ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

6

2008

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

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:

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

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

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

Цена свободная

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Пылаев Б. В., Шамин А. А. — Зубчатая обгонная муфта для нефрикционного высокомоментного вариатора . . . 3

Легаев В. П., Клименков Ю. С. — Исследования статических характеристик газовой опоры с поворотной втулкой . . . 7

Корнеева Е. Н., Кобцев Б. Г., Корнеев Ю. С. — Влияние силовых факторов на работу механической пусковой муфты . . . 11

Гортышов Ю. Ф., Гуреев В. М., Дружинин А. М., Законов М. А. — Влияние газодинамических процессов на КПД и ресурс двигателя . . . 14

Александров И. К., Белков О. Л., Раков В. А. — Оценка энергетической эффективности ДВС в условиях неустановившегося режима работы . . . 17

Клебанов Я. М., Фокин В. Г. — Параллельное решение связанной задачи ползучести и теплопроводности с использованием нелинейных обобщенных моделей . . . 21

Романенко Е. А., Цыбулько А. Е. — Определение пластического или хрупкого состояния напряженно-деформированного материала по натуральному критерию для выбора коэффициентов запаса прочности . . . 25

Аверьянов Г. С., Хамитов Р. Н., Зубарев А. В. — Динамика колебательной системы с управляемыми виброзащитными устройствами . . . 27

Захаров С. И. — Повышение эффективности вибродиагностики механизмов с помощью экспертных систем . . . 31

Холмогоров И. В., Ванчиков В. Ц. — Адгезия жидкости при обтекании поверхности твердого тела . . . 33

Ванчиков В. Ц. — Наноразмерный эффект сил Ван-дер-Ваальса в граничном слое жидкости . . . 35

Сорокин Г. М., Ковальский Б. И., Безбородов Ю. Н., Малышева Н. Н. — Термоокислительная стабильность минерального трансмиссионного масла $ТС_{гип}$ . . . 37

Цикл статей

"Проблемы трибологии — трения, изнашивания и смазки"

Дроздов Ю. Н., Надеин В. А., Савинова Т. М. — Прогнозирование интенсивности изнашивания технической керамики при трении . . . 39

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Кабалдин Ю. Г. — Наноструктурирование металлических материалов при усталостном нагружении . . . 43

Фрадкин Е. И., Лебедев А. Ю. — Шлифование зубчатых колес с большим числом зубьев на зубошлифовальном станке мод. 5843 . . . 49

Исупов М. Г., Лукин Л. Л. — Технологические характеристики газоабразивной струи 57

Обработка материалов без снятия стружки

Поликарпов Е. Ю., Чудин В. Н. — Изотермическое формообразование деталей с утолщениями . . . 60

Астанин В. К., Астанин И. К. — Схема штамповки изделий из листа . . . 63

Серия статей

«Проблемы теории и практики резания материалов»

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю. — Разработка новой теории резания. 6. Определение основных параметров процесса резания . . . 64

Новосёлов Ю. А. — Универсальная кинематическая модель всех процессов лезвийного резания . . . 71

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Пантелеев К. Д. — Типовая методика формирования производственных систем . . . 76

Смирнов С. В., Дежкина И. П., Поташева Г. А. — Оценка организационного потенциала предприятия по принципу золотого сечения . . . 81

Ревуцкий Л. Д. — Методы доходного и нормативно-доходного подходов к определению рыночной стоимости предприятий . . . 83

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Каргапольцев В. П., Косолапов А. В., Сиденко А. А. — Поверочные установки с изменяемой вязкостью рабочей жидкости . . . 89

Иванов А. Н. — Выставка "Упаковка-Упакиталия — 2008" . . . 90

Потапова Г. С. — Обозрение зарубежных изданий . . . 92

Вниманию читателей . . . 96

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Pylaev B. V., Shamin A. A. — Toothed overrunning clutch for non-frictional high-torque variable-speed drive

Legaev V. P., Klimenkov Yu. S. — Study of static characteristics of gas bearing with control sleeve

Korneeva E. N., Kobtsev B. G., Korneev Yu. S. — Force factors effect upon the work of the mechanical starting clutch

Gortyshov Yu. F., Gureev V. M., Druzhinin A. M., Zakonov M. A. — Influence of gas-dynamic processes upon the engine efficiency and resource

Alexandrov I. K., Belkov O. L., Rakov V. A. — Energy efficiency estimation of the internal-combustion engine in the transient working regime

Klebanov Ya. M., Fokin V. G. — Parallel solution of a creep and thermal conductivity associated problem with use of nonlinear generalized models

Romanenko E. A., Tsybul'ko A. E. — Determination of the plastic or fragile state of stressedly-deformed material on the basis of natural criterion for choice of the load factors

