствами.

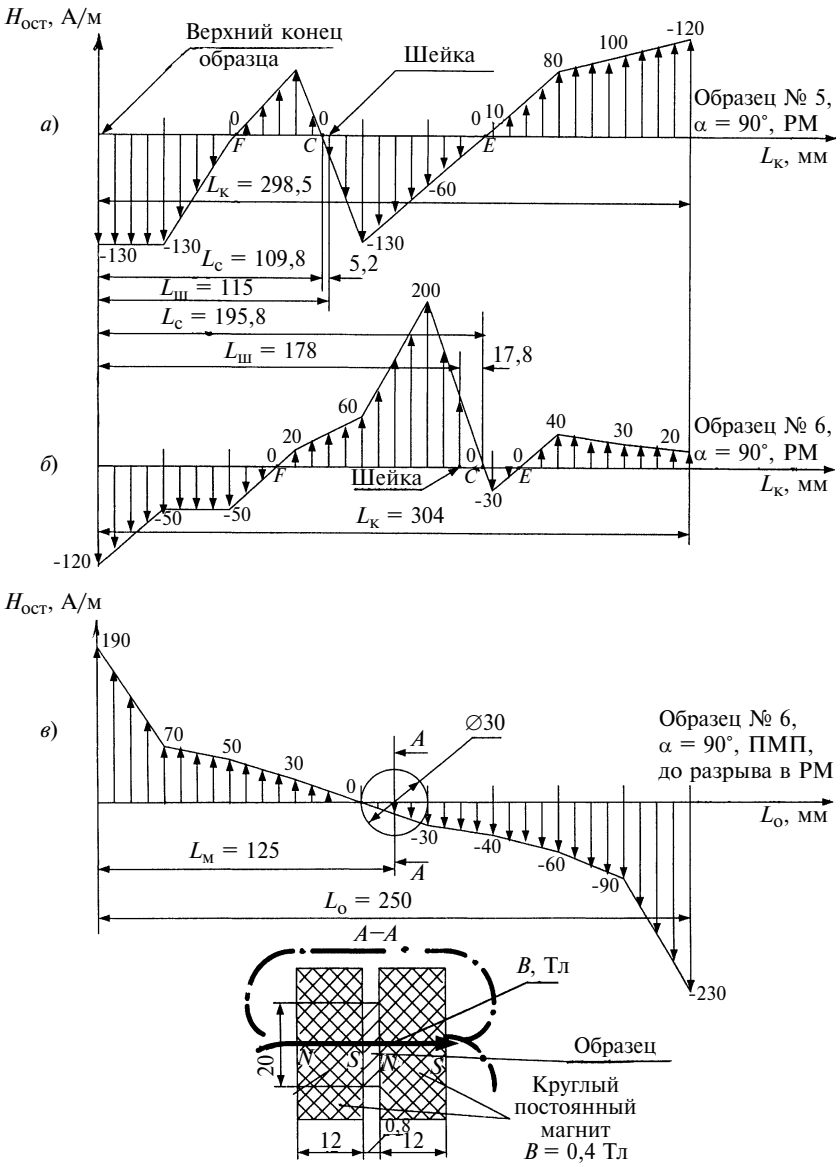


Рис. 11

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дубов А. А.** Диагностика металла изделий и оборудования с использованием метода магнитной памяти // Контроль. Диагностика. 1998. № 5. С. 32—37.
2. **Смирнов В. С.** Теория обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1973. 496 с.
3. **Бергер В., Мюкке Г., Нойшюц Э.** Изменение профиля полосы при холодной прокатке // Черные металлы. 1986. № 10. С. 3—7.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658.7/8:330.11.8

И. Н. ОМЕЛЬЧЕНКО, д-р техн. и экон. наук, М. О. БУРАК (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Алгоритм анализа, оценки и выбора оптимальных логистических цепей

Структурированы возможные варианты логистических цепей. Разработан новый подход к структуризации и анализу рисков: предупреждение возможных рисков при поставке новой продукции на предприятие, внутрифирменные риски предприятия, обеспечивающего доставку нового продукта и риски доставки конечному получателю. Разработан алгоритм принятия решения по выбору цепи поставки для предприятия в переходный период экономики: от плановой к свободным экономическим отношениям. Представлен подход к анализу экономической устойчивости предприятия, как правильный выбор способа перераспределения средств с учетом возможности минимизации издержек при оптимизации рисков поставки.

Possible variants of logical paths are structured. A new approach to risks structuring and analysing is worked out, i.e. prevention of potential risks at new production delivery to a plant, in-plant risks. This approach enables delivery of a new product, and risks of delivery to the final receiver. Decision-making behaviour is developed considering delivery path choice for a plant at a period of transition in economy from planned economy to free economic relations. An approach to the plant economic stability analysis is given as a correct selection of funds redistribution means taking into consideration economizing ability at delivery risks optimisation.

Актуальность проблемы управления рисками обусловлена двумя основными факторами, вытекающими из общей экономической ситуации в 1990÷2000 гг.: общая тенденция глобализации и локальная интеграция в экономические (политические) сообщества. В ближайшей перспективе эти два фактора будут доминирующими по своему влиянию на конкурентоспособность компаний как на международном, так и на внутреннем рынке.

Цепь поставок (ЦП) или логистическая цепь (ЛЦ) охватывает все организации и виды деятельности, связанные с перемещением и преобразованием товаров, начиная со стадии поставки сырья и исходных материалов и заканчивая доставкой готовой продукции конечному пользователю, а также связанные со всем этим информационные потоки. Материалы и информация перемещаются вверх и вниз по ЛЦ.

Управление ЦП — Supply Chain Management (SCM) — это интеграция и управление всеми фирмами и видами деятельности, входящими в ЦП, на основе взаимного сотрудничества, эффективных бизнес-процессов и высокой степени совместного использования информации с целью создания высокоэффективных систем формирования ценностей, которые обеспечивали бы фирмам-участникам существенное конкурентное преимущество.

Схематично основные ЛЦ взаимодействия, рассматриваемые в работе, представлены на рис. 1.

Основной причиной появления концепции управления ЦП является усиление конкуренции как на национальных рынках, так и в глобальном масштабе в связи с развитием всевозможных коммуникаций. *В условиях глобализации ведущей силой становится конкуренция не отдельных фирм-производителей товаров-заменителей, а конкуренция цепей фирм-производителей, интегрированных в производственный процесс переработки природного материала в конечный продукт и поставки его потребителям* [1].

Основная идея концепции управления ЦП предполагает создание дополнительных ценностей как для конечного потребителя в этой ЦП, так и для организаций, являющихся ее участниками. Результатом такого понимания современной конкуренции является *концепция "системы формирования ценностей"*, которая определяется как взаимосвязанная совокупность организаций, ресурсов и потоков знаний, участвующих в создании и доставке ценностей конечным потребителям.

В общем случае издержки в ЦП будут характеризоваться следующей целевой функцией:

$$L = \sum_{i=1}^{n} Z(x_i) + \sum_{j=1}^{m} W(\Delta t) \to \min,$$

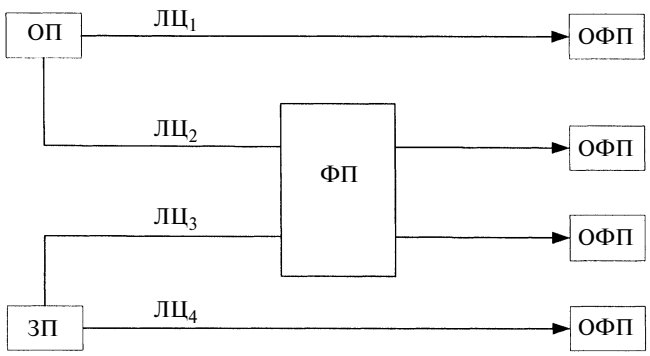


Рис. 1. Четыре основные ЛЦ взаимодействия фирмы-посредника между отечественными производителями и отечественными (зарубежными) поставщиками:
ОФП — отечественная фирма-производитель; ФП — отечественная фирма-посредник; ОП — отечественный поставщик; ЗП — зарубежный поставщик; $ЛЦ_1$— $ЛЦ_4$ — логистические цепи

где L — суммарные издержки в ЦП; $\sum_{i=1}^{n} Z(x_i)$ — постоянные издержки в ЦП; $\sum_{j=1}^{m} W(\Delta t)$ — переменные издержки в ЦП, зависящие от фактора времени.

Для каждой из четырех основных ЛЦ взаимодействия фирмы-посредника (ФП) между отечественными фирмами-производителями (ОФП) и отечественными (ОП) (зарубежными — ЗП) поставщиками издержки ЦП будут иметь вид:

для ЛЦ$_1$ ОП → ОФП:

$$L_1 = C_{z1} + T_{n1} + I_1 + S_1 + P_1 + S_1^*;$$

для ЛЦ$_2$ ОП → ФП → ОФП:

$$L_2 = C_{z2} + T_{n2} + I_2 + S_2 + P_2 + M_2 + S_2^*;$$

для ЛЦ$_3$ ЗП → ФП → ОФП:

$$L_3 = C_{z3} + T_{n3} + T_{\text{int}3} + I_3 + S_3 + P_3 + K_3 + M_3 + S_3^*;$$

для ЛЦ$_4$ ЗП → ОФП:

$$L_4 = C_{z4} + T_{n4} + T_{\text{int}4} + I_4 + S_4 + P_4 + K_4 + S_4^*,$$

где $C_{z1} \div C_{z4}$ — закупочная цена; $T_{n1} \div T_{n4}$ — транспортная составляющая внутри страны; $T_{\text{int}3}$, $T_{\text{int}4}$ — международная транспортная составляющая для ЛЦ$_3$ и ЛЦ$_4$; $I_1 \div I_4$ — стоимость хранения на складе за прогнозируемый период; $S_1 \div S_4$ — страховка; $P_1 \div P_4$ — оплата услуги (в случае безналичного расчета — банковские проценты за денежные переводы); K_3, K_4 — таможенные издержки (пошлина, сбор, услуги по таможенному оформлению) для ЛЦ$_3$ и ЛЦ$_4$; $M_1 \div M_4$ — маркетинговая составляющая (знание рынка и услуги ФП); $S_1^* \div S_4^*$ — стоимость обработки заказа [2].

В общем случае постоянные и переменные издержки выразятся как:

$$\sum_{i=1}^{n} Z(x_i) = f(S;\ M;\ S^*);$$

$$\sum_{j=1}^{m} W(\Delta t) = f(C_z;\ T_n;\ T_{\text{int}};\ I;\ P;\ K).$$

Для оценки оптимальности ЛЦ предлагается матрица (табл. 1), с помощью которой можно выделить наиболее опасные риски, спроецировав их на конкретную ЛЦ. Переходя от общего случая "матрицы" к специфике, рассматриваемой в данной работе, выделяем ячейки, оказывающие решающее воздействие на весь процесс доставки. Для этого сформулируем два критерия выбора: первый — *анализ надежности выполнения контрактных обязательств*; второй (наиболее весомый) критерий — *классификация по критерию минимизации потерь прибыли для ФП* как ответственной за эффективное функционирование ЦП. Исходя из этого, целесообразно разбить матрицу по секторам, вычеркивая элементы, не отвечающие нашим критериям классификации. Различные риски в ЛЦ представлены в табл. 1.

Интегрированная ЦП функционирует в разных условиях внешней среды: правовой (международной), географической, экономической и др. Это, естественно, создает условия возникновения рисков для реализации всех возможных логистических проектов. Необходимо отметить, что под управлением рисками понимаются их прогнозирование и минимизация, а также превентивные меры, позволяющие избежать излишних издержек [3].

1. Макрориски в Макросреде

Согласно выбранным критериям в рассматриваемом секторе матрицы выделены четыре элемента.

Таблица 1

Виды рисков и факторы их возникновения

Риски		Среда возникновения рисков							
		Макрофакторы				Микрофакторы			
		Количество	Качество	Время	НТП	Поставщики	Конкуренты	Внутрифирменная среда	Потребители
Макрориски	Природные	{1.1}	{1.2}	{1.3}	{1.4}	{1.5}	{1.6}	{1.7}	{1.8}
	Политические	{2.1}	{2.2}	{2.3}	{2.4}	{2.5}	{2.6}	{2.7}	{2.8}
	Экономические	{3.1}	{3.2}	{3.3}	{3.4}	{3.5}	{3.6}	{3.7}	{3.8}
	НТП	{4.1}	{4.2}	{4.3}	{4.4}	{4.5}	{4.6}	{4.7}	{4.8}
	Демографические	{5.1}	{5.2}	{5.3}	{5.4}	{5.5}	{5.6}	{5.7}	{5.8}
	Культурные	{6.1}	{6.2}	{6.3}	{6.4}	{6.5}	{6.6}	{6.7}	{6.8}
Микрориски	Закупки	{7.1}	{7.2}	{7.3}	{7.4}	{7.5}	{7.6}	{7.7}	{7.8}
	Транспортные	{8.1}	{8.2}	{8.3}	{8.4}	{8.5}	{8.6}	{8.7}	{8.8}
	Хранения на складе за прогнозируемый период	{9.1}	{9.2}	{9.3}	{9.4}	{9.5}	{9.6}	{9.7}	{9.8}
	Страховые	{10.1}	{10.2}	{10.3}	{10.4}	{10.5}	{10.6}	{10.7}	{10.8}
	Банковские	{11.1}	{11.2}	{11.3}	{11.4}	{11.5}	{11.6}	{11.7}	{11.8}
	Таможенного оформления	{12.1}	{12.2}	{12.3}	{12.4}	{12.5}	{12.6}	{12.7}	{12.8}
	Реализации	{13.1}	{13.2}	{13.3}	{13.4}	{13.5}	{13.6}	{13.7}	{13.8}
	Потери клиента	{14.1}	{14.2}	{14.3}	{14.4}	{14.5}	{14.6}	{14.7}	{14.8}

Элемент {1.3}. Природный риск, сопряженный с фактором "Время". Например, из-за плохих погодных условий судно с контейнерами не пришло вовремя в порт, в связи с чем не выполнены в срок обязательства по поставке. Здесь может быть риск утраты имущества из-за стихийного бедствия, неблагоприятных условий транспортировки. Экологический риск: какое-либо происшествие с товаром или его несоответствие тому, что указано на упаковке, может нанести ущерб окружающей среде.

Элемент {2.3}. Политический риск, влияющий на фактор "Время". Например, ухудшившиеся взаимоотношения двух государств, негативно влияющие на торговые отношения, или применение силовых мер для разрешения той или иной проблемы. Повышение пошлины на "нашу" номенклатуру продукции — это повышение общих издержек ЛЦ.

Элемент {3.1}. Экономический риск, который может оказать весьма серьезное влияние на фактор "Количество": падение покупательской способности в стране, обусловленное рядом глобальных изменений (как политических, так и экономических) в мировой экономике, может привести к сокращению количества выпускаемой продукции, а следовательно, и к общему снижению ожидаемой фирмой прибыли.

Элемент {4.2}. Риск бурного развития НТП (научно-технический прогресс, опережающий наши прогнозы) может привести к инвестированию в области качества. Это значит, что если конкуренты разработают аналог "нашей" продукции быстрее нас, то в перспективе возникнет серьезная проблема потери доли рынка. Следовательно, это приведет к увеличению издержек на производство и негативно скажется на общих издержках ЛЦ.

2. Макрориски в Микросреде

Элементы {1.5}÷{3.5} (столбец) и элементы {1.6}÷{3.6} (столбец). В рассматриваемых секторах Микросреды наиболее подвержены рискам будут глобальные факторы: "Поставщики" и "Конкуренты". Необходимо отметить, что здесь речь идет об интегрированных ЛЦ, а не об отдельных предприятиях, конкурирующих между собой. Здесь возможны:

природный риск утраты имущества из-за стихийных бедствий или неблагоприятных условий транспортировки;

экологический риск: какое-либо происшествие с товаром или его несоответствие тому, что указано на упаковке, в результате которого может быть нанесен ущерб окружающей среде;

политический риск: гражданская ответственность от нанесения ущерба третьим лицам.

Элементы {6.5}÷{6.7} (строка). Культурный риск в Микросреде, который не оказывает влияния только на глобальный фактор "Потребители" в рассматриваемом секторе. Причиной этого риска является низкая квалификация контрагентов в ЛЦ: халатность, утрата документов, их задержка и т. п., а также нарушения техники безопасности и пожарной безопасности.

3. Микрориски в Макросреде

Элементы {7.3}÷{14.3} (столбец). Глобальный фактор "Время" тесно переплетается со всеми Микрорисками. Оказывает решающее влияние на процесс закупки, а также дальнейшие поставки, поскольку это ведет: к срыву поставок; неготовности груза для отгрузки в срок; нарушению сроков; невыполнению финансовых обязательств сторон в ЛЦ.

Например, менеджер вовремя не отследил проплату заводу денег за отгрузку продукции, и товар не был отгружен в срок. Значит, нарушаются сроки поставки, что неизбежно ведет к дополнительным расходам для фирмы: простои в порту и на границе, а также сложности с оформлением документации.

Элементы {9.2}, {10.2} + элементы {12.2}÷{14.2} (столбец). Под фактором "Качество" подразумевается класс опасности груза. Естественно это будет влиять на характер хранения на складе, страховую сумму и риск перевозки, характер упаковки и повышенное требование к сервису обслуживания.

Элементы {9.1}, {10.1}. Фактор "Количество" будет влиять как на хранение продукции на складе, так и на сумму страхового взноса, гарантирующую сохранность продукции.

Элементы {9.1}÷{9.4} (строка). Складские риски проходят красной линией через все факторы Макросреды рассматриваемого сектора: количество продукции и ее запаковка, класс опасности продукта, время его прибытия и хранения на складе, техническое оснащение склада будут влиять на характер общих издержек в ЛЦ.

Микрориски в Микросреде

Элементы {7.7}÷{14.7} (столбец). От внутрифирменной организации будет зависеть доставка продукции конечному потребителю, а значит, именно фактор "Внутрифирменная среда" будет основным индикатором рисков. Здесь важны:

риски таможенного оформления: несвоевременная сертификация товара; неправильный расчет таможенных пошлин, акцизов, НДС и т. д.; нарушение требований документооборота; неудовлетворительное информационное обеспечение сделки и сопряженное с ним нарушение законодательства;

риски реализации: отказ в регистрации товара; упущенная выгода — снижение объемов спроса или потребности в товаре, вытеснение его конкурентами; снижение доходности — повышение закупочной цены или снижение объема закупок, увеличение расходов; прямые финансовые потери — потери товара, его качества, повышение издержек обращения, штрафы, непредвиденные пошлины и отчисления.

Элементы {7.8}÷{14.8} (столбец). Фактор "Потребители" как "лакмусовая бумажка" для всех участников на разных этапах ЛЦ: от покупательской способности конечного потребителя (т. е. какова будет конечная цена продукта), от тенденций рынка и своевременности поставки продукта будет зависеть и характер общих издержек в ЛЦ.

Элементы {8.5}, {8.6}. Транспортные риски, возникающие для факторов "Поставщики" и "Конкуренты" включают: риски утраты имущества по причине забастовок, массовых волнений, военных действий; риски хищений; технические риски — отказ и поломка транспортных средств и, как следствие, возможные задержки доставки груза и повышение вероятности иных рисков.

Элементы {7.5}÷{7.8} (строка). Риски закупки, которые можно охарактеризовать как наиболее "криминальные". Поставщик производит продукцию, как правило, по плану, заранее определенному с ФП (к примеру, речь идет о следующем участнике ЦП, с которым поставщику необходимо договориться). "Криминал" здесь возникает в цене контракта. Значит, прямые договоры между директорами или начальниками отделов сбыта/закупки/логистики могут автоматически отсеять всякое другое возможное сотрудничество. Следовательно, завышенная цена закупки скажется на итоговой цене для покупателя. Выиграют же от этого конкуренты: будучи менее жадными или более дальновидными, они смогут "перехватывать" выгодные контракты.

Элементы {9.5}÷{9.8} (строка). Складская составляющая является одной из важных в общих издержках, и именно поэтому складские риски закономерно переплетаются со всеми факторами как Макро-, так и Микросреды. В рассматриваемом секторе Микрорисков в Микросреде речь идет о четком планировании ротации склада, чтобы не случилось "падения" склада, когда из-за несвоевременных поставок может произойти затовариваниe, не хватит площадей и пр. Соответственно, компаниям желательно просчитать, что им дешевле: хранить запасы и делать редкие поставки или хранить минимум запасов и планировать четкий график поставок.

Элементы {13.5}÷{13.8} (строка). Риски реализации. Установив условия закупки и определив работу склада, на каждом уровне необходимо просчитать риск реализации: для завода как просто участника ЛЦ этот риск минимален, так как есть подписанные контракты на закупку продукции, но если фирма сама и производитель, и продавец, то риск весьма существен и напрямую влияет на загрузку мощностей предприятия. Соответственно обостряется и конкурентная борьба за потребителя, который в итоге и сделает выбор в пользу того или иного продукта, скорректировав политику всех участников ЛЦ.

Элементы {14.5}÷{14.8} (строка). Риски потери клиента. Вопрос клиентского сервиса здесь представляется двояко: с одной стороны, каждый участник ЛЦ является клиентом для последующего и предыдущего участников, и поэтому завод ищет себе эффективного партнера для доставки и реализации, заботясь о своем конечном клиенте, потребителе. С другой стороны, вся цепочка нацелена на конечного потребителя, который в итоге и является самым важным клиентом для всех, за него и идет борьба. Именно поэтому, наиболее эффективной представляется ЦП, в которой каждый понимает итоговую цель работы и действуют в команде, нацеленной на результат, а не пытается максимизировать свой личный доход.

В условиях смены динамично изменяющихся политической и экономической сред как на территории постсоветского пространства, так и в мире в целом предприятиям необходимо научиться адекватно перестраивать взаимоотношения как внутри, так и в целом во вне, т. е. определить свое место, роль и "лицо" на рынке. Рассматривая ситуацию производства новой продукции или освоения новой технологии, руководству предприятия необходимо определить тип новой продукции и в связи с этим характер стратегических изменений внутри предприятия (создание необходимого отдельного подразделения внутри компании или использование услуг сторонней организации, т. е. аутсорсинга), а также руководству нужно четко представлять характер издержек и риски, сопряженные с доставкой, в зависимости от выбранного типа ЛЦ. Представленная на рис. 2 схема выбора ЛЦ дает возможность лицам, принимающим управленческое решение по выбору способа доставки, определить, какой маршрут оптимален для их конкретного случая.

На предложенной схеме выбора представлены следующие базовые точки принятия решений:

A — необходимость инновации и принятие решения о внедрении новой технологии. Прежде всего предприятие анализирует ситуацию на рынке и для сохранения своей доли рынка и повышения прибыли в будущем решает внедрять новый тип продукции;

B — определение характера инновации; B_1 — замена какой-то одной компоненты в уже существующей технологии; B_2 — внедрение абсолютно новой технологии, т. е. совершенно новый полный цикл производства; B_3 — внедрение аналога на рынке. Например, предприятие не планирует производить станки на территории России, но ввозит их в разборном виде, а здесь только дособирает. Станок отличается от производившегося ранее, но как аналог выходит на рынок вместо него;

C — выбор наиболее приемлемого варианта на основе анализа издержек, рисков и долгосрочных стратегических планов организации: C_{11} — расчет доставки по России от отечественного производителя; C_{12} — расчет доставки импорта от зарубежного производителя; C_{21} — расчет производства в России (C_{211} и C_{212} — с использованием соответственно отечественного и импортного сырья); C_{22} — расчет производства за рубежом [C_{221} и C_{222} — с использованием соответственно локального и экспортного (из России) сырья]; C_{31} — российский аналог продукции (C_{311} — перекупка существующей лицензии; C_{312} — разработка более дешевого аналога); C_{32} — зарубежный аналог продукции (C_{321} — перекупка зарубежного патента; C_{322} — импортный ввоз зарубежного аналога);

D — решение: аутсорсинг (ФП) или создание/использование подразделения в собственной компании (СБЕ);

E — выбор конкретного направления работы: E_1 — структурная единица бизнеса, т. е. наделенное полномочиями уже существующее подразделение завода или вновь созданное подразделение, призванное работать в заданном направлении; E_2 — фирма посредник;

F — выбор ЛЦ: F_1 — ЛЦ$_1$; F_2 — ЛЦ$_2$; F_3 — ЛЦ$_3$; F_4 — ЛЦ$_4$;

G — реализация стратегической задачи, поставленной в п. *A*.

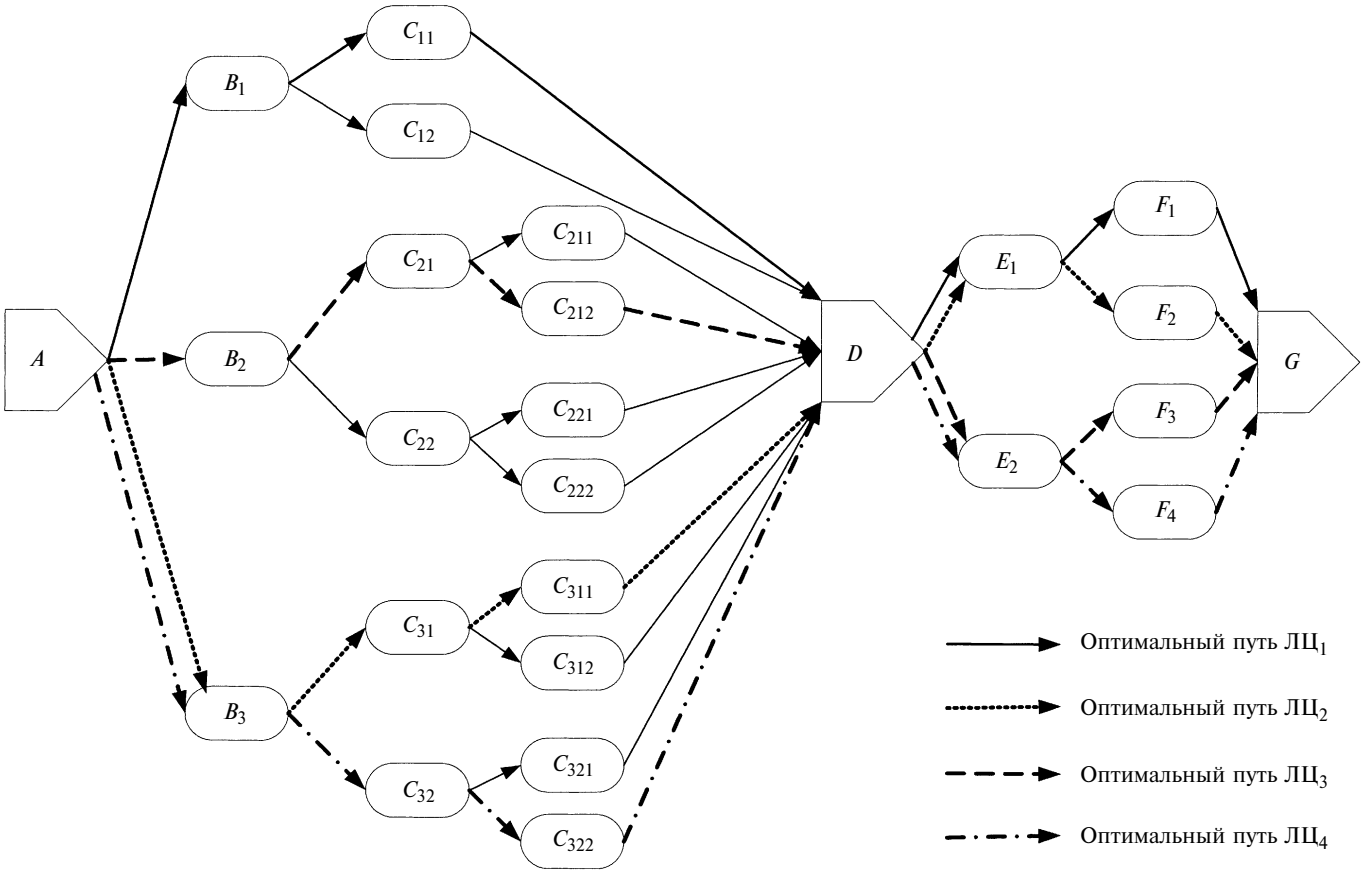


Рис. 2. Схемы выбора для ЛЦ$_1$— ЛЦ$_4$

Используя "схему выбора" для случая ввоза новой технологии (продукта, лицензии, оборудования и т. д.), для разных ЛЦ (см. рис. 2) можно установить три возможных варианта стратегий импортного ввоза, соответствующих характеру инноваций по п. *B*: B_1 — замена какой-то составляющей в уже существующей технологии (ЛЦ$_1$); B_2 — внедрение абсолютно новой технологии, т. е. совершенно новый полный цикл производства (ЛЦ$_3$); B_3 — внедрение аналога на рынке (ЛЦ$_2$ и ЛЦ$_4$). При схожести вариантов выбора стратегий на участке *A—D* они отличаются на участке *D—G*: это связано с тем, что зарубежное и отечественное предприятия работают напрямую друг с другом (ЛЦ$_4$), используя свои подразделения или СБЕ для поддержания оговоренных условий доставки. Напротив, в случае с ЛЦ$_3$ сотрудничающие предприятия отдают вопросы логистики на аутсорсинг, прибегая к услугам ФП.

Аналогично при желании ОФП закупать для себя сырье на территории России у ОП получаются тоже две ЛЦ, весьма схожие на участке *A—D* и различные на участке *D—G*: ЛЦ$_1$ и ЛЦ$_2$. Главное их отличие от предыдущих ЛЦ заключается в характере деятельности на территории РФ. Однако в случае с ЛЦ$_1$ один из заводов прибегает к услугам своих СБЕ для поддержания оговоренных условий доставки, а в случае ЛЦ$_2$ предприятия отдают вопросы логистики на аутсорсинг, прибегая к услугам ФП.

Далее наглядно проиллюстрированы примеры практического использования ЛЦ: в матрицах (табл. 2—5) проанализированы сопутствующие им риски, на "графах" (см. рис. 2) показаны маршруты, соответствующие движению грузов, и в блок-схемах оптимального пути для ЛЦ (рис. 3—6) показан путь формирования минимальных издержек для ЛЦ.

Для ЛЦ$_1$ движение груза соответствует схеме ОП → → ОФП и уравнение издержек будет выглядеть следующим образом:

$$(L_1)_{\min} = [(Z_{11})_{E_1} + (W_{11})_{E_1}]_{\min} =$$
$$= (C_{Z1} + T_{n1} + I_1 + S_1 + P_1 + S_1^*)_{\min}.$$

По "графу" (см. рис. 2, ЛЦ$_1$) взят маршрут: $A—B_1—C_{11}—D—E_1—F_1—G$. Значит, предприятие, понимая необходимость инновации, принимает решение о внедрении новой технологии, затем определяет характер инновации и решает заменить какой-то один компонент в уже существующей технологии. Далее, опираясь на анализ издержек, рисков и долгосрочных стратегических планов организации, предприятие выбирает наиболее приемлемый вариант: рассчитывает доставку по России, от ОП силами СБЕ одного из заводов (ОП или ОФП), выбирает ЛЦ$_1$ для реализации поставленной в п. *A* стратегической задачи. Например, планируется смена бампера в производстве машины: это не влечет боль-

Таблица 2

Виды рисков и факторы их возникновения для ЛЦ$_1$

Риски		Среда возникновения рисков							
		Макрофакторы				Микрофакторы			
		Количество	Качество	Время	НТП	Поставщики	Конкуренты	Внутрифирменная среда	Потребители
Макрориски	Природные Политические Экономические НТП Демографические Культурные	{3.1}							
Микрориски	Закупки Транспортные Хранения на складе за прогнозируемый период Страховые Банковские Таможенного оформления Реализации Потери клиента	{9.1} {10.1}	{9.2}	{8.3} {10.3} {11.3} {14.3}					

Таблица 3

Виды рисков и факторы их возникновения для ЛЦ$_2$

Риски		Среда возникновения рисков							
		Макрофакторы				Микрофакторы			
		Количество	Качество	Время	НТП	Поставщики	Конкуренты	Внутрифирменная среда	Потребители
Макрориски	Природные Политические Экономические НТП Демографические Культурные	{3.1}				{3.5}	{1.6} {2.6} {3.6} {6.6}		
Микрориски	Закупки Транспортные Хранения на складе за прогнозируемый период Страховые Банковские Таможенного оформления Реализации Потери клиента	{9.1} {10.1}		{7.3} {8.3} {9.3} {10.3} {11.3} {13.3} {14.3}		{9.5} {11.5} {13.5}	{7.6} {8.6} {9.6} {13.6}	{8.7} {9.7} {10.7} {11.7} {13.7} {14.7}	{9.8} {11.8} {13.8}

ших технологических изменений, но придется сменить поставщика детали, а значит, и заново выстроить ЛЦ.

Для пояснения "Блок-схемы оптимального пути для ЛЦ$_1$" (см. рис. 3) необходимо дополнительно ввести несколько буквенных обозначений:

C_{pr1} — производственная себестоимость продукта для ЛЦ$_1$;

C_{ZB_1}, C_{ZB_2} и C_{ZB_3} — закупочные цены, соответствующие первой, второй или третьей выбранной стратегии для ЛЦ$_1$;

$(C_{ZB_1} + Z_{B_1})$, $(C_{ZB_2} + Z_{B_2})$ и $(C_{ZB_3} + Z_{B_3})$ — постоянные издержки доставки, соответствующие первой, второй или третьей выбранной стратегии для ЛЦ$_1$;

$(C_{Z11} + Z_{11})_{E_1}$ и $(C_{Z11} + Z_{11})_{E_2}$ — постоянные издержки доставки, соответствующие первой выбранной стратегии, и сопутствующие им закупочные цены для ЛЦ$_1$, относящиеся к двум альтернативным направлениям дальнейшей работы. После сравнения в п. *D* и для выбора в п. *E* обозначение $(C_{ZB_1} + Z_{B_1})$ заменяется на $(C_{Z11} + Z_{11})$, поскольку для величины C_Z первая единица в индексе означает принадлежность к ЛЦ$_1$, а вторая — выбор пути первой стратегии. После п. *E* аналогичная логика обозначения применяется и для прочих величин (W, L, Z);

$(W_{11})_{E_1}$ и $(W_{11})_{E_2}$ — переменные издержки доставки по первой стратегии, относящиеся к двум альтернативным направлениям дальнейшей работы;

$(L_{11})_{\min}$ — минимальные издержки на доставку груза, соответствующие выбору первой выбранной стратегии для ЛЦ$_1$;

Таблица 4

Виды рисков и факторы их возникновения для ЛЦ$_3$

Риски		Среда возникновения рисков							
		Макрофакторы				Микрофакторы			
		Количество	Качество	Время	НТП	Поставщики	Конкуренты	Внутрифирменная среда	Потребители
Макрориски	Природные			{1.3}		{1.5}	{1.6}		
	Политические			{2.3}		{2.5}	{2.6}		
	Экономические					{3.5}	{3.6}		
	НТП		{4.2}						
	Демографические								
	Культурные						{6.6}		
Микрориски	Закупки			{7.3}			{7.6}		
	Транспортные			{8.3}		{8.5}	{8.6}	{8.7}	
	Хранения на складе за прогнозируемый период	{9.1}		{9.3}		{9.5}	{9.6}	{9.7}	{9.8}
	Страховые	{10.1}		{10.3}				{10.7}	
	Банковские			{11.3}		{11.5}		{11.7}	
	Таможенного оформления		{12.2}	{12.3}				{12.7}	
	Реализации			{13.3}		{13.5}	{13.6}	{13.7}	{13.8}
	Потери клиента			{14.3}				{14.7}	

Таблица 5

Виды рисков и факторы их возникновения для ЛЦ$_4$

Риски		Среда возникновения рисков							
		Макрофакторы				Микрофакторы			
		Количество	Качество	Время	НТП	Поставщики	Конкуренты	Внутрифирменная среда	Потребители
Макрориски	Природные			{1.3}					
	Политические			{2.3}					
	Экономические	{3.1}							
	НТП		{4.2}						
	Демографические								
	Культурные								
Микрориски	Закупки								
	Транспортные			{8.3}					
	Хранения на складе за прогнозируемый период	{9.1}	{9.2}	{9.3}	{9.4}				
	Страховые	{10.1}		{10.3}					
	Банковские			{11.3}					
	Таможенного оформления		{12.2}	{12.3}					
	Реализации								
	Потери клиента			{14.3}					

$(L_1)_{\min}$ — конечные минимальные издержки доставки груза для ЛЦ$_1$.

Для ЛЦ$_2$ движение груза соответствует схеме ОП → → ФП → ОФП и уравнение издержек будет выглядеть следующим образом:

$$(L_2)_{\min} = [(Z_{23})_{E_1} + (W_{23})_{E_1}]_{\min} =$$
$$= (C_{Z2} + T_{n2} + I_2 + S_2 + P_2 + M_2 + S_2^*)_{\min}.$$

По "графу" (см. рис. 2, ЛЦ$_2$) взят маршрут: $A—B_3—C_{31}—C_{311}—D—E_1—F_2—G$. Значит, предприятие, понимая необходимость инновации, принимает решение о внедрении аналога на рынке; затем определяет характер инновации и принимает решение закупить российский аналог продукции, перекупив существующую лицензию. Далее, опираясь на анализ издержек, рисков и долгосрочных стратегических планов, предприятие выбирает наиболее приемлемый для него вариант, рассчитывает доставку с использованием отечественного сырья силами ФП, так как по обоюдному решению эта доставка отдается на аутсорсинг, выбирает ЛЦ$_2$ для реализации поставленной в п. *А* стратегической задачи. Например, заводу на территории России (ОФП) понадобилось сменить один из двигателей в машине, задействованной в производственном цикле. Такие двигатели делаются на заказ, и есть специализированная ФП, которая за предложенное вознаграждение готова организовать заводу доставку данного узла. Проведя необходимые исследования, ФП выбирает более приемлемый для себя вариант производителя (ОП) и доставляет груз по сложившейся в итоге ЛЦ: ОП → ФП → ОФП.