Aver'anov G. S., Khamitov R. N., Zubarev A. V. — Dynamics of oscillating system with controllable vibroprotective devices

Zakharov S. I. — Efficiency enhancement of the mechanisms vibration monitoring with the help of expert systems

Kholmogorov I. V., Vanchikov V. Ts. — Fluid adhesion at flow of a rigid body surface

Vanchikov V. Ts. — Nanodimensional effect of the Van der Waals forces in the fluid boundary layer

Sorokin G. M., Koval'skyi B. I., Bezborodov Yu. N., Malysheva N. N. — Thermal-oxidative stability of mineral transmission gear oil of $TC_{гип}$ mark

Series of articles

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

Drozdov Yu. N., Nadein V. A., Savinova T. M. — Forecasting of the technical ceramics wear-rate at the friction

MANUFACTURING TECHNOLOGY

Kabaldin Yu. G. — Nanostructuring of the metal materials at the fatigue loading

Fradkin E. I., Lebedev A. Yu. — Grinding of toothed gear wheels with large teeth number on the gear-grinding machine of 5843 model

Isupov M. G., Lukin L. L. — Technological characteristics of a gaseous stream

Chipless materials working

Polikarpov E. Yu., Chudin V. N. — Isothermal forming of the details with the thickenings

Astanin V. K., Astanin I. K. — Punching scheme of details from a sheet

Series of articles

"The theory and practice problems of the materials cutting"

Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu. — Development of a new cutting theory. 6. Determination of the basic parameters of the cutting process

Novoselov Yu. A. — Universal kinematic model of all blade cutting processes

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Panteleev K. D. — Routine technique of the production systems forming

Smirnov S. V., Dezhkina I. P., Potasheva G. A. — Estimation of the enterprise organizational potential on the "golden section" principle

Revutskyi L. D. — Methods of profitable and normative-profitable approach to determination of the enterprises market value

TECHNICAL INFORMATION

Kargapol'tsev V. P., Kosolapov A. V., Sidenko A. A. — Verifying facilities with changeable viscosity of the working medium

Ivanov A. N. — "Upakovka / Upak Italia—2008" exhibition

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*

Технический редактор *О. А. Ефремова*

Корректор *Т. В. Арбузова*

Сдано в набор 03.04.2008. Подписано в печать 19.05.2008.

Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 14,48. Заказ 482.

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", 2008

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.825

Б. В. ПЫЛАЕВ, канд. техн. наук, А. А. ШАМИН
(МГАУ им. В. П. Горячкина)

Зубчатая обгонная муфта для нефрикционного высокомоментного вариатора

В конструкциях высокомоментных вариаторов (ВМВ) [1—6] используется импульсный механизм (ИМ) (рис. 1), включающий в себя колебательный механизм *8* и выпрямитель *6* колебаний. Валы *1* и *2* колебательного механизма (КМ) кинематически связаны соответственно с входным и выходным валами ВМВ. Колебательный механизм преобразует угловую скорость ω вала *1* в колебания вала *3* со скоростью $\omega_к$, а выпрямитель *6* посредством пары обгонных муфт (ОМ) и конических зубчатых колес *4* и *5* преобразует колебания вала *3* в однонаправленное вращательное движение вала *2* с пульсирующим ускорением Ω: один полупериод вращения вала *1* передается одной муфтой, например ОМ1, другой полупериод вращения — другой муфтой (ОМ2) (рис. 2). В точке *S* происходит смена передачи вращения. Ведущие полумуфты установлены на валу *3*, а ведомые — на конических зубчатых колесах *4*. Плавное изменение передаточного отношения ВМВ осуществляется рукояткой управления *7*, с помощью которой изменяется угловой размах λ колебаний вала (от 0 до λ_{max}). Колебательный механизм может быть как кулачковым [5, 6], так и некулачковым [7—9].

Эффективность ВМВ в большой степени зависит от его конструкции [10]. Известные фрикционные обгонные муфты, например роликовые, а также нефрикционные храповые обгонные муфты не отвечают требованиям, которые предъявляют ВМВ. У фрикционных ОМ низкий КПД (менее 80 %), есть ограничения по передаваемому моменту, так как он создается силами трения, кроме того, максимальное число включений не превышает $40 \cdot 10^6$. Храповые ОМ отличаются большим углом срабатывания, к тому же имеют место ударные нагрузки.

В МГАУ им. В. П. Горячкина разработана и изготовлена оригинальная зубчатая обгонная муфта (ЗОМ), удовлетворяющая всем требованиям ВМВ [11].