Для пояснения "Блок-схемы оптимального пути для ЛЦ$_2$" (см. рис. 4) необходимо дополнительно ввести несколько буквенных обозначений:

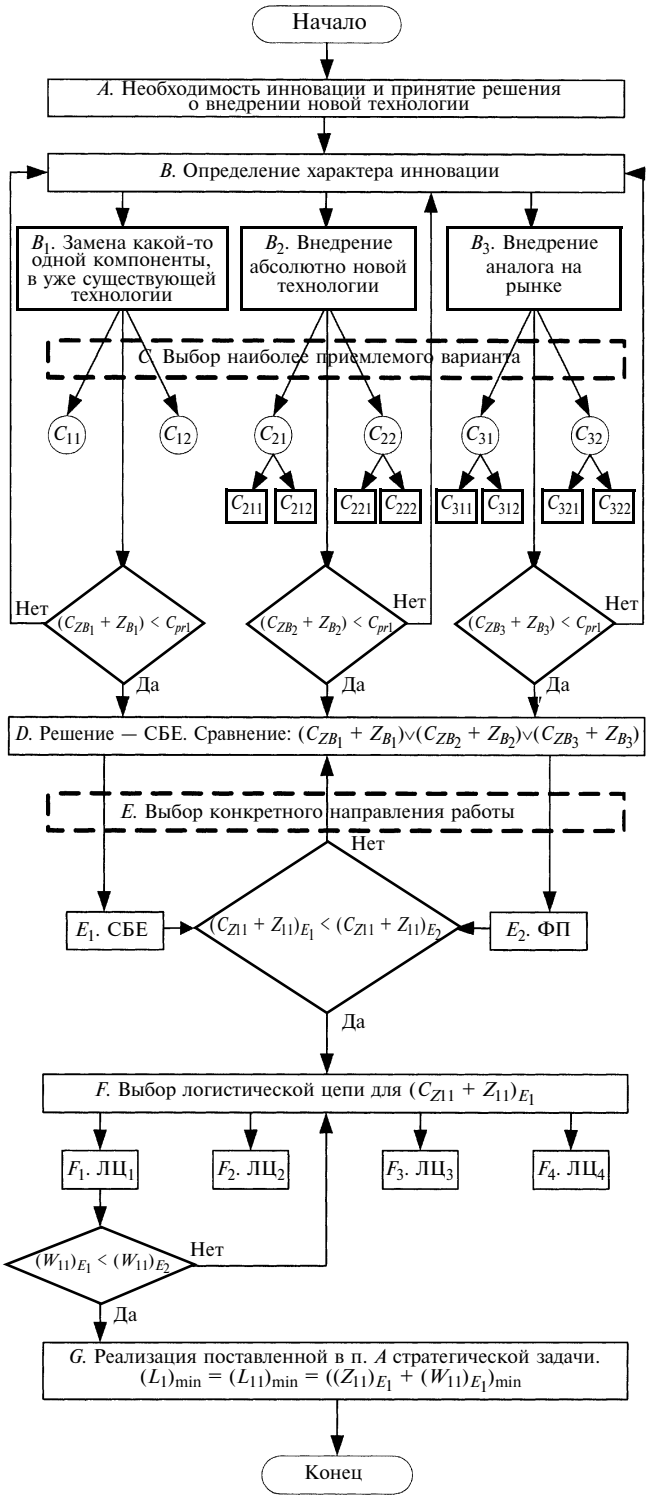


Рис. 3. Блок-схема оптимального пути для ЛЦ$_1$

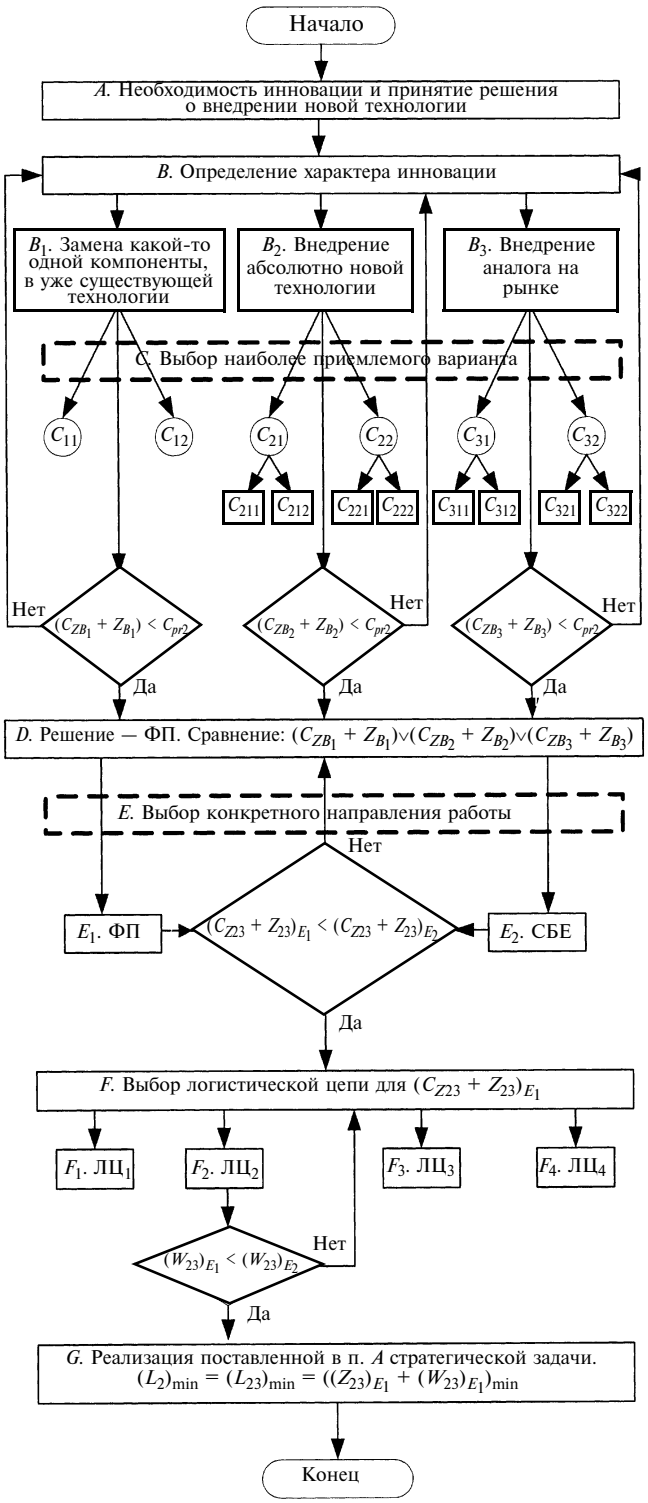


Рис. 4. Блок-схема оптимального пути для ЛЦ$_3$

C_{pr2} — производственная себестоимость продукта для ЛЦ$_2$;

C_{ZB_1}, C_{ZB_2} и C_{ZB_3} — закупочные цены, соответствующие первой, второй или третьей выбранным стратегиям для ЛЦ$_2$;

$(C_{ZB_1} + Z_{B_1})$, $(C_{ZB_2} + Z_{B_2})$ и $(C_{ZB_3} + Z_{B_3})$ — постоянные издержки доставки, соответствующие первой, второй или третьей выбранным стратегиям и сопутствующие им закупочные цены для ЛЦ$_2$;

$(C_{Z23} + Z_{23})_{E_1}$ и $(C_{Z23} + Z_{23})_{E_2}$ — постоянные издержки доставки, соответствующие выбранной третьей стратегии, и сопутствующие им закупочные цены для ЛЦ$_2$, относящиеся к двум альтернативным направлениям дальнейшей работы. После сравнения в п. *D* и для

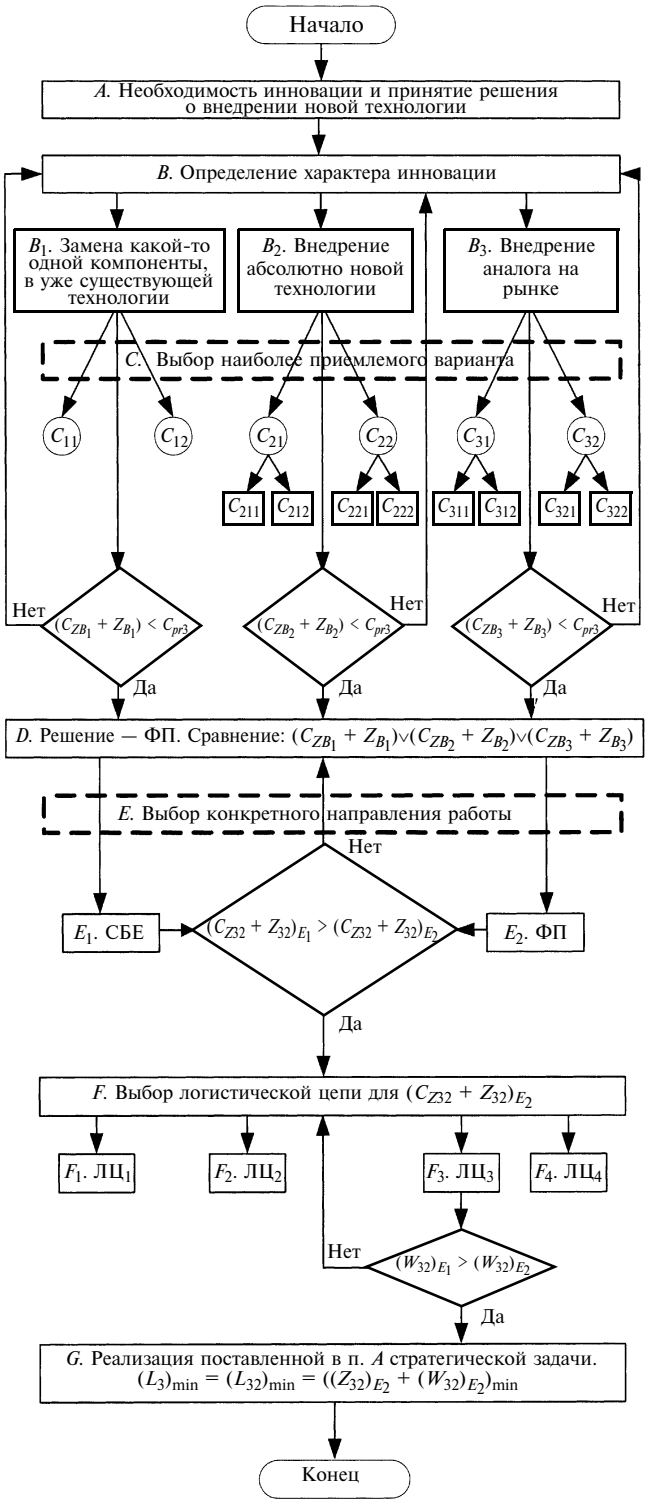


Рис. 5. Блок-схема оптимального пути для ЛЦ$_2$

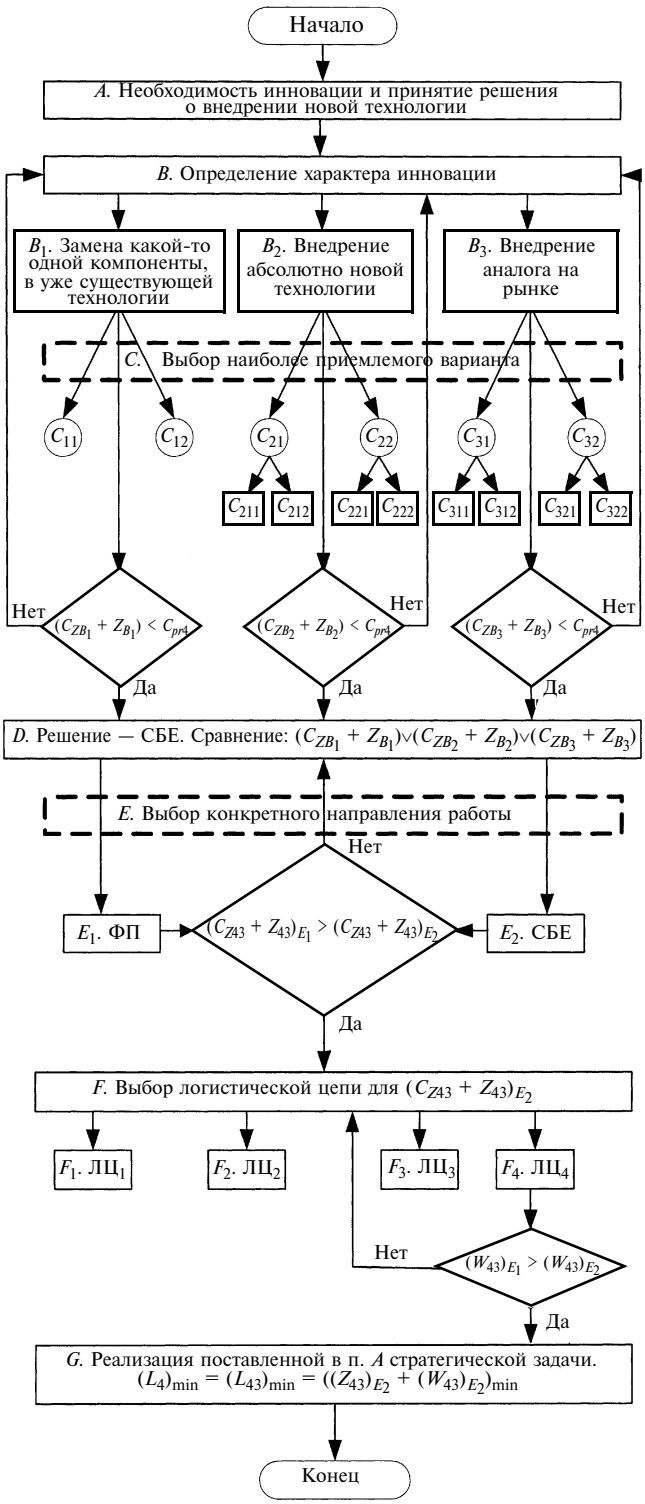


Рис. 6. Блок-схема оптимального пути для ЛЦ$_4$

выбора в п. *E* обозначение ($C_{ZB_3} + Z_{B_3}$) заменяется на ($C_{Z23} + Z_{23}$), поскольку для величины C_Z двойка в индексе означает принадлежность к ЛЦ$_2$, а тройка — выбор пути третьей стратегии. После п. *E* аналогичная логика обозначения применяется и для прочих величин (W, L, Z);

$(W_{23})_{E_1}$ и $(W_{23})_{E_2}$ — переменные издержки доставки по третьей стратегии, относящиеся к двум альтернативным направлениям дальнейшей работы;

$(L_{23})_{\min}$ — минимальные издержки на доставку груза, соответствующие третьей выбранной стратегии для ЛЦ$_2$;

$(L_2)_{\min}$ — конечные минимальные издержки доставки груза для ЛЦ$_2$.

ЛЦ$_3$ соответствует движение груза по схеме ЗП → → ФП → ОФП, и уравнение издержек будет выглядеть следующим образом:

$$(L_3)_{\min} = [(Z_{23})_{E_2} + (W_{32})_{E_2}]_{\min} =$$
$$= (C_{Z3} + T_{n3} + T_{\text{int}3} + I_3 + S_3 + P_3 +$$
$$+ K_3 + M_3 + S_3^*)_{\min}.$$

По "графу" (см. рис. 2, ЛЦ$_3$) взят маршрут: $A—B_2—C_{21}—C_{212}—D—E_2—F_3—G$. Значит, предприятие, понимая необходимость инновации, принимает решение о внедрении абсолютно новой технологии, т. е. выбирает совершенно новый полный цикл производства, затем определяет характер инновации и решает закупить импортное сырье. Далее, опираясь на анализ издержек, рисков и долгосрочных стратегических планов, предприятие выбирает наиболее приемлемый для него вариант, рассчитывает доставку импортных комплектующих силами ФП, а так как по обоюдному решению эта доставка отдается на аутсорсинг, выбирает ЛЦ$_3$ для реализации поставленной в п. *А* стратегической задачи. Например, предприятие не планирует производить станки на территории России, но ввозит их в разборном виде, а здесь производит только дополнительную сборку. Станок отличается от производившегося ранее, но как аналог выходит на рынок вместо него. Таким образом, используя зарубежную технологию, новую для нашего рынка, предприятие реализует поставленные задачи.

Для пояснения "Блок-схемы оптимального пути для ЛЦ$_3$ (см. рис. 5) необходимо дополнительно ввести несколько буквенных обозначений:

C_{pr3} — производственная себестоимость продукта для ЛЦ$_3$;

C_{ZB_1}, C_{ZB_2} и C_{ZB_3} — закупочные цены, соответствующие первой, второй или третьей выбранной стратегии для ЛЦ$_3$;

$(C_{ZB_1} + Z_{B_1})$, $(C_{ZB_2} + Z_{B_2})$ и $(C_{ZB_3} + Z_{B_3})$ — постоянные издержки доставки, соответствующие первой, второй или третьей выбранной стратегии и сопутствующие им закупочные цены для ЛЦ$_3$;

$(C_{Z32} + Z_{32})_{E_1}$ и $(C_{Z32} + Z_{32})_{E_2}$ — постоянные издержки доставки, соответствующие второй выбранной стратегии и сопутствующие им закупочные цены для ЛЦ$_3$, относящиеся к двум альтернативным направлениям дальнейшей работы.

После сравнения в п. *D* и для выбора в п. *E*, обозначение $(C_{ZB_2} + Z_{B_2})$ заменяется на $(C_{Z32} + Z_{32})$, поскольку для величины C_Z первая тройка в индексе означает принадлежность к ЛЦ$_3$, а вторая двойка — выбор пути второй стратегии. После п. *E* аналогичные обозначения применяются и для прочих величин (W, L, Z);

$(W_{32})_{E_1}$ и $(W_{32})_{E_2}$ — переменные издержки доставки по второй стратегии, относящиеся к двум альтернативным направлениям дальнейшей работы;

$(L_{32})_{\min}$ — минимальные издержки на доставку груза, соответствующие второй выбранной стратегии для ЛЦ$_3$;

$(L_3)_{\min}$ — конечные минимальные издержки доставки груза для ЛЦ$_3$.

ЛЦ$_4$ соответствует движение груза по схеме ЗП → → ОФП и уравнение издержек будет выглядеть следующим образом:

$$(L_4)_{\min} = [(Z_{43})_{E_2} + (W_{43})_{E_2}]_{\min} =$$
$$= (C_{Z4} + T_{n4} + T_{\text{int}4} + I_4 + S_4 + P_4 + K_4 + S_4^*)_{\min}.$$

По "графу" (см. рис. 2, ЛЦ$_4$) взят маршрут: $A—B_3—C_{32}—C_{322}—D—E_2—F_4—G$. Значит, предприятие, понимая необходимость инновации, принимает решение о внедрении аналога на рынке. Затем определяет характер инновации: принимается решение закупить зарубежный аналог продукции и осуществить его импортный ввоз. Далее, опираясь на анализ издержек, рисков и долгосрочных стратегических планов, предприятие выбирает наиболее приемлемый для него вариант, рассчитывает доставку от ЗП силами СБЕ одного из заводов (ЗП или ОФП), выбирает ЛЦ$_4$ для реализации поставленной в п. *А* стратегической задачи.

В качестве примера рассмотрим следующую ситуацию: оборудование предприятия безнадежно устарело и аналогов у отечественных производителей нет. Организуется ввоз новых необходимых станков и перевооружается парк машин на заводе.

Для пояснения "Блок-схемы оптимального пути для ЛЦ$_4$" (см. рис. 6), необходимо дополнительно ввести несколько буквенных обозначений:

C_{pr4} — производственная себестоимость продукта для ЛЦ$_4$;

C_{ZB_1}, C_{ZB_2} и C_{ZB_3} — закупочные цены, соответствующие первой, второй или третьей выбранной стратегии для ЛЦ$_4$;

$(C_{ZB_1} + Z_{B_1})$, $(C_{ZB_2} + Z_{B_2})$ и $(C_{ZB_3} + Z_{B_3})$ — постоянные издержки доставки, соответствующие первой, второй или третьей выбранной стратегии и сопутствующие им закупочные цены для ЛЦ$_4$;

$(C_{Z43} + Z_{43})_{E_1}$ и $(C_{Z43} + Z_{43})_{E_2}$ — постоянные издержки доставки, соответствующие третьей выбранной стратегии и сопутствующие им закупочные цены для ЛЦ$_4$, относящиеся к двум альтернативным направлениям дальнейшей работы. После сравнения в п. *D* и для выбора в п. *E*, обозначение $(C_{ZB_3} + Z_{B_3})$ заменяется на $(C_{Z43} + Z_{43})$, поскольку для величины C_Z первая четверка в индексе означает принадлежность к ЛЦ$_4$, а вторая тройка — выбор пути третьей стратегии. После п. *E* аналогичные обозначения применяются и для прочих величин (W, L, Z);

$(W_{43})_{E_1}$ и $(W_{43})_{E_2}$ — переменные издержки доставки по третьей стратегии, относящиеся к двум альтернативным направлениям дальнейшей работы;

$(L_{43})_{\min}$ — минимальные издержки на доставку груза, соответствующие третьей выбранной стратегии для ЛЦ$_4$;

$(L_4)_{\min}$ — конечные минимальные издержки доставки груза для ЛЦ$_4$.

Заключение. В условиях глобализации экономических отношений открываются и новые возможности в

УДК 658.562

А. М. ПЕТРАКОВ, канд. техн. наук (МАИ)

Системно-структурный анализ процессов, регламентов и стандартов регулирования технического контроля на стадиях производства самолетов с помощью моделей квантификации

Главной целью типизации процессов технического регулирования контроля является создание стройной системы руководящих материалов по регламентам технического регулирования ЕСТПП исключающей каждый раз новую разработку карт контрольных операций на каждую новую заготовку, деталь, каждый новый узел или агрегат. Классификация и коды типовых задач и процедур контроля осуществлены по их принадлежности к установленным классам объектов контроля, которые сведены в таблицу. Для квантификации задач контроля на категории разработана таблица, в которой приведены качественные и количественные признаки и оценки категорий контроля. В результате квантификации типовых задач контроля качества на стадиях производства самолета получена система формул, по которой рассчитано суммарное число квант-задач контроля. Получена модель пространства структуры типовых задач контроля, определяемая как прямое произведение множеств.

Major aim of technical control management typification is creation of a harmonious control system for technical regulation standing orders (ЕСТПП), which excludes a new elaboration of test operation charts for each new blank, member, unit or assembly every time. Classification, and routine tasks codes, and control procedures are realized and tabulated according to the belonging to the established object type of control. Aimed at quantification of the control tasks per categories a table is developed, in which qualititative and quantitative attributes and control categories estimation are given. As a result of quality control routine tasks quantification at the phase of aeroplane production a system of formula is obtained by which a total number of control quantum-tasks is calculated. A model of control routine tasks structure space is obtained, determined as direct set product.

Определение понятия "технический контроль", классификация и виды его процессов установлены в нормативно-технической документации (Р50-609-40—88, Р50-54-4—87 и ГОСТ 16504—74).

По степени регламентации действий системы технического регулирования контроля выделяют как правило, маршрутный, операционный и маршрутно-операционный процессы, при выполнении которых решаются определенные задачи контроля [1—3]. Задачи относятся к содержательной характеристике процессов. Другая характеристика является временнóй: непрерывное, периодическое или эпизодическое (летучий контроль) поступление информации о качестве технологических операций и качестве продукции в систему управления качеством. В такой последовательности и проанализируем структуру процессов технического регулирования контроля, именуемых далее процессами контроля.

В задачах или действиях технического регулирования контроля, под которыми по аналогии с Р50-54-5—87 будем понимать совокупность процедур, выполняемых в определенной логической последовательности, отображаются рассмотренные ранее элементы системы контроля [1], которым присвоим следующие коды: объектам — X; методам — Y; средствам — Z; документации — V; исполнителям — W; задачам — S; местам размещения контрольных операций — t; процессам контроля — U. В зависимости от иерархического уровня детализации, к которому принадлежит тот или иной элемент системы контроля, к кодам добавляются соответствующие индексы. Тогда оператор задач контроля можно записать в виде:

$$S_{n,\,i,\,k} = F(X_{n,\,i,\,k},\ Y_{n,\,i,\,k},\ Z_{n,\,i,\,k},\ V_{n,\,i,\,k},\ W_{n,\,i,\,k});$$
$$n = 0,\ 1,\ 2,\ 3,\ 4;\quad i = 1,\ 2,\ ...;\quad k = 1,\ 2,\ 3,\ 4,$$

где n — уровень детализации; i — код типового перечня задач и процедур контроля; k — категория контроля.

Главной целью типизации процессов технического регулирования контроля является создание стройной системы руководящих материалов по регламентам технического регулирования ЕСТПП, исключающей новую

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 68)

построении ЛЦ. Предложенный в статье алгоритм для построения ЛЦ предназначен прежде всего для лиц, ответственных за принятие управленческого решения по наиболее оптимальной доставке. Предлагается провести предварительный анализ рисков и издержек на основе структурированных вариантов возможных ЛЦ, соответствующих им видам рисков и вариантов построения оптимальных маршрутов доставки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Омельченко И. Н., Бурак М. О.** Структура логистических издержек фирмы-посредника между отечественными производителями и зарубежными поставщиками // Вестник машиностроения. 2006. № 1. С. 80—85.
2. **Уотерс Д.** Логистика. Управление цепью поставок. М.: Юнити, 2003.
3. **Омельченко И. Н., Бурак М. О.** Минимизации общих издержек в логистической цепи на основе управления рисками // Вестник машиностроения. 2006. № 5. С. 73—77.

разработку карт контрольных операций на каждую новую заготовку, деталь, каждый новый узел или агрегат.

Структуру типовых задач S_{ni}, решаемых при контроле, например, систем самолета, в соответствии с принятой ранее детализацией по уровням n можно классифицировать по следующим признакам: 0 — комплексный контроль систем самолета при испытаниях; 1 — комплексный и автономный контроль систем и оборудования самолета при общей сборке; 2 — контроль агрегатов, узлов и готовых изделий; 3 — контроль деталей, заготовок, технологических процессов их изготовления; 4 — частные действия системы технического контроля, принадлежащие любой из стадий производства.

Классификация и кодирование типовых задач и процедур контроля осуществляются по их принадлежности к установленным классам объектов $X_{n,\,i}$ контроля, приведенным в табл. 1.

Таблица 1

Классификация и коды типового перечня задач и процедур контроля для технического регулирования по уровням детализации классов объектов самолета

Уровень детализации n	Код типового перечня задач и процедур контроля i
0	1 — входной контроль технической документации, проверка комплектности и технический осмотр самолета; 2 — проверка заправки систем; 3 — проверка расконсервации; 4 — контроль за отработкой систем на земле; 5 — предполетный технический осмотр самолета; 6 — контрольно-летные испытания; 7 — послеполетный технический осмотр самолета; 8 — проверка систем и оборудования на отсутствие посторонних предметов; 9 — контроль по массе (весовой); 10 — контроль за соблюдением технологической дисциплины; 11 — приемно-сдаточные испытания; 12 — оформление документации о приемке; 13 — сдача изделия в эксплуатацию; 14 — проверка чистоты и культуры рабочих мест
1	1 — входной контроль технической документации, проверка комплектности и технический осмотр системы, оборудования; 2 — контроль подготовительных операций; 3 — контроль оснастки и оборудования на соответствие документации; 4 — контроль за соблюдением технологической дисциплины; 5 — операционный контроль монтажа (трубопроводов, электро- и радиокоммуникаций); 6 — специальные виды контроля; 7 — испытания и контроль герметичности гидросистем (отсеков) гидростатическим методом; 8 — контроль промывки собранных гидросистем; 9 — прозванивание электро- и радиокоммуникаций; 10 — испытания и проверка герметичности газовых и топливных систем пневматическим методом; 11 — испытания гидрогазовых и топливных систем на функционирование; 12 — проверка емкостей и баков на отсутствие посторонних предметов; 13 — приемочный контроль собранных систем и оборудования контролерами ОТК; 14 — приемочный контроль собранных систем заказчиком; 15 — оформление документации о приемке систем и оборудования; 16 — проверка чистоты и культуры рабочих мест
2	1 — входной контроль технической документации, комплектности, технический осмотр агрегатов и узлов; 2 — испытание готовых изделий при входном специальном контроле; 3 — контроль оснастки на соответствие технологии; 4 — контроль за соблюдением технологической дисциплины; 5 — операционный контроль установки в стапеле; 6 — операционный контроль режимов сварки; 7 — операционный контроль режимов склеивания; 8 — операционный контроль болтовых, клепаных и паяных соединений; 9 — операционный контроль монтажей; 10 — специальный контроль сварных, клепаных, паяных соединений; 11 — специальный контроль узлов (кинематика шасси, трубопровода и др.); 12 — контрольные испытания; 13 — приемочный контроль ОТК; 14 — приемочный контроль заказчиком; 15 — оформление технической документации; 16 — проверка чистоты и культуры рабочих мест

Уровень детализации n	Код типового перечня задач и процедур контроля i
3	1 — входной контроль технической документации, комплектности, технический осмотр заготовок, материалов; 2 — испытания при входном специальном контроле; 3 — контроль оснастки на соответствие чертежу; 4 — специальный контроль (формовочных смесей, металлографический анализ и т. п.); 5 — операционный контроль параметров технологического процесса; 6 — контрольные испытания; 7 — операционный контроль параметров и признаков продукции; 8 — контроль за соблюдением технологической дисциплины; 9 — приемочный контроль ОТК; 10 — приемочный контроль заказчиком; 11 — оформление документации о приемке; 12 — проверка чистоты и культуры рабочих мест
4	1 — измерение и запись результатов контроля объектов выборки; 2 — оценка значимости и числа дефектов по категориям; 3 — сравнение с образцом; 4 — технический осмотр; 5 — проверка наличия клейма или грифа приемки; 6 — регистрация или подсчет числа объектов в партии; 7 — клеймение, маркировка, пломбирование годной продукции; 8 — возврат продукции; 9 — изоляция брака продукции; 10 — прекращение приемки продукции; 11 — выдача информации о видах дефектов; 12 — выдача информации о КПД труда; 13 — выдача информации о качестве оборудования и оснастки; 14 — выдача информации о причинах и виновниках брака или дефектов с кодированием по классификатору; 15 — выдача информации о чистоте и культуре рабочих мест

Для квантификации задач контроля на категории разработана табл. 2, в которой приведены качественные и количественные признаки и оценки категорий контроля.

В результате квантификации типовых задач контроля качества самолета на стадиях производства получена система формул, по которой рассчитано суммарное число квант-задач контроля и получены значения операторов $S_{n,\ i,\ k}$, включая уровень S_3. Суммарное число квант-задач составляет 146. Полученная модель пространства структуры типовых задач контроля самолета по категории контроля $k = 2$ определяется как прямое произведение множеств:

$$\hat{S}_{k=2} = S_{0,\ k} \times S_{1,\ k} \times S_{2,\ k} \times S_{3,\ k} \times S_{4,\ k} = 415\ 800.$$

Таблица 2

Коды, признаки и оценки категорий контроля при техническом регулировании

Код категории задач контроля k	Признаки категории задач контроля
1	Операционная детализация задач контроля с изложением действий контрольных переходов. Назначается для контроля объектов первой категории при требованиях к заданным показателям качества труда $(1 - \Delta k_1) \leqslant$ КПД труда. Если $(1 - \Delta k_1) >$ КПД труда, то переходят на режим усиленного контроля
2	Маршрутно-операционная детализация задач контроля с изложением действий контрольных переходов для отдельных задач с операционной детализацией. Назначается для контроля объектов второй категории при требованиях к заданным показателям качества труда $(1 - \Delta k_2) \leqslant$ КПД труда. Если $(1 - \Delta k_2) >$ КПД труда, то переходят на усиленный режим контроля, а при КПД труда $> (1 - \Delta k_1)$ переходят на режим ослабленного контроля
3	Маршрутная детализация задач контроля с изложением задач контрольных операций. Назначается для контроля объектов третьей категории и средств технологического оснащения при требованиях к заданным показателям качества труда: $(1 - \Delta k_3) \leqslant$ КПД труда. Если КПД труда $< (1 - \Delta k_3)$, то переходят на режим усиленного контроля, при КПД труда $> (1 - \Delta k_2)$ переходят на режим ослабленного контроля
4	Детализация задач контроля указывается в задании на изготовление или графике проверки избранных технологических процессов или операций контроля. Назначается для контроля объектов четвертой категории при требованиях к заданным показателям качества труда: КПД труда $\geqslant (1 - \Delta k_4)$. Если КПД труда $\leqslant (1 - \Delta k_4)$, то переходят на режим усиленного контроля, при КПД труда $> (1 - \Delta k_3)$ переходят на режим ослабленного контроля
Примечание. $\Delta k_{1 \div 4}$ — отклонение показателя качества труда.	

Временна́я характеристика процесса технического контроля рассматривается по отношению к технологическим процессам и операциям изготовления продукции. Условимся обозначать виды процессов контроля: непрерывные — Н, периодические — П и летучие — Л. В отдельных обоснованных случаях можно выделять периодически непрерывные (П—Н) или пульсирующие процессы технического контроля, ослабляя непрерывный контроль или усиливая периодический у высоких категорий контроля. Понятия видов процессов приведены в работе [2].

Любой процесс контроля может быть также охарактеризован применением методов сплошного (С) контроля, выборочного (В) контроля, многоступенчатого или многократного (М) контроля, двуступенчатого или двукратного (Д) контроля, одноступенчатого и однократного (О) контроля, а также усиленным (У′), нормальным (Н′) и ослабленным (О′) режимами контроля.

Для перехода от структуры операционных к структуре процессуальных методов контроля с соответствующими его категориями достаточно указать временной фактор (Н $\vee$ П $\vee$ Л) и учесть отмеченные ранее особенности применения этих методов (рис. 1).

Отличие структуры методов у процессов второй и третьей категорий контроля заключается в числе лиц, привлекаемых для выполнения проверки. При методе М исполнителями контроля являются: исполнитель и мастер, контролер или контрольный мастер, лабораторный центр и заказчик. При методе Д число проверяющих лиц меньше: исполнитель или мастер, контролер или контрольный мастер, или заказчик, а при самоконтроле — исполнитель и контрольный мастер. При методе Л выполняется однократный контроль при нерегламентированном числе проверяющих лиц.

Рассмотрим временну́ю характеристику размещения процессов технического регулирования контроля в технологии производства. С этой целью дополнительно используем графическую схему координат операций контроля. Пусть цифра на схеме маршрута технологического процесса соответствует номеру технологической операции, в том числе операции контроля комплектующих изделий, материалов, которую обозначим цифрой 1, первый знак после цифры показывает наличие (+) или отсутствие (−) операции контроля продукции после данной технологической операции; второй знак после цифры показывает наличие (+) или отсутствие (−) проверки данной технологической операции на точность, стабильность или соблюдение технологического режима. Операция сплошного контроля обводится кружком. Операции контроля, выполняемые лабораторией или специализированным подразделением (испытания, проверка, анализ и т. п.), указываются звездочкой (*). В конце схемы приводится содержательное обозначение видов контроля.

Тогда схема размещения контрольных операций будет обозначаться:

для непрерывного процесса первой категории контроля

$$1\oplus\oplus,\ 2\circledast\oplus,\ \ldots,\ l\oplus\oplus\,(\text{НМСУ}'),$$

где l — номер последней технологической операции;

для периодического процесса второй категории контроля

$$1\circledast+,\ 2--,\ \ldots,\ (l-1)--,\ l++\,(\text{ПМВН}')\ \text{и т. д.}$$

Схема размещения операций периодического процесса третьей категории контроля, например ПДВУ′, отличается от схемы процесса второй категории контроля числом ступеней контроля. При процессе контроля третьей категории проверяются только качество продукции и соблюдение технологической дисциплины. Оборудование и оснастка не являются объектами контроля.

Схема размещения операций при летучем контроле соответствует объектам четвертой категории контроля и обозначается, например, схемой:

$$1-,\ 2-,\ 3+,\ 4-,\ \ldots,\ l-\,(\text{ЛОВН}').$$

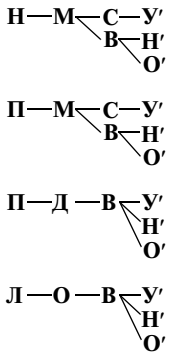
Контролируется либо продукция, либо технологический процесс.

Далее рассмотрим размещение процессов, операций и переходов контроля на других уровнях детализации. В месте t_0 размещения контрольных операций, соответствующем стадии π_g летных испытаний, контрольные процессы размещаются после большинства технологических испытаний, настройки или регулирования систем и бортового оборудования (до 90 %). Это соответствует характеристике периодического многоступенчатого процесса контроля ПМВН′.

При бестекстовом кодировании процессам испытаний должен быть присвоен определенный номер в технологии испытаний готовых изделий. Положим, что их номера совпадают с номерами операций проверки. Тогда места контроля в технологии испытаний обозначаются:

$$\{t_{0,\,l,\,2};\ l = 1,\ (2\vee 3),\ (3\vee 4),\ \ldots,\ (10\vee 11)\}.$$

На стадии общей сборки, монтажных работ и испытаний место и последовательность контроля указыва-



	Методы контроля при его режиме			Категория контроля
	усиленном	нормальном	ослабленном	
	НМСУ′	НСДН′, НМВН′	НСОО′, НМВО′	1
	ПМСУ′, ПМВУ′	ПМВН′	ПМВО′	2
	ПДВУ′	ПДВН′	ПДВО′	3
	ЛОВУ′	ЛОВН′	ЛОВО′	4

а) *б*)

Рис. 1. Примеры структурных схем (*а*) и кодирования методов контроля (*б*) в зависимости от его режима и категории

ются (например при автоконтроле систем вертолета) с помощью циклограммы отработки или номеров технологических процессов, совпадающих с номерами систем. В этом случае код места процесса контроля будет: $t_{1,\ l,\ 2}$; $l = 1, 2, ..., 9$, где l — номер контролируемой системы.