Схема работы ЗОМ при передаче вращения (рабочий ход) показана на рис. 3. Муфта имеет центральное зубчатое колесо *1* (ведущая полумуфта) и водило *2* (ведомая полумуфта). Колесо *1* входит в зацепление с сателлитом *3* ($R_ц$ и $R_с$ — радиусы их центроид). У сателлита имеются цапфы *7*, на которых закреплены диски *4*, прижимаемые (сила *P*) пружиной *5* к упорам на водиле (K_1 и K_2 — точки контакта, $R_к$ — радиус окружности расположения точек контакта). На водиле имеется поводок *6*, который может контактировать с цапфами *7*. При рабочем ходе между поводком *6* и цапфами *7* имеется зазор в 0,2 мм.

Передача вращения происходит при повороте зубчатого колеса против часовой стрелки. Силы, возникающие в зацеплении колесо—сателлит, прижимают диски к упорам, создаваемая при этом сила трения достаточна для фиксации сателлита от поворота относительно водила и зубчатого колеса. ЗОМ передает через зубья от центрального колеса водилу момент $M_\tau = F_\tau R_ц = M_в$, где F_τ — тангенциальная сила в зацеплении; $M_в$ — момент сопротивления на водиле. Пружина *5* обеспечивает контакт дисков с упорами. Для увеличения сил трения диски *4* выполнены коническими (θ — угол конусности, см. рис. 3, *А—А*). При этом приведенный коэффициент трения скольжения имеет вид: $f = f_с/\sin\theta$, где $f_с$ — коэффициент трения скольжения пары "диск—упор".

В данной обгонной муфте момент передается нормальными силами через зубчатое зацепление и мо-

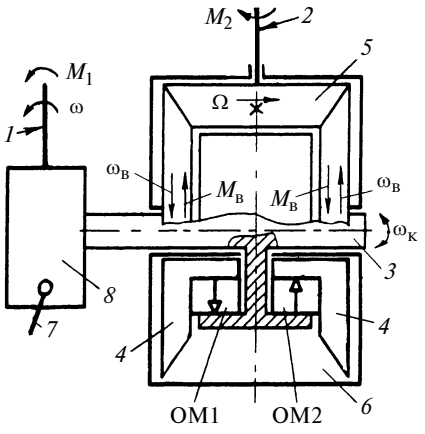


Рис. 1. Схема импульсного механизма

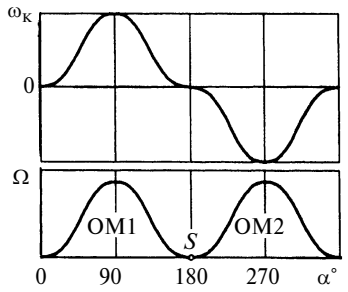


Рис. 2. Зависимости изменений угловой скорости $\omega_к$ и ускорения Ω от угла α поворота входного вала импульсного механизма

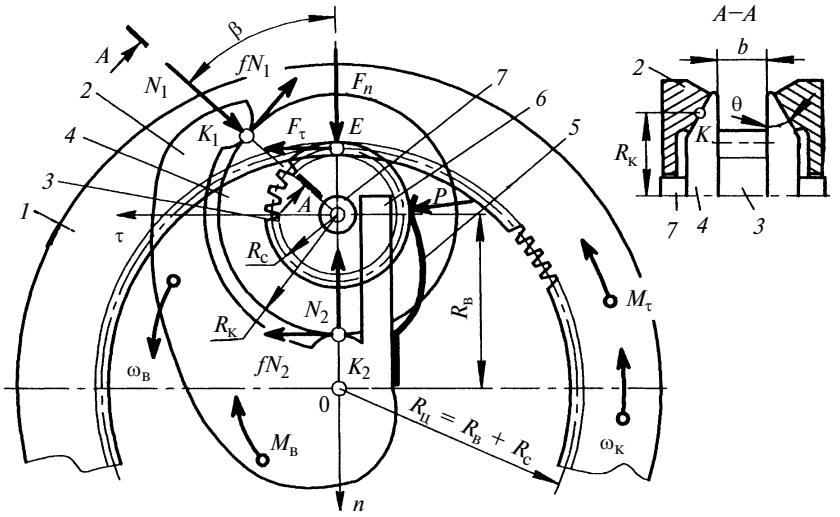


Рис. 3. Схема работы ЗОМ при передаче вращения

жет достигать достаточно больших значений, так как ограничивается только прочностью зубчатых колес. Силы трения в передаче момента не участвуют, а служат только для удержания сателлита от вращения относительно водила и зубчатого колеса. Для получения максимального КПД муфты необходимо условие незаклиневания сателлита между упорами (точки K_1 и K_2), которое имеет вид: $f < \mathrm{tg}0{,}5\beta$. Это следует из рис. 4: $2fN\cos 0{,}5\beta < 2N\sin 0{,}5\beta$.

Работа ЗОМ при обгоне происходит при повороте центрального зубчатого колеса по часовой стрелке (рис. 5). Зубчатое колесо вращает сателлит относительно водила, момент вращения при этом не передается.