На уровнях детализации $n = 2$; 3 место операции контроля обозначается номером технологической операции, после которой продукция подлежит проверке:

$$\{(t_{2,\ l,\ k} \vee t_{3,\ l,\ k});\quad l = 1, 2, 3, ...;\ k = 1\};$$
$$\{(t_{2,\ l,\ k} \vee t_{3,\ l,\ k});\ l = 1, (2 \vee 3), (4 \vee 5), (6 \vee 7), ..;\ k = 2\}.$$

Кодирование для входного контроля готовых изделий можно выполнять по номеру контролируемого агрегата, устанавливаемого типовым перечнем готовых изделий (ГИЗ) по системам и оборудованию летательных аппаратов (ЛА).

Указывать места контрольных переходов целесообразно только для контроля параметров или признаков продукции, отклонение которых от установленных требований приводит к критическим или значительным дефектам или к массовому браку продукции, т. е. для объектов категорий 1 и 2 контроля. В этом случае в коде $t_{4,\ l}$ индекс l соответствует номеру шифра указанных видов параметров с критическими дефектами. Так, например, шифр параметра с дефектом на ЗИЛе выражается пятиразрядным числом.

Периодичность контроля кодируется следующим образом: при непрерывном контроле $k = 1$; периодическом — 2; летучем — 3; случайном — 4. Структурная формула периодичности контроля имеет вид: $t_{n,\ l,\ k}$; $k = 1, 2, 3, 4$.

Процесс контроля в техническом регулировании характеризуется действиями в виде операций и контрольных переходов в установленных местах технологического процесса изготовления продукции с определенной периодичностью, охватом заданного объема продукции и имеет определенные организацию и режим. Состав процесса контроля содержит перечисленные компоненты. Но сами компоненты являются функцией от объектов, методов, средств, документации и исполнителей контроля. Следовательно, структура типовых процессов контроля является функционалом элементов системы технического контроля и может быть задана оператором:

$$U_{n,\ i,\ k} = F(X_{n,\ i,\ k},\ Y_{n,\ i,\ k},\ Z_{n,\ i,\ k},\ V_{n,\ i,\ k},\ W_{n,\ i,\ k},\ S_{n,\ i,\ k},\ t_{n,\ l,\ k}),$$

где n — уровень детализации процесса контроля; i — код типовых задач; k — категория процесса контроля; l — номер места контроля.

При детализации процессов контроля по уровням необходимо учитывать отображение $X \to U$, в связи с чем число уровней будет равно пяти. Уровень U_0 процессов контроля можно характеризовать как технологию контроля, например при испытаниях ЛА, так как она состоит из множества процессов контрольных испытаний. Уровень U_1 характеризуется тоже как технология контроля сборочных и монтажных работ в само-

Таблица 3

Коды и признаки категорий процессов контроля в техническом регулировании

Код категории процессов контроля	Признаки категорий процессов контроля
1	Выполнение операционных технологических процессов контроля по документации, в которой содержание операций излагается с указанием контрольных переходов. При нормальном режиме процесс контроля — непрерывный, сплошной, двукратный. Процесс контроля должен гарантировать выпуск продукции по первой категории контроля при соблюдении заданных показателей качества продукции и труда: $(1 - \Delta k_1) \leqslant$ КПД труда. При наличии критических дефектов продукция бракуется, запрещается ее дальнейшее производство, информируется руководство предприятия
2	Выполнение маршрутно-операционных технологических процессов контроля по документации, в которой содержание отдельных операций излагается без указания контрольных переходов. При нормальном режиме процесс контроля — периодический, выборочный, многоступенчатый. Процесс контроля должен гарантировать выпуск продукции по второй категории при соблюдении заданных показателей качества продукции и труда: $(1 - \Delta k_2) \leqslant$ КПД труда. При наличии значительных дефектов запрещается дальнейшее изготовление продукции, делается письменное предупреждение исполнителей, информируется руководство цеха
3	Выполнение маршрутных технологических процессов контроля по документации, в которой содержание операций излагается без указания контрольных переходов. При нормальном режиме процесс контроля — периодический, выборочный, двухступенчатый. Процесс контроля должен гарантировать выпуск продукции третьей категории контроля при соблюдении заданных показателей качества продукции и труда: $(1 - \Delta k_3) \leqslant$ КПД труда. При наличии малозначительных дефектов делается письменное или устное предупреждение исполнителей о необходимости подналадки оборудования и информируется мастер
4	Процессы или операции контроля выполняются для избранных технологических процессов или операций согласно заданию или графику проверки. При нормальном режиме процесс контроля — летучий, выборочный, одноступенчатый. Процесс контроля должен гарантировать выпуск продукции четвертой категории контроля: $(1 - \Delta k_4) \leqslant$ КПД труда или обеспечить получение продукции, соответствующей этой категории контроля в случае работы исполнителей на самоконтроле при соблюдении заданных показателей качества продукции и труда. Наличие незначительных и других дефектов отмечается в акте контроля за соблюдением технологической дисциплины

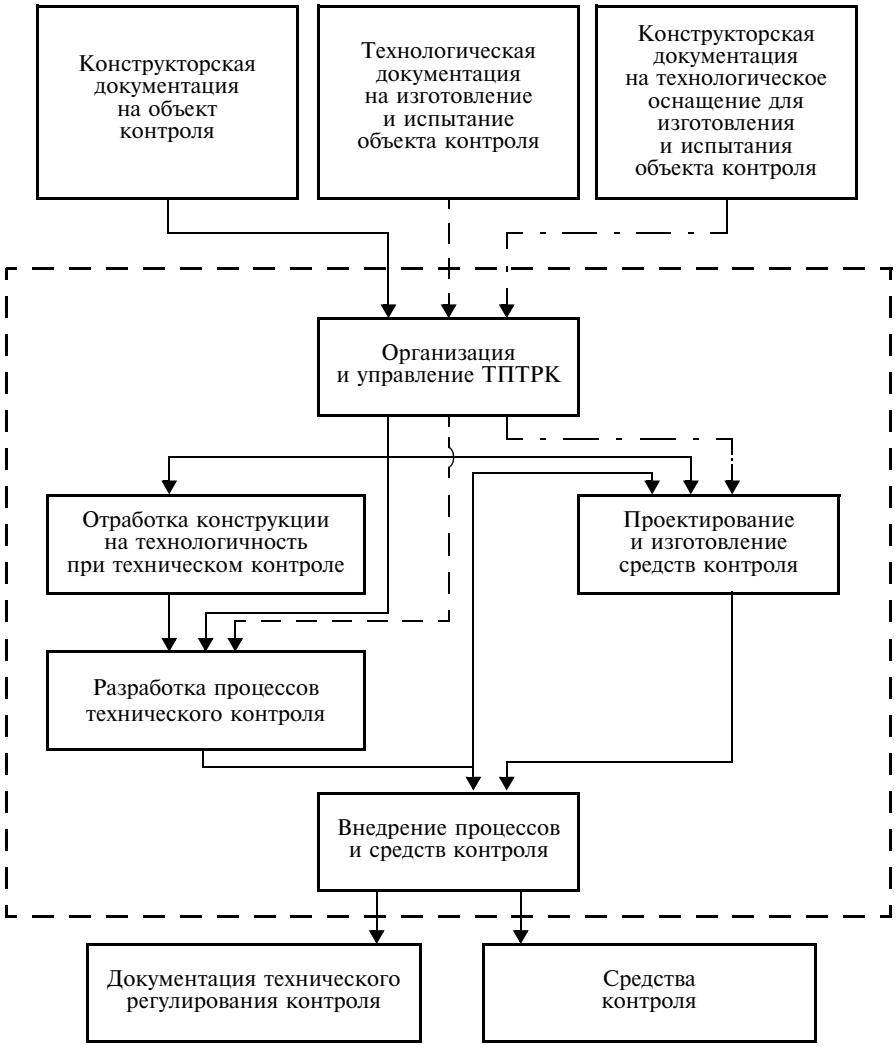


Рис. 2. Укрупненная структурная схема технологической подготовки технического регулирования контроля

летостроении. Уровни U_2 и U_3 характеризуются как технологические процессы стадии агрегатной сборки и стадий горячей, холодной обработки и нанесения покрытий. Процессы состоят из множества операций. Уровень U_4 характеризуют контрольные операции, состоящие из множества контрольных переходов.

Для квантификации процессов технического регулирования контроля разработаны признаки категорий процессов контроля, приведенные в табл. 3.

Используя табл. 3, а также структурные формулы операторов $S_{n,\,i,\,k}$, $\hat{S}'_{k=2}$, $t_{0,\,l,\,2}$, $t_{1,\,l,\,2}$, $t_{2,\,l,\,k} \vee t_{3,\,l,\,k}$, $t_{n,\,l,\,k}$, получаем структуру операторов процессов технического контроля на основе комплексной оптимизации для нормального режима контроля от $U_{0,\,i,\,l,\,1}$ до $U_{4,\,i,\,l,\,4}$.

Число квант-процессов контроля на уровне U_3 составляет 115 единиц. Пространство структуры процессов контроля определяется как прямое произведение множеств:

$$\hat{U}_{k=2} = U_{0,\,k} \times U_{1,\,k} \times U_{2,\,k} \times \times U_{3,\,k} \times U_{4,\,k} = 556\,419.$$

Модель структуры процессов контроля тождественна модели структуры пространства системы объектов контроля в техническом регулировании по стадиям производства.

В среднем одна квантифицированная типовая операция адекватна 400 фактическим операциям. Укрупненная структурная схема технологической подготовки процессов технического регулирования контроля приведена на рис. 2.

По результатам анализа элементов системы технического регулирования контроля может быть построена системная модель технического регулирования контроля качества изделий в целом, которая представляет собой матрицу с двумя входами в виде "подлежащего" (основные требования) и "сказуемого" (стадии основного производства). Множества требований должны быть разбиты на несколько подмножеств по рассматриваемым элементам системы и размещены по четырем иерархическим уровням и четырем категориям контроля. В системную модель сводятся данные, полученные ранее, а также результаты исследований элементов системы технического контроля на нескольких предприятиях. С помощью такой модели можно получить различные ответы на регуляционные характеристики системы технического регулирования контроля качества изделий. Например: 1) выделить основную категорию контроля на стадиях производства изделия; 2) определить типовую форму организации контроля качества и их число; выявить минимальное число контрольных операций и установить погрешности $A_{мет}$ измерений; 3) определить основной парк КИП на предприятии и его состояние; 4) обозначить квалификацию исполнителей технического регулирования контроля — контролеров ОТК.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Петраков А. М.** Техническое регулирование и контроль качества. Монография. М.: Машиностроение, 2005. 198 с.
2. **Дунаев И. М., Скворцов Т. П., Чупырин В. Н.** Организация проектирования системы технического контроля. М.: Машиностроение, 1981.
3. **Капустин Н. М.** Автоматизация машиностроения. М.: Высшая школа, 2003.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 562-567.2

А. Ф. ЗАЙЧИКОВ, канд. техн. наук (Москва)

Газогидравлические амортизаторы

В настоящее время широкое распространение, в том числе в авиации, получили газогидравлические амортизаторы, обладающие минимальной массой и обеспечивающие необходимый комфорт при посадке самолетов и движении по земле. В них газ является упругим элементом, а жидкость рассеивает энергию посадочного удара, превращая ее в теплоту при протекании через гидросопротивление. В качестве газа применяется нейтральный газ — технический азот второго сорта, а в качестве жидкости — гидравлическая жидкость АМГ-10 на основе авиационного керосина с добавкой компонентов смазки и розового красителя для упрощения ее идентификации.

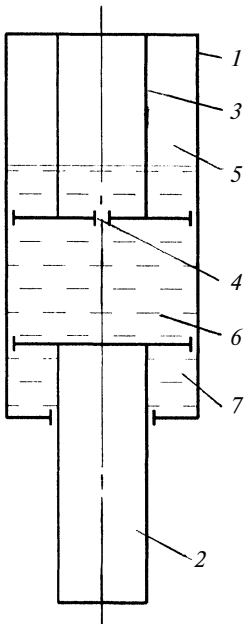


Рис. 1

Амортизаторы можно классифицировать по двум конструктивным признакам: числу газовых камер и типу гидросопротивления; по числу газовых камер амортизаторы можно разделить на одно-, двух- и многокамерные; по типу гидросопротивления — на амортизаторы с дросселем, переменным по ходу дросселем и с клапаном.

Наиболее простым является однокамерный амортизатор с дросселем (рис. 1). Он состоит из цилиндра *1*, штока *2* с поршнем, плунжера *3* с диафрагмой, в которой расположен дроссель *4*. Верхняя полость *5* цилиндра до диафрагмы заполнена газом, а нижняя *6* — жидкостью. Кольцевая полость *7* между поршнем штока и внешним уплотнением амортизатора также заполнена жидкостью и предназначена для ограничения скорости удара при разжатии амортизатора.

Боковые нагрузки на шток воспринимаются нижней буксой, а создаваемый ими момент — реакциями обеих букс. В итоге нижняя букса является наиболее нагруженной и поэтому создает наибольшее трение. Если ее выполнить из бронзы, то буксу необходимо будет регулярно и тщательно смазывать, причем качество выполнения этой операции зависит исключительно от обслуживающего персонала. Для исключения влияния субъективных факторов на работу нижней буксы целесообразно изготовлять ее не из бронзы, а из материала, не требующего смазывания, например из графилона.

При сжатии амортизатора шток *2* вдвигается в цилиндр *1*, вытесняя жидкость через дроссель *4* в газовую полость *5*. Одновременно жидкость через обратный клапан в поршне заполняет полость *7*. При этом давление газа увеличивается, а жидкость нагревается. В конце сжатия амортизатора его усилие превышает силу, приходящуюся на него от веса машины, и он начинает разжиматься. При этом обратный клапан в поршне закрывается, и жидкость из полости *7* вытесняется через оставшееся в нем небольшое отверстие, ограничивающее скорость разжатия амортизатора. При движении машины по неровностям амортизатор сглаживает их воздействие и рассеивает энергию для предотвращения раскачки.

При медленном (статическом) сжатии амортизатора давление газа в нем изменяется по изотерме *1* (рис. 2), а при быстром — по политропе *2* (где p — давление; H — ход штока амортизатора).

Известно, что уравнение изотермы имеет вид $p = p_0V_0/V$, а политропы $p = p_0(V_0/V)^n$, где p_0 — началь-

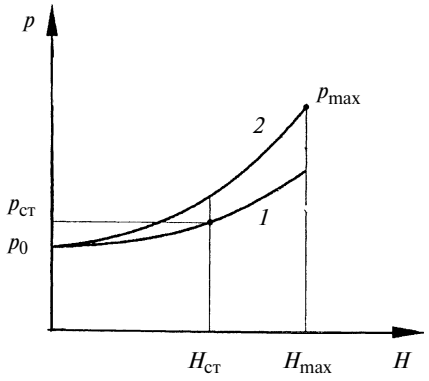


Рис. 2

ное давление; V_0 — начальный объем газа; $V = V_0 - HF$ — текущий объем (здесь F — площадь штока); n — коэффициент политропы. В зависимости от конструкции амортизатора $n = 1{,}3 \div 1{,}4$.

Авиационный амортизатор должен удовлетворять следующим требованиям:

1) поглощать энергию посадочного удара;

2) сглаживать воздействия неровностей полосы аэродрома;

3) полностью разжиматься при уборке опоры;

4) при мягкой посадке сжиматься на величину, достаточную для срабатывания приводимой им в действие автоматики, включающей тормозную систему и механизацию крыла (уборку закрылков и предкрылков и выпуск интерцепторов) с тем, чтобы обеспечить минимальную подъемную силу и максимальную нагрузку на колеса шасси для сокращения тормозного пути;

5) запас хода на стоянке с взлетной массой должен быть не менее 100 мм для преодоления неровностей взлетно-посадочной полосы (ВПП) при выруливании ($H_{max} - H_{ст} > 100$).

Для определения необходимого хода амортизатора рассмотрим поглощение амортизацией кинетической энергии летательного аппарата (ЛА) при ударе, которая должна равняться работе амортизации:

$$A_{ам} = m V_y^2/2, \qquad (1)$$

где m — редуцированная посадочная масса ЛА, приходящаяся на амортизатор; V_y — вертикальная скорость приземления.

Обычно рассматриваются две скорости: эксплуатационная — не более 1,5 м/с и максимальная (при посадке на наклонную ВПП), не превышающая, как правило, 3,5 м/с. Для нагрузки, соответствующей эксплуатационной скорости, коэффициент безопасности принимается равным 1,5, а для максимальной — 1,3.

Усилие реальных амортизаторов изменяется по ходу нелинейно. Отношение работы $A_{ам}$ амортизатора к работе упругого элемента с постоянным по ходу усилием называется коэффициентом η полноты диаграммы сжатия. По статистике $\eta = 0{,}7 \div 0{,}8$. Поэтому ориентировочно работа одного амортизатора выразится как

$$A_{ам} = \eta R_{max} H, \qquad (2)$$

где R_{max} — максимальное усилие амортизатора, $p_{max} = R_{max}/F$.

Из уравнений (1) и (2) следует, что если пренебречь, в первом приближении, работой шин и ограничить максимальное усилие амортизатора величиной, соответствующей усилию на стоянке с взлетной массой, то для поглощения энергии удара ЛА при посадке с максимальной вертикальной скоростью достаточен ход амортизатора по вертикали, равный примерно 450 мм.

Несмотря на простоту конструкции однокамерные амортизаторы обладают рядом недостатков:

1) начальное давление, как правило, превышает давление, необходимое для включения устройств торможения машины;

2) в конце сжатия амортизатора создается большая жесткость из-за резкого увеличения давления, что приводит к значительным нагрузкам при преодолении машиной с большим весом неровностей ВПП.

Этих недостатков практически лишены двух- и многокамерные амортизаторы.

Рассмотрим двухкамерный амортизатор (рис. 3). В отличие от однокамерного он имеет вторую газовую

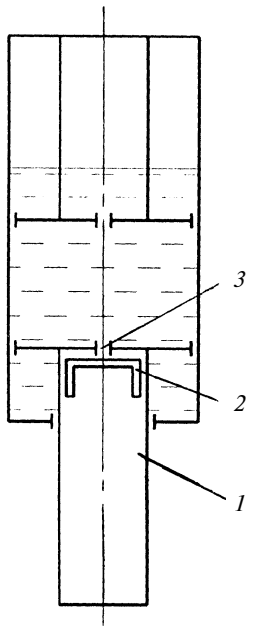


Рис. 3

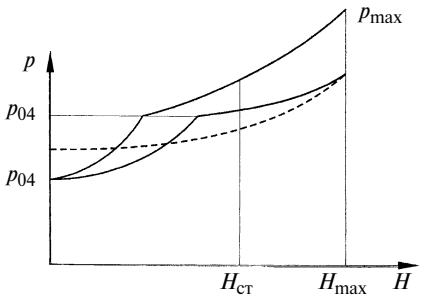


Рис. 4

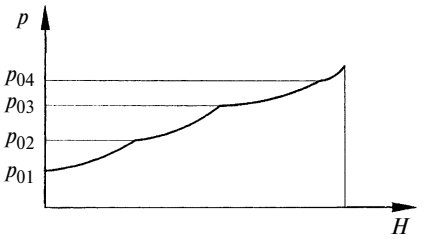


Рис. 5

камеру *1*, размещенную в штоке и отделенную от жидкости поршнем *2*. Давление p_2 зарядки этой камеры значительно больше давления p_1 в верхней камере. Сообщение с жидкостью происходит через дроссель *3*, выполненный в поршне штока. Диаграмма сжатия такого амортизатора имеет вид, показанный на рис. 4. Начальное давление газа во второй камере не должно превышать давления азота в наземных установках и баллонах, применяемых для зарядки.

При увеличении числа газовых камер повышается плавность роста давления, приближаясь к линейной зависимости от сжатия амортизатора (рис. 5).

Недостатком конструкции, показанной на рис. 3, имеющей вторую камеру в штоке, является то, что газ в ней уплотняется благодаря простому уплотнению поршня *2*, предназначенному обычно для уплотнения жидкости, а не газа, обладающего большей проникающей способностью. Это уплотнение создает возможность проникновения газа из нижней камеры в верхнюю, что приводит к выравниванию в них давления (штриховая линия на рис. 4) и превращает амортизатор в однокамерный, но более сложный и тяжелый. Поэтому для обеспечения надежной работы целесообразно применять специальное уплотнение поршня *2* или вторую камеру располагать не в

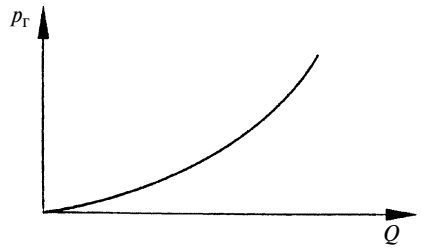


Рис. 6

штоке, а в верхнем плунжере, внутри которого можно разместить разделительный поршень, над которым находится жидкость, контактирующая с уплотнением вместо газа и позволяющая к тому же регулировать объем газа.

Гидросопротивление в виде дросселя является простейшим. Его гидравлическая характеристика имеет вид, показанный на рис. 6, где $p_г$ — гидросопротивление, а Q — поток жидкости. Недостатком дросселей является очень низкое сопротивление при малых потоках и резкое его увеличение с ростом потока, пропорциональным скорости сжатия амортизатора. Этот недостаток частично компенсируется регулированием дросселя по ходу амортизатора, осуществляемым закрепленной на штоке "иглой", проходящей через отверстие дросселя. "Игла" представляет собой стержень переменного сечения, определяемого из расчета динамики посадки. Очевидно, что такая конструкция может быть применена в основном в однокамерном амортизаторе. Недостатком этой конструкции являются также возможность колебаний длинной "иглы" и оптимальность параметров только для одного расчетного режима посадки ЛА, как правило со скоростью $V_{y\,\max}$.

Простейший графоаналитический метод расчета такого устройства был предложен П. И. Бландовым[1]. Он априори назначал диаграмму сжатия амортизатора и изменение скорости сжатия, по которым затем просто определялась нужная площадь отверстия дросселя для каждого положения штока. Однако при этом не учитывалось влияние упругой неподрессоренной части конструкции, существенно влияющей на динамику процесса, особенно в начале сжатия амортизатора. Поэтому эту методику можно использовать только для приближенных расчетов и для конструкций с неупругой неподрессоренной частью (лыжами, башмаками и т. п.). Дело в том, что в начале касания земли при посадке самолета сначала сжимаются малоинерционные пневматики колес и только при превышении их усилиями начального усилия амортизатора начинается его сжатие. При этом вследствие инерции неподрессоренной конструкции пневматики успевают "пережаться", т. е. их усилия превышают усилие амортизатора, и они резко разгоняют шток. В итоге скорость сжатия амортизатора превысит скорость, соответствующую V_y, что приведет к "пережатию" уже амортизатора. Затем произойдет обратная "отдача" амортизатора, и процесс повторится, и так до тех пор, пока не прекратится демпфирование прямого и обратного ходов амортизатора.

[1] Амортизация и управление взлетно-посадочных устройств самолетов / Под ред. П. И. Бландова. М.: МАИ, 1962.

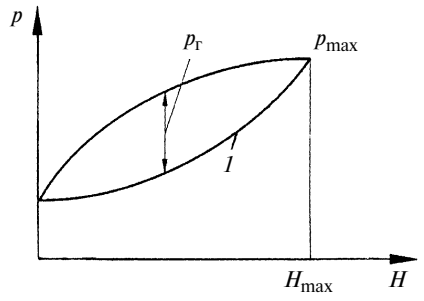


Рис. 7

Значительно лучшие характеристики имеют клапаны. Их конструкции весьма многообразны, но для амортизаторов наиболее подходящими являются, очевидно, плунжерные, позволяющие создать любое, увеличивающееся по скорости обжатия изменение гидросопротивления амортизатора, в том числе и линейное. Суммарная характеристика работы амортизатора складывается из его диаграммы *1* сжатия по газу и гидросопротивления $p_г$ (рис. 7). На рис. 7 дан пример вида итоговой диаграммы однокамерного амортизатора.

Необходимые параметры амортизаторов окончательно определяют, исходя из расчетов динамики посадки, и уточняют по результатам копровых и летных испытаний.

Открытое Акционерное Общество
АлмазИнструмент
Т/ф: (48134) 6-42-53, 4-04-00, 6-44-01
e-mail: mktg@almaz-i.ru www.almaz-i.ru
Адрес: 216500, Россия, Смоленская обл., г. Рославль, ул. Ленина, д. 3

ОАО «Алмазинструмент», специализируясь на разработке, изготовлении и поставках широкого спектра алмазного инструмента, приглашает к сотрудничеству предприятия РФ и стран СНГ, а также региональных представителей, и предлагает:

• Алмазный правящий инструмент из природных и синтетических алмазов;
• Алмазный инструмент, изготовленный методом гальваностегии.

Возможно изготовление нестандартного инструмента по чертежам и эскизам заказчика.

УДК 629.3

П. Г. АНТИПОВ (Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П. А. Соловьева)

К вопросу идеализации сверхнизкопрофильного колеса

Уменьшение трения качения шин — современная тенденция в развитии транспортных средств. Результат достигается за счет уменьшения толщины и высоты боковин шины низкопрофильного колеса. При этом жесткость шин уменьшается, что накладывает ограничение на их практическую эксплуатацию. Чтобы сделать низкопрофильную шину жесткой, предлагается закрепить внутри нее двойной усеченный конус, препятствующих деформациям шины от действия боковых сил. Условием эксплуатации такого колеса является необходимость активной электронной подвески, задача которой — управлять положением пятна контакта шины с дорогой в соответствии с действующими боковыми силами.

Decrease of tyre rolling friction is a present-day trend in vehicle development. The result is achieved due to reducing thickness and side strip height of a low-profile wheel. At the same time tyre rate decreases, and this impose limitation on tyre practical service. To make a low-profile tyre inflexible it is suggested to place a double truncated cone inside tyre, which impede its deformation from the side force actions. Service conditions of such tyre include need for an active electronic suspension, aimed at controlling the location of contact patch between tyre and road under the side forces involved.

В настоящее время ни у кого не возникает сомнения, что радиальное пневматическое колесо идеально подходит для автомобильного транспорта. Более того, с каждым годом шины становятся шире, а высота их боковин уменьшается. Другими словами, приходит мода на низкопрофильные шины. Художники-футуристы (их у нас называют дизайнерами) рисуют автомобили со сверхнизкопрофильными колесами, но ведущие производители шин не спешат оснащать серийные автомобили подобными изделиями. Логично спросить: почему? Бóльшая часть автовладельцев скажет, что на низкопрофильном колесе легко повредить диск. Но конструкторы думают иначе, и профессиональные водители подтвердят, что чем ниже профиль колеса, тем хуже курсовая устойчивость автомобиля. Тогда зачем делать такие колеса? Ответ прост: чем ниже профиль, тем меньше сопротивление качению.

На легковых машинах доля топлива, расходуемого на преодоление трения качения шин, — около 20 % [1], еще больше эта доля у грузовиков — около 46 % [2]. Неужели такие большие потери в шинах и есть компромисс между безопасностью и экономичностью? Когда топливо было дешевым, то это всех устраивало. Если топливо будет дорожать, то возможные миллиардные вложения в новые экономичные колеса окупятся.

История пневматических колес началась с диагональных шин, т. е. с диагональной укладки корда на тороидальную поверхность. Классический пример — велосипедная шина. Ее однослойный диагональный корд виден с внутренней стороны. Недостаток диагональной (тороидальной) шины в том, что в месте контакта с дорогой тороидальная оболочка выравнивается в плоскость, при этом шина сильно деформируется. Происходит ее разогрев. Поверхность двойной кривизны не может быть уложена на плоскость без искажений.

Другое дело цилиндрическая оболочка, ее можно уложить на плоскость без потерь. Заменить тороидальную шину на цилиндрическую можно двумя способами:

1) сделать диаметр колеса значительно больше поперечного диаметра шины — как на спортивном велосипеде. В пятне контакта тороидальная оболочка (трубка) очень близка к цилиндрической, внутреннее трение в ней будет относительно мало.

2) на цилиндр надеть манжету (рис. 1, *а*) и создать внутри нее давление газа (накачать) (рис. 1, *б*). На первый взгляд получилось колесо, ведь цилиндр это тоже диск, а манжета похожа на шину. Но из-за того, что манжета может легко перекатываться по цилиндру влево и вправо, данная конструкция колесом быть не может. Никакой клей, никакие буртики ситуацию не исправят, так как радиальная составляющая газовых сил значительно больше их осевой составляющей, а боковая сила, которая может действовать на колесо, сопоставима с нормальной (радиальной) силой воздействия колеса на дорогу. Легко заметить, что современное низкопрофильное колесо является компромиссом между трубкой на ободе и манжетой на цилиндре.

Назовем конфигурацию на рис. 1, *б* сверхнизкопрофильным колесом. В данном контексте определение сверхнизкопрофильного колеса основано не на геометрических параметрах, а на невозможности колеса противостоять заданным боковым нагрузкам. Например, в

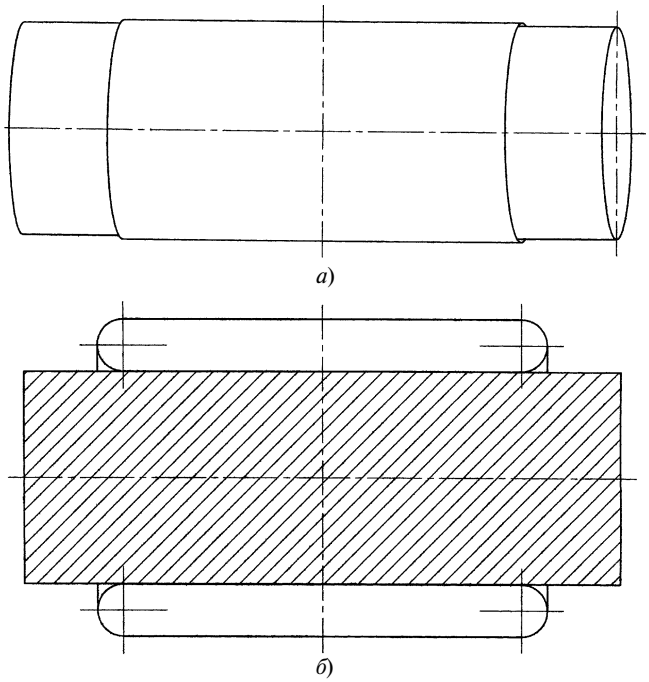


Рис. 1. Манжета в цилиндре (*а*) и манжета надута (*б*)

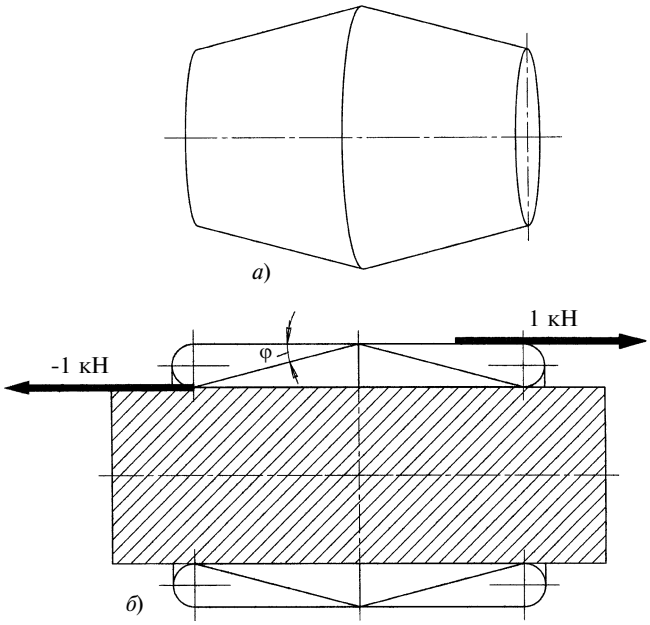


Рис. 2. Двойной усеченный конус (*а*), двойной усеченный конус внутри манжеты (*б*):
показана упрощенная реакция на силу в 1 кН, смещающую манжету вправо

повороте под действием центробежных сил шина деформируется. Чем меньше площадь боковин, тем меньше газовые силы, действующие на эту площадь, и тем труднее восстанавливается геометрия колеса. По прямой на низкопрофильных колесах машина поедет быстрее, а в повороте, возможно, медленнее. Но главное — пострадают устойчивость и точность управления траекторией движения автомобиля.

В идеале корд (а вместе с ним и боковины) должен быть бесконечно тонким. Жесткость шины должна обеспечиваться только давлением газа в ней. Современные высокопрочные волокна позволяют создавать достаточно тонкий корд, и давление в шине может быть высоким. Но при повышенном давлении в шине уменьшается пятно контакта шины с дорогой, сцепные свойства ухудшаются — тормозной путь возрастает. На современном уровне компромисс между жесткостью покрышки и ее сцепными свойствами (при заданной геометрии) достигается подбором твердости резины и толщины боковин [3, с. 80, 104].

Для сохранения геометрии сверхнизкопрофильной шины нужна дополнительная пространственная силовая конструкция — двойной усеченный конус (рис. 2, *а*). Разместим его внутри нашей манжеты. Сдвоенное основание соединим с центральной беговой дорожкой манжеты, усеченные вершины закрепим на цилиндре (рис. 2, *б*). Легко заметить, что в плоскости сечения, совпадающей с осью цилиндра, появились равносторонние треугольники с углом φ при основании. Приложим боковую силу в 1 кН к правой верхней части манжеты, тогда левый катет верхнего треугольника окажется растянутым и передаст реакцию на цилиндр в виде силы в 1 кН. Реальная картина, даже от действия единичной силы, намного сложнее. Но наша задача — сделать боковины как можно ниже, т. е. угол φ должен стремиться к нулю, а при этом величины вторичных сил тоже будут стремиться к нулю. Это дает шанс на то, что сверхнизкопрофильная конструкция шины может быть работоспособной.

Таким образом, получается цилиндрическое пневматическое (сверхнизкопрофильное) колесо, но его работоспособность достигается при одном специфическом условии: боковая сила, приложенная к шине, должна иметь направление "от плоскости симметрии колеса". В противном случае будет происходить потеря устойчивости радиальных слоев. Для реализации этого условия необходима специальная конструкция актив-

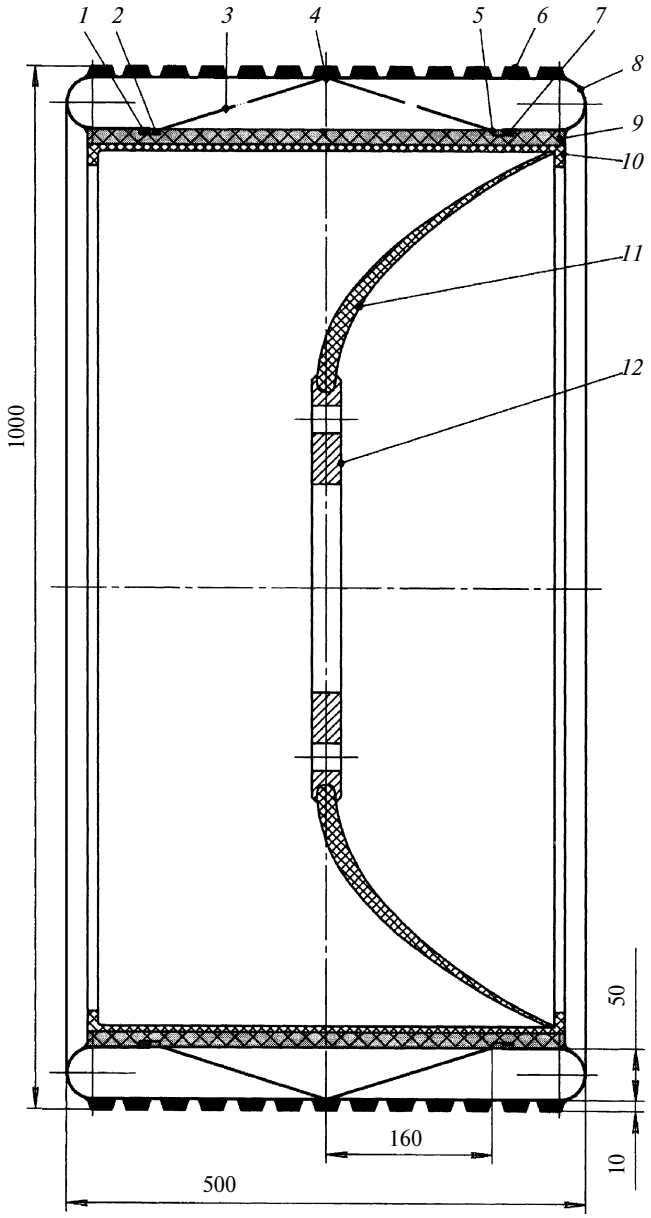


Рис. 3. Колесо транспортного средства:
1, *7* — фиксаторы диагонального корда; *2*, *5* — фиксаторы вершин конусов; *3* — двойной усеченный конус; *4* — основание двойного конуса; *6* — радиальный корд; *8* — диагональный корд; *9* — гофроподушка; *10* — обод; *11* — диск; *12* — планшайба

УДК 637.513.48

А. Г. БАРЕЯН, канд. техн. наук (СевКавГТУ, г. Ставрополь)

К вопросу о самозатачивании ножей

Самозатачиванием называется сохранение профиля лезвия при изнашивании. Среди преимуществ использования этого эффекта в технике необходимо отметить следующие: 1) исключение процесса замачивания лезвия; 2) исключение необходимости использования специального заточного оборудования и услуг заточника; 3) значительное повышение долговечности лезвия и срока службы режущего элемента.

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований была решена задача самозатачивания ножей, и, в частности, ножей куттеров. Практические рекомендации данной работы можно обозначить так.

Самозатачивание ножей обеспечивается благодаря нанесению покрытия. Эффект самозатачивания сохраняется вплоть до полного износа покрытия, т. е. вплоть до полного выхода ножа из строя. Для этого покрытие должно иметь разную толщину, которая должна увеличиваться по мере удаления от кромки ножа. Износостойкий слой в нормальном сечении должен иметь форму разнобокой трапеции с углом 0,83÷0,89° между боками. Толщина покрытия у кромки ножа должна обеспечивать оптимальную остроту лезвия и быть равна 5÷10 мкм. Особое внимание следует уделить как равномерности профиля, так и равномерности наносимого покрытия. В противном случае будет наблюдаться неравномерный износ. Наиболее оптимальная форма профиля получается при параболической заточке. Грани и фаски ножа должны иметь шероховатость $Ra \approx 0{,}16$ мкм.

В качестве материала ножа использовали коррозионно-стойкую сталь 12Х18Н9, а в качестве материала покрытия — твердый сплав ВК3-М, что позволило получить частичное самозатачивание ножа куттера.

Рекомендации по самозатачиванию ножа куттера можно отнести и к другим режущим рабочим органам. В качестве количественной оценки эффекта самозатачивания берется соотношение твердостей HB_1/HB_2 материалов лезвия и покрытия.

Получение эффекта самозатачивания лезвий можно обеспечить применением полимеров, перспективных многослойных металлов, сплавов, а также других материалов, применяемых в передовых отраслях промышленности. Эти материалы подбираются с целью увеличения соотношения HB_1/HB_2 как путем повышения твердости покрытия, так и путем снижения твердости основного материала. Данная работа показывает перспективу исследований, направленных на новое применение малоизвестных материалов, обладающих малой твердостью при определенной прочности, а также высокотвердых нехрупких и тонких покрытий.

Получение эффекта самозатачивания для ножей куттеров возможно и при двуслойном, и при многослойном нанесении покрытий с разной твердостью слоев. Соотношение твердостей более износостойкого и менее износостойкого слоев должно находиться в пределах 18÷22. Также доказана эффективность самозатачивающегося ножа, долговечность которого в 6÷12 раз выше долговечности ножа без покрытия. Предложены материалы для изготовления двуслойных ножей, куттеров, обеспечивающие их частичное самозатачивание. Период стойкости таких ножей в 1,5÷2 раза и срок службы в 1,3÷1,4 раза выше соответствующих показателей для однослойного ножа.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта Президента Федерации для молодых ученых, № МК-2814.2004.8.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 87)

ной подвески, которая должна управлять положением пятна контакта шины с дорогой [4].

Автором получено решение ФИПС о выдаче патента на изобретение "колеса транспортного средства" по заявке № 2004123477/11. Такое колесо (рис. 3) на грузовых автомобилях может заменить двускатное. При грузоподъемности 50 кН и давлении газа 1 МПа масса колеса не должна превышать 54 кг. Это возможно, если обод и диск колеса выполнить из углепластика.

Автор полагает, что его взгляд на "идеальное колесо" поможет конструкторам в составлении расчетных схем, по которым будут возможны разработка и создание углепластиковых сверхнизкопрофильных колес. Новым идеям нужны новые технологии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Карин П.** Сопротивление бесполезно // Газета "Авторевю". 2005. № 15. С. 86.

2. **Петрушов В. А.** Оптимизация сопротивления качению методом выбега при стендовых испытаниях автомобильных шин // Вестник машиностроения. 2003. № 8. С. 33—40.

3. **Иванов С.** Гибридомобиль Формулы-1 // Газета "Авторевю". 2005. № 18. С. 104.

4. **Концептуальное** колесо // Вокруг света. 2005. № 8. С. 82.

Форум "PCVEXPO-2006"

Со 2 по 5 октября 2006 г. в Культурно-выставочном центре "Сокольники" проходил пятый Международный форум PCVEXPO, объединивший пять специализированных выставок: "Насосы", "Компрессорная техника", "Пневматика и пневмоинструмент", "Арматура", "Приводы и двигатели". Организаторы форума: Выставочный холдинг, MVK, Российская Ассоциация производителей насосов, Ассоциация компрессорщиков и пневматиков, Научно-промышленная ассоциация арматуростроителей.

Общая площадь экспозиции 19 тыс. м^2. В выставке приняли участие более 450 экспонентов из 24 стран, в том числе и из России. В экспозиции были широко представлены промышленные насосы многих типов, насосные установки и агрегаты, компрессоры для всех отраслей промышленности, контрольно-измерительные приборы, пневматические системы, оборудование и инструмент, промышленная трубопроводная санитарно-техническая и строительная арматура, комплексные электроприводы, редукторы, муфты, тормоза, подшипники и многое другое.

В статье приведено лишь краткое описание некоторых экспонатов, демонстрировавшихся на выставке, и предложений экспонентов, вызвавших наибольший интерес у специалистов.

Завод дозировочной техники "АРЕОПАГ" (г. Санкт-Петербург) демонстрировал *дозировочные агрегаты серии НДР* с регулированием величины подачи изменением длины хода плунжера при работающем и остановленном агрегате. Такие агрегаты широко применяются в тепло- и электроэнергетике, нефтеперерабатывающей, металлургической и других отраслях промышленности, в технологических процессах, связанных с отмериванием и последующим смешиванием определенных количеств различных жидкостей. Они служат для объемного дозирования нейтральных и агрессивных жидкостей, эмульсий и суспензий с максимальной плотностью до 2000 кг/м^3 и температурой −15...+200 °С, концентрацией твердой неабразивной фазы до 10 % по массе. Диапазоны: номинальных подач дозировочных агрегатов 0,4...15 200 л/ч; предельных давлений 0,4...40 МПа при мощности двигателя до 5,5 кВт. Конструкция редукторов позволяет осуществлять монтаж одноплунжерных агрегатов одностороннего и двустороннего действия. Применение дозировочных агрегатов определяется коррозионной стойкостью материалов деталей проточной части в перекачиваемой среде. Основные детали проточной части агрегатов изготовлены из сталей 12Х18Н9Т; 20Х13; 10Х17Н13М2Т; 06ХН28МДТ; Н70МФВ или титанового сплава ВТ1-0.

ОАО "РУСЭЛПРОМ" (г. Москва) разработчик и изготовитель двигателей для привода механизмов с вентиляторной характеристикой мощностью до 1400 кВт, напряжением до 690 В предложил потребителям разработки.

Электродвигатель трехфазный асинхронный взрывозащищенный высоковольтный с короткозамкнутым ротором типа 1ВАО-560L В-8У2,5 (рис. 1) для привода стационарных машин и механизмов, работающих во взрывоопасных зонах. Двигатель имеет уровень взрывозащиты "взрывонепроницаемая оболочка". Номинальный режим его работы — продолжительный. Двигатель предназначен для работы от сети переменного тока напряжением 6 000 В и частотой 50 Гц. Мощность двигателя 630 кВт, синхронная частота вращения ротора — 750 мин$^{-1}$, КПД — 94,9, cosφ — 0,8.

Высоковольтные электродвигатели серии АЗМ с номинальной мощностью до 8000 кВт, с частотой вращения ротора 3000 мин$^{-1}$. Они имеют блочно-модульное исполнение, что обеспечивает компактность конструкции, удобство монтажа, обслуживания и ремонта. Подшипники скольжения фирмы RENK обеспечивают низкий уровень вибрации и допускают работу при прекращении подачи масла, возможность применения изолированных вкладышей. Эффективное охлаждение обеспечивает стойкость к критическим условиям по нагрузке, разгону и перегрузке.

НПП "Насосы и уплотнения" (г. Москва) демонстрировало свои и зарубежные разработки.

Динамический ламинарный насос ОНЛ 80-80-250К-15/2 для неповреждающего перекачивания вязких (до 50 Па · с) продуктов, чувствительных

Рис. 1

Рис. 2

к перемешиванию и измельчению, содержащих твердые и мягкие включения. Массовая доля твердых неабразивных включений до 80 %. Специально сконструированное рабочее колесо и отвод обеспечивают ламинарное течение перекачиваемых продуктов и малошумность. В отличие от винтовых, кулачковых и шестеренных насосов, как считают разработчики, в предлагаемом насосе изнашивается только торцовое уплотнение вала (его частота вращения 2900 мин$^{-1}$) и подшипники двигателя. Подача насоса (20...70 м^3/ч) зависит от гидравлического сопротивления трубопровода, что упрощает его регулирование. Мощность электродвигателя насоса 15 кВт.

Шланговый дозировочный насос мод. Smart 40 для перекачивания вязких, агрессивных и содержащих абразив жидкостей. Такой насос рекомендован для процессов дозирования и технологических процессов, где утечки не допустимы. Он оснащен четырьмя рабочими трубками, диаметром 9...16 мм, подача жидкости на одну трубку 0,6 м^3/ч. Температура перекачиваемой жидкости до 100 °С, масса насоса 22 кг.

Торцовые уплотнения валов, разработанные в Англии. По словам специалистов НПП, утечка через такие уплотнения в 10÷15 раз меньше, чем через отечественные (менее 0,2 см^3/ч). Они имеют расширенный температурный диапазон применения (для воды до 150 °С, для нефтехимических продуктов до 500 °С). Уплотнения удобны при монтаже, они взаимозаменяемы с отечественными уплотнениями.

Уплотнения подшипников, разработанные в Англии. Обеспечивают полное отсутствие утечки смазочного материала и попадание в подшипник посторонних частиц.

ОАО "Эталон" (г. Ногинск Московской области) предложило потребителям различные домкраты, трубогибы и другое оборудование. Приведем описание некоторых образцов.

Гидравлический домкрат ДГО-200 для подъема технологического оборудования, различных металлоконструкций при производстве монтажных и демонтажных работ. Грузоподъемность домкрата до 200 т на высоту до 160 мм, давление рабочей

Рис. 3

жидкости 41,2 МПа, усилие на приводной рукоятке не более 196 Н. Габаритные размеры домкрата 440 × × 425 × 304 мм, масса 104 кг.

Гидравлическую насосную станцию НСГ-500 (рис. 3) для обеспечения работы различных гидравлических устройств (домкратов, гидроцилиндров, струбцин), не имеющих собственного привода. Она может быть укомплектована гидрораспределителем для работы с двусторонними гидравлическими устройствами и фильтром тонкой очистки. Подача рабочей жидкости при работе под давлением 49 МПа составляет 0,5 л/мин. Вместимость бака до 60 л, длина рукава высокого давления 2 м, потребляемая мощность 1,5 кВт, питающее напряжение 220 или 380 В. Габаритные размеры станции 580 × 430 × 740 мм, масса (без рабочей жидкости и рукава высокого давления) до 67 кг.

Трубогиб гидравлический мод. ТГР-50М с ручным гидроприводом и автоматическим обратным ходом штока для гибки стальных водогазопроводных труб диаметром 15; 20; 25; 32; 40 и 50 мм при наибольшем угле изгиба 90°. Ход штока трубогиба составляет 250 мм. Трубы можно гнуть в холодном состоянии без предварительной набивки их песком. Используя специальные приспособления, трубогиб можно применять для гибки других профилей. Его габаритные размеры 595 × 700 × 190 мм, масса 60 кг.

Установку для гидравлических испытаний: опрессовки резервуаров и систем трубопроводов. Давление рабочей жидкости: низкой ступени 3,9 МПа; высокой ступени 44,1 МПа. Усилие на приводной рукоятке 196 Н. Установка может быть использована для работы домкратов, центраторов, струбцин, не имеющих собственного привода. Ее габаритные размеры 650 × 310 × 570 мм, масса 17,5 кг.

ОАО Бобруйский машиностроительный завод показал на выставке насосы разного назначения.

Насосы типа ГрА; ГрАУ; Гр; ГрУ для перекачивания абразивных гидросмесей плотностью до 1600 кг/м^3 с температурой до 70 °С, максимальным размером отдельных твердых включений до 200 мм и объемной концентрацией до 30 %. Их проточная часть изготовлена из сверхтвердых сплавов, абразивного материала на органической связке, резины и полиуретана. Подача насосов 12,5...4000 м^3/ч, напор 12,5...120 м.

Насосы типа БМ, СМО для перекачивания древесноволокнистых полуфабрикатов и бумажной массы с концентрацией до 8 %, водородным показателем pH 2...13, температурой до 100 °С. Проточная часть насосов изготовлена из коррозионностойкой стали, устойчивой в кислых и щелочных средах. Подача насосов 40...1500 м^3/ч, напор 12,5...63 м.

Промышленная группа "Дюкон" (г. Москва) — официальный представитель фирмы LEUCO (Германия) предложила потребителям различное оборудование, разработанное за рубежом.

Полуавтоматический ленточнопильный станок мод. SL520 для резки конструкций из разных материалов: конструкционных, высоколегированных, коррозионно-стойких и быстрорежущих сталей, легких сплавов и цветных металлов. Максимальный размер обрабатываемой заготовки при резке под углом 90°: диаметр 520 мм, размеры 520 × 520 или 700 × 520 мм. Скорость движения пилы 20...90 м/мин. Размер ленточного полотна 6470 × 1,3 × 41 мм, масса станка 1,8 т.

Дизельную компрессорную станцию мод. PD260V для снабжения сжатым воздухом пневмоинструментов и других механизмов при проведении ремонтных работ в местах, где отсутствуют источники электроэнергии. Производительность станции до

23,3 м^3/мин, мощность 255 кВт, масса 3,4 т.

Компрессорную станцию мод. ПКС-10,5 с электроприводом, состоящую из V-образного двухступенчатого шестицилиндрового поршневого компрессора с установленным на нем вентилятором и промежуточной холодильной установкой; привода, соединенного с коленчатым валом компрессора эластичной муфтой; щита управления и кузова, смонтированных на одноосной подрессоренной тележке с воздухозаборником. Производительность станции 10 500 л/мин, ее мощность 75 кВт. Габаритные размеры компрессорной станции 2670 × × 1260 × 1300 мм, масса 1,5 т.

Компрессорную станцию мод. НВ-10Э для сжатия воздуха и снабжения сжатым воздухом пневмоинструментов и оборудования при температуре окружающей среды −40...+45 °С. Станция состоит из приводного двигателя и винтового одноступенчатого маслозаполненного компрессора с воздушным охлаждением, смонтированных на двухосном принципе или салазках. Производительность станции 10 200 л/мин, мощность двигателя 66 кВт. Изменение производительности и контроль за нормальной работой станции осуществляется в автоматическом режиме. Габаритные размеры компрессорной станции 3060 × 1430 × 1460 мм, масса 1,85 т.

Струйную камеру мод. КСО-110 для очистки от ржавчины, песка и окалины, для снятия шероховатостей и заусенцев, полирования, а также для подготовки поверхностей перед нанесением антикоррозионных покрытий. Камера состоит из электрического щита управления, блока подготовки воздуха, электромагнитного клапана, педали управления, пистолета для нанесения покрытий или очищающих веществ, напорного шланга диаметром 12 мм и длиной 2 м, абразивного шланга диаметром 18 мм и длиной также 2 м, амортизаторов. Для работы камеры используются: сухой речной песок, электрокорунд, металлическая или чугунная дробь с грануляцией 0,1...0,2 мм. Для работы в закрытых помещениях необходимо подключение к системе вентиляции. Использование камеры во взрывоопасной среде не допускается. Вместимость бункера для абразива 110 л, расход сжатого воздуха до 3 м^3/мин, диаметр частиц абразивного материала 0,1...2 мм. Габаритные размеры: загрузочного проема 980 × 775 мм, проема для длинномерных деталей 250 × 200 мм, смотрового окна 530 × 205 мм, камеры 1600 × 940 × × 1060 мм.

Группа компаний "ПАКТ" (г. Москва) предложила *компрессорную установку UNI-11-14*, разработанную в США. Установка мгновенно реагирует на необходимое количество сжатого воздуха, снижая или увеличивая свою производительность при подключении или отключении производственного оборудования. Это позволяет экономить электроэнергию и оптимально обеспечивать сжатым воздухом производственный процесс. В компрессорной установке отсутствует передаточный механизм с крутящим моментом от двигателя к винтовой паре (шестерни, муфты, ременная передача, устройство натяжения и т. п.). Ротор электродвигателя установлен на выходном валу винтовой пары, что повышает надежность установки, так как исключены наиболее изнашиваемые узлы и детали передачи. Интегрированная компановка винтового блока, бака маслосборника и электродвигателя позволяет добиться оптимальной работы всех узлов установки. Установка заправляется синтетическим охлаждающим маслом Ultra Coolant Plus, замену которого необходимо проводить через 9000 машино-ч. Ее производительность на выходе до 1,13 Н · м^3/мин, мощность привода 11 кВт, уровень шума при работе 68 дБ. Установка работает при температуре окружающей среды 2...40 °С, питающее напряжение 380 В. Ее габаритные размеры 131 × 731 × 835 мм, масса 307 кг.

Фирма Toshiba (Япония) предложила инверторы, вакуумные выключатели, магнитные контакторы.

Многофункциональный трехфазный инвертор серии VF-A7 (рис. 4) с питающим напряжением до 460 В. Инвертор оснащен стабилизационным блоком (при изменении входного напряжения стабилизируется выходное напряжение). Диапазон выходной частоты 0,01...400 Гц при точности ее поддержания до 0,01 %. Работает инвертор при температуре −10...+50 °С. Бессенсорное векторное и безвекторное управление скоростью, моментом и позиционированием осуществляется датчиком скорости.

Рис. 4

Высоковольтный вакуумный выключатель мод. VHA-6M20S на напряжение 7,2 кВ, ток 1200 А и ток размыкания 20 кА. Выключатель не требует дополнительной защиты от перенапряжений. Конструкция силовых контактов в вакуумном прерывателе позволяет значительно снизить переходные токи и напряжения. Выключатель оснащен моторным взводом пружины. Монтажный блок выдвижного исполнения имеет встроенные защитные блокировки, исключающие несчастные случаи во время эксплуатации. Гарантируемый эксплуатационный ресурс 10 000 рабочих циклов.

В рамках форума была организована большая деловая программа: научно-практические конференции "Уплотнительная техника и герметизация тепломеханического оборудования в промышленности и энергетике", "Эффективность и экологичность насосного оборудования", Компрессорная техника и пневматика в газовой промышленности".

А. Н. ИВАНОВ, чл. кор. АПК

News Delcam. 2005. Nr. 3
Тема номера: современное программное обеспечение фирмы Delcam для проектирования сложных процессов

Программное обеспечение для проектирования процессов формования деталей литьем, с. 4, ил. 2.

Кратко рассматриваются особенности современного программного обеспечения для проектирования процессов формования деталей литьем, разработанного компанией Delcam и внедренного на корейских предприятиях Kum-Nung Precision. Показано, что новое программное обеспечение позволяет вдвое сократить сроки проектных работ, перейдя от двухмерного представления к трехмерному, улучшить качество работ, решив при этом ряд сложных задач проектирования.

Использование САПР для изготовления инструментов сложной формы, с. 5, ил. 2.

Для изготовления инструментов сложной формы, используемых в кондитерской промышленности, фирма Delcam разработала программный пакет PowerSHAPE, который реализует технологию Total Modeling. Создаются твердотельные модели и 3D контуры, в том числе произвольной формы. Затем с помощью модуля PowerMILL готовятся управляющие программы для фрезерных станков компаний Micron и Roders. Анализируются столкновения подвижных органов станка с целью предотвращения возможных ошибок.

Программное обеспечение для изготовления форм из алюминия, с. 6. ил. 1.

На заводе фирмы FMW Stampi (США) изготовляются формы, главным образом из алюминия для различных изделий. Обработка выполняется на пятикоординатных станках. Широко используются программные пакеты компании Delcam: PowerSHAPE – для образования различных геометрий и размеров; PowerMILL – для подготовки управляющих программ для станков. Применение пакета PowerMILL позволило сократить машинное время и повысить качество обработанных поверхностей.

Программные средства для реализации качества продукции, с. 11, ил. 2.

Рассматриваются преимущества использования фирмой Gold Schield Indiana Inc. программных средств фирмы Delcam при ремонте грузовых автомобилей и яхт. Описывается система PowerlNSPECT, позволяющая точно и быстро осуществлять трехмерные измерения с включением полученных данных в производственный процесс. Переход на эту систему позволил сократить число работников фирмы с 14 до 8 человек при гарантированном качестве работ.

EPE (European Production Engineering). 2005 (август). Германия
Специальный выпуск

Fleischer J. et al. Оптимизация материально-технического обеспечения производства станков, с. 5—8, библ. 4, ил. 7.

Даны описание и анализ преимуществ и недостатков системы материально-технического обеспечения (МТО) процесса изготовления металлорежущих станков, используемой в основном в Европе и характеризующейся высокой степенью автоматизации всех звеньев процесса. Приведены результаты моделирования процесса МТО с анализом параметров (в частности, скорости и ускорения) автоматизации операций и погрузочно-разгрузочных устройств с целью оптимизации загрузки производственных участков механообработки деталей, выявления причин потерь времени и определения стоимости при оценке производственного цикла. Утверждается, что в большинстве случаев невозможно достигнуть оптимизации автоматизации операций и погрузочно-разгрузочных работ на всех уровнях производственного процесса одновременно.

Зубофрезерный станок для конических колес, с. 23, ил. 1.

Фирма Gleason (Германия) выпустила станок мод. Phoenix II 600 HC CNC с цельнолитой станиной-стойкой, который построен на базе мод. Phoenix II 275 HC. Делительный диаметр колеса составляет 600 мм. Станок занимает площадь на 35 % меньше по сравнению с аналогичными станками. Он может использоваться как с применением СОЖ, так и без. Фрезерный шпиндель и шпиндель изделия смонтированы на стойке. Угол конуса колеса образуется фрезерным шпинделем. Станок может быть оснащен системой ЧПУ Fanuc 160i CNC.

Winter M. Комбинированные режущие инструменты, с. 24—26, ил. 5.

Рассматриваются комбинированные инструменты, позволяющие сократить число смен инструментов, особенно в массовом производстве. Подробно описываются инструменты фирмы Mapal, отличающиеся высокой размерной и геометрической точностью, регулируемостью, обеспечением высокого качества поверхности, легкостью замены и возможностью комбинированной обработки. Некоторые из них показаны на рисунках.

Стандартизация в области станочного оборудования, с. 27, ил 2.

Область применения технологии минимального использования СОЖ расширяется, так как помимо сокращения расходов, она обеспечивает защиту окружающей среды. Фирма-изготовитель таких систем Scnunk GmbH & Co. KG (Германия) сотрудничает с рядом известных компаний по стандартизации технологических решений, в том числе стыков шпиндель — оправка и мест крепления регулировочных винтов в оправках. По требованию заказчиков выпускаемые фирмой гидравлические разжимные оправки могут изготовляться применительно к минимальному использованию СОЖ.

Новый обрабатывающий центр, с. 52.

Фирма Matsuura выпустила горизонтальный обрабатывающий центр H Plus-500, заканчивающий данную серию и характеризующийся, по ее мнению, удачным сочетанием высокой динамики и высокой производительности при изготовлении деталей авиационной, космической и медицинской техники из стали и литейных сплавов алюминия.

Модульные устройства для обрабатывающих центров, с. 101, ил 3.

Рассматриваются технические характеристики технологических модульных устройств типа FM 3+X и FM 4+X. Такие устройства способны выполнять механическую обработку несколькими инструментами, устанавливаемыми в отдельных шпиндельных узлах. Привод подач осуществляет перемещение с повышенной точностью при динамических режимах обработки, центры снабжены вибростойкими опорными узлами, что позволяет обрабатывать крупногабаритные детали. Управление производится в автоматическом и полуавтоматическом режимах.

Автоматизированные обрабатывающие центры, с. 102, ил 4.

Рассматриваются технические характеристики технологических центров для изготовления сложных деталей. Такие центры позволяют выполнять фрезерные, токарные и сверлильные работы при перемещении инструмента по нескольким координатным осям относительно детали под управлением компьютера. Они обеспечивают повышенные точность и чистоту поверхности. Центры состоят из модулей универсального или специального назначения для серийного и мелкосерийного производств.

Водоструйная резка различных материалов, с. 103, 104, ил 2.

Созданная в 1989 г. фирма Waterjet (Швейцария) специализируется на резке материалов струей воды. В применяемой для резки установке струя воды диаметром 0,5 мм под давлением до 400 МПа легко режет любые материалы, а при добавлении абразива даже стали, причем с точностью ± 0,02 мм. В новых версиях установок точность повышена до ± 0,015 мм с гарантированным получением внутренних радиусов 0,35 мм.

Обрабатывающие центры VMX с системой управления, с. 114, 115.

Описываются центры, используемые фирмой Bosch Rexroth для изготовления точных деталей гидросистем, например управляющих кромок золотников, фрезерованием с микронной точностью. Центры выпускаются фирмой Hurco GmbH и оснащаются системой управления, ориентированной на потребителя. Программирование может выполняться оператором, не знакомым с тонкостями программирования. Мод. VMX 42 оснащена поворотным столом фирмы Lehmann, магазином на 40 инструментов, шпинделем мощностью 15 кВт и частотой вращения 10 000 мин$^{-1}$. Перемещения по основным осям соответственно равны 1060, 610 и 610 мм.

Manufacturing Engineering. 2005. V. 135. Nr. 1
Тема номера: растущая роль экономики во взаимоотношениях между производителем и заказчиком

Сеть технического сообщества вырабатывает производственные решения, с. 14, 15, ил. 1.

Представлена статья президента Общества инженеров-механиков США (SME) по направлениям деятельности Сети технического сообщества (Technical Community Network — TCN). Отмечается, что члены TCN могут приобщаться к передовым технологиям и прогрессивным средствам производства. Указывается, что к TCN подключились такие известные авиационные компании, как Boeing, Lockheed, GKN Aerospace, решившие проблему удаления заусенцев с рам фюзеляжей самолетов. Приводятся примеры сотрудничества через сеть TCN предприятий автомобилестроения, производителей энергетического оборудования, гидроаппаратуры, пресс-форм и др.

Программы сертификации на экономичность производства, с. 15.

Сообщается о разработке Обществом инженеров-механиков (SME) совместно с Ассоциацией высоких технологий (AME) и институтом The Shingo Prize foe Excellence in Manufacturing новой программы сертификации на экономичность для предприятий. Программа предусматривает освоение работниками четырех последовательных уровней практических знаний по внедрению принципов экономичного производства на промышленных предприятиях.

Конкурентоспособность в глобальном масштабе, с. 19, 20.

Приводятся результаты анализа конкурентоспособности предприятий, проведенного Международной школой бизнеса (MDI) Швейцарии. Результаты работы изложены в ежегодном докладе World Competitiveness Yearbook. Рассматривается влияние налоговых ставок, которые составляют от 40 % в странах Европы до 11 % в Сингапуре и Гонконге, на конкурентоспособность предприятий. Указывается, что другими факторами конкурентоспособности являются используемые технологии, предпринимательство, финансы, логистика и образование. Обращается внимание на повышение конкурентоспособности развивающихся стран Азии, прежде всего Китая, за счет низкой заработной платы рабочих по сравнению с промышленно развитыми странами, что ведет к перемещению туда производств.

Система поиска поставщиков в реальном времени, с. 28, 30, ил. 1.

Сообщается о запуске в интернете фирмой MfgQuote CS (США) системы поиска поставщиков и субподрядных фирм, предназначенной для фирм-изготовителей комплектного оборудования, с помощью которой они могут быстро и эффективно находить потенциальных изготовителей требуемых комплектующих деталей и узлов для своей продукции. Указывается на возможность сравнения качества предлагаемых услуг разными претендентами и оценки их благонадежности вплоть до проведения аудиторской проверки. При этом имеется возможность организации оперативного сотрудничества между сторонами с целью разработки конструкций деталей и технологий и их обработки прежде, чем разместить заказ на их изготовление и поставку.

Разумное партнерство покупателя и заказчика ведет к экономии времени и денег, с 30, 32.

Сообщается о деятельности фирмы SolidWorks по объединению заказчиков и поставщиков комплектующих изделий через специально созданную систему Manufacturing Network. Эта система позволяет иметь доступ к более чем 1400 поставщикам, использующим программные средства фирмы, в частности AutoCAD, при конструировании изделий, и согласовывать условия их поставки изготовителям комплектных машин и оборудования с экономией времени и затрат.

Партнерство фирмы Seco-Carboloy (США) с образовательным центром Инструментального университета, с 97, ил 2.

Сообщается о подписании соглашения между одним из мировых лидеров в металлообработке — фирмой Seco-Carboloy и Инструментальным университетом (Tooling University) по созданию программы обучения в реальном времени передовым технологиям и выбору прогрессивных инструментов на промышленных предприятиях. Приводится сайт Инструментального университета с пробными курсами обучения во всех странах мира.

Устройство для очистки воздуха, с. 99.

Фирма Trion предлагает устройство для очистки воздуха в производственных помещениях. Эффективность устройства достигает 95 %, а размер улавливаемых посторонних частиц не превышает 0,3 мкм. Оно может подключаться непосредственно к шкафу управления металлорежущим станком, т. е. оно будет включаться в работу только при работающем станке. В устройстве используется сочетание механического фильтра и принципа электростатики.

Конструкционные материалы для изготовления прототипов деталей, с. 108.

Фирма Stratasys предлагает новые конструкционные материалы — смесь поликарбонатов (BC — ABS) и пластмассу (ABS), отличающиеся эффективным сочетанием прочности и гибкости, для получения моделей, что позволяет более достоверно прогнозировать конечный результат, и готовых изделий. Материалы используются с однослойным защитным покрытием толщиной 0,127 мм и 0,245 мм. Предлагаемые материалы не дают вредных отходов.

Skip T. Автоматизация как залог конкурентоспособности, с. 112, ил. 1.

Рассматривается роль автоматизации в обеспечении конкурентоспособности американских предприятий в условиях растущего давления зарубежных фирм. Отмечается неотложная потребность внедрения автоматического, гибкого, переналаживаемого оборудования и прогрессивного режущего инструмента, позволяющих осуществлять высокоэффективное производство продукции по заказам семь дней в неделю и по 24 ч в сутки.

IMHE. 2005. N. 317 (Испания)

Прогрессивные тенденции в совершенствовании станков, с. 73—77, ил. 13.

Рассматриваются современные направления совершенствования конструкций станков. Среди функциональных характеристик станков отмечаются: повышенная точность расточного станка фирмы Wilkinson; измерительных линеек фирм Fagor и Heidenhain; токарных станков голландской фирмы Hembrug (размерная точность 1 мкм) и производительность (за счет скоростных параметров) обрабатывающих центров фирм Mlkrosa, DMG и Mazak); интеграция процессов (фирмы Mazak, Emag); растущее применение неметаллических материалов в конструкциях станков (фирма DMG); использование линейных двигателей в приводах станков с параллельной кинематикой (институт Frauhofer), гидростатических направляющих (фирма Kenner), модульных конструкций (Index), открытых систем ЧПУ (фирмы Fanuc, Heidenhain). Отмечается рост поставок станков со специальными характеристиками под задания заказчиков при концентрации производителей в мощные группы, например, Schleifring.

Анализ современных направлений в конструировании станков, с. 79—83, ил. 4.

Рассматриваются современные направления совершенствования станков. Указывается на отсутствие станков с принципиально новыми конструктивными решениями, хотя наблюдается тенденция к повышению точности и производительности. Отмечается, что уже не являются новостью фрезерные пятикоординатные центры, а также комбинированные станки с возможностями фрезерования и точения. Обращается внимание на повышение точности и упрощение программирования станков, что позволяет сократить до минимума отделочные операции, например полирование обрабатываемых деталей.

Metalworking Production. 2005. V. 149. Nr. 7

Шпиндельная головка, с. 12.

Описана шпиндельная головка серии 600 с приводом вращения шпинделя от пневматической турбинки. Предлагаемая шпиндельная головка отличается высокой частотой вращения и большим вращающим моментом под нагрузкой. Она не содержит зубчатых передач и не требует смазки. Шпиндельная головка подключается к пневматической сети с помощью V-образного фланца или расположенного сбоку штуцера, что позволяет устанавливать её на различных станках.

Инструментальная оснастка для тяжелых режимов резания, с. 12.

Описана инструментальная оснастка T-Holder фирмы TaeguTec UK, отличающаяся высокой жёсткостью и большим усилием зажима, гарантирующая точный поворот многогранной пластины и предотвращающая вибрацию и смещение пластины. Это, в свою очередь, гарантирует высокую стойкость инструмента. Предлагаемая инструментальная оснастка обеспечивает также хорошие условия отвода стружки с помощью системы охлаждения. Оснастка T-Hotder пригодна для всех материалов и особенно эффективна при тяжелых условиях резания.

Влияние СОЖ на здоровье операторов, с. 27, 29.

Проанализировано влияние известных СОЖ, используемых при механической обработке, на возникновение различных заболеваний у оператора станка: аллергии, дерматиты, фолликулиты и астма. Рассмотрено содержание вредных элементов и всевозможных бактерий в составе СОЖ. Помимо влияния на здоровье наличие загрязнений в СОЖ может привести к снижению эффективности работы и стойкости режущих инструментов. Указывается, что к предупреждающим мерам следует отнести: тщательный контроль состава СОЖ, в том числе качество используемой воды; меры по предотвращению роста бактерий, для чего необходимо применять соответствующие средства, вводимые в СОЖ. Сделаны ссылки на опыт некоторых фирм, эффективно преодолевающих проблемы, вызываемые применением СОЖ.

Обработка деталей для медицинской промышленности, с. 35, ил. 1.

Изложены проблемы, связанные с механической обработкой деталей, главным образом для медицинской промышленности, обеспечивающей особо высокую точность, высокое качество поверхности и экономичность. К таким деталям относятся имплантаты, протезы и другие медицинские компоненты, изготовляемые из разных материалов. Среди этих материалов большая доля приходится на титановые сплавы, алюминиевые сплавы и сплавы кобальта. Применительно к обработке этих и других материалов разрабатываются новые режущие инструменты, используются новейшие станки с высокой степенью автоматизации с системами ЧПУ типа CNC, а также системы ультразвуковой очистки.

Программное обеспечение для пятикоординатной обработки, с. 41, ил. 4.

Фирма Sescoi (США) разработала пакет WotkNC CAM, предназначенный для трехкоординатной обработки. Она дополнила его модулем Auto 5, который преобразует трехкоординатные траектории движения в пятикоординатные при исключении столкновений. Применение этого пакета эффективно при обработке инструментов, форм и штампов, например при выполнении фрезерных работ в автомобильной и аэрокосмической отраслях.

Использование токарного станка с ЧПУ, с. 45, ил. 1.

На заводе фирмы Unicut Precision (Великобритания) для изготовления медицинских деталей из коррозионностойких сталей используют станок Citizen M32, оснащенный подвижной передней бабкой и системой ЧПУ типа CNC. Высокая точность обработки достигается за счет сбалансированной обточки диаметров с помощью двух диаметрально расположенных резцов. На станке также могут выполняться фрезерные работы. Изделия обрабатываются партиями от 80 до 150 шт.

Г. С. ПОТАПОВА

По вопросам получения и перевода материалов из указанных изданий обращаться к Г. С. Потаповой, тел./факс: (495) 611 21 37, e-mail: stankoinform@mail.ru, веб-сайт: www.stankoinform.ru

---

Вниманию специалистов!
Конференция "Авиакосмические технологии—2006"

Седьмая международная научно-техническая конференция "Авиакосмические технологии—2006" прошла 13÷15 сентября в г. Воронеже. Воронежский государственный технический университет гостеприимно собрал под своей крышей представителей 32 научных, образовательных и промышленных организаций. Участниками конференции стали ведущие технические вузы: МАИ, МАТИ, МГТУ им. Н. Э. Баумана, МИСиС, МИЭМ, Воронежский ГУ, Липецкий ГТУ, Донской ГТУ, Саратовский ГТУ, Южно-Уральский ГТУ и др. К рассмотрению были представлены 114 докладов. На конференции были заслушаны и обсуждены 75 докладов, в том числе пять на пленарном заседании и семь заказных на межсекционном заседании авторитетных ученых в области технологии авиастроения, обработки металлов давлением, инженерной механики, тепломассообмена, прочности и математического моделирования. На конференции среди очных участников присутствовали 24 доктора технических наук, 35 кандидатов технических наук, 37 аспирантов и соискателей, 46 студентов.

Конференция еще раз показала, что авиационная отрасль является локомотивом научно-технического прогресса и инициатором новейших разработок. Это наиболее ярко было продемонстрировано в докладах профессоров ВГТУ А. И. Петрова "Основы моделирования геометрических преобразований" и С. С. Одинга "Компьютерное проектирование технологий формообразования методом обтяжки". Отличительной особенностью конференции стал курс на передачу опыта, знаний и традиций молодому поколению ученых, т. е. на восстановление научных кадров механиков, конструкторов, специалистов в области обработки металлов давлением, авиакосмического комплекса. По двум докладам, отражающим основное содержание подготовленных докторских диссертаций И. М. Володина (Липецкий ГТУ) и О. Р. Дорняка (Воронежская ГЛА), научный комитет принял решение рекомендовать представленные работы к защите.

Научный комитет конференции также отметил доклады молодых ученых, ярко демонстрирующие эффективность работы сложившихся научных школ МИСиС (руководитель профессор, академик РАЕН О. М. Смирнов), МИЭМ (руководитель профессор, член-корр. РАЕН Е. Н. Чумаченко), ВГУ (руководители профессора М. А. Артемов и Н. Д. Верейко).

Непринужденная обстановка на конференции, располагавшая к общению, позволила установить творческие контакты, ознакомиться с современными направлениями исследований. В этом большая заслуга организаторов конференции и заместителя председателя оргкомитета профессора ВГТУ В. И. Королькова.

Оргкомитет конференции отобрал некоторые наиболее интересные работы, которые предполагается опубликовать в журнале "Вестник машиностроения".

Следующая конференция, являющаяся школой молодых ученых, аспирантов и студентов "Авиакосмические технологии—2007" состоится 12—14 сентября 2007 г. Ожидается значительное расширение круга участников конференции.

Приглашаем и ждем!

Е. Н. ЧУМАЧЕНКО, член-корр. РАЕН,
д-р техн. наук, профессор,
сопредседатель оргкомитета