Рассмотрим работу ИМ с кулачковым колебательным механизмом (см. рис. 1), обеспечивающим равномерное вращение выходного вала ВМВ [5, 6] (работа выпрямителя с некулачковыми КМ не рассматривается, но предложенная методика позволяет это сделать).

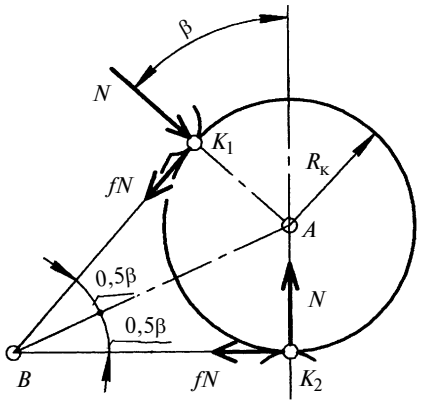


Рис. 4. Силы, действующие на диск сателлита при расклинивании

В соответствии с рис. 2 угол поворота колебательного вала в интервале $0 < \alpha < 180°$ рассчитывается по формуле

$$\gamma = \lambda\left(\frac{\alpha - 0{,}5\sin(2\alpha)}{\pi} - \frac{1}{2}\right).$$

Следовательно: $\dot{\gamma}_\alpha = 2(\lambda/\pi)\sin^2\alpha$; $\ddot{\gamma}_\alpha = 2(\lambda/\pi)\sin 2\alpha$.

Тогда справедливы выражения: $\omega_к = \omega\dot{\gamma}_\alpha$ и $\varepsilon_к = \omega^2\ddot{\gamma}_\alpha$, где ω — скорость входного вала ИМ.

При $0 < \alpha < 180°$ происходит передача момента вращения (рабочий ход) посредством ОМ1, при этом ОМ2 выполняет обгон (холостой ход), а при $180° < \alpha < 360°$ — наоборот.

При $0 < \alpha < 180°$ ОМ1 передает момент вращения от зубчатого колеса через сателлит водилу (см. рис. 3). Сателлит, зубчатое колесо и водило поворачиваются относительно оси муфты как одно целое, следовательно $\omega_с = \omega_к = \omega_в$; $\varepsilon_с = \varepsilon_к = \varepsilon_в$.

Прочность пары "зубчатое колесо—сателлит" известна, тангенциальная сила F_τ задана, тогда нормальная сила в зацеплении $F_n = F_\tau \mathrm{tg}\alpha_з$ ($\alpha_з$ — угол зацепления).

Динамические уравнения движения сателлита с дисками:

главный момент:

$$M_A = F_\tau R_с - fR_к(N_1 + N_2) = J\varepsilon_к, \quad (1)$$

где J — осевой момент инерции;

проекции главного вектора силы на оси τ и n:

$$F_{A\tau} = F_\tau - N_1(\sin\beta + f\cos\beta) + fN_2 + P_\tau = m\varepsilon_к R_в; \quad (2)$$

$$F_{An} = |F_\tau \mathrm{tg}\alpha_з| + N_1(\cos\beta - f\sin\beta) - N_2 + P_n = m\omega_к^2 R_в, \quad (3)$$

где m — масса сателлита с дисками.

При отсутствии проскальзывания дисков относительно упоров, что является обязательным при передаче муфтой вращения, коэффициент трения

$$f < f_с/\sin\theta.$$

Из выражений (2)—(4) найдем коэффициент трения f и силы N_1, N_2:

$$f = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A};$$

$$N_1 = \frac{b + fa}{(1 + f^2)\sin\beta};$$

$$N_2 = a + N_1(\cos\beta - f\sin\beta),$$

где $A = a(1 + \cos\beta) + (M_A/R_к - F_\tau R_с/R_к - b)\sin\beta$; $B = b(1 + \cos\beta) + a\sin\beta$;

$$C = (M_A/R_к - F_\tau R_с/R_к)\sin\beta;$$
$$a = F_\tau \mathrm{tg}\alpha_з - F_{An} + P_n;$$
$$b = F_\tau - F_{A\tau} + P_\tau.$$

На водило ЗОМ1 зубчатого колеса передается момент $M_{в1} = F_\tau(R_в + R_с)$.

Энергия, передаваемая водилу, находится из уравнения

$$E_{в1} = M_{в1}\lambda. \quad (4)$$

Полагая, что $M_A = 0$; $F_{A\tau} = 0$; $F_{An} = 0$; $P = 0$ и $f^2 = 0$, получим приближенное условие для передачи вращения:

$$f_с/\sin\theta > f = (R_с/R_к)/(\mathrm{ctg}0{,}5\beta + \mathrm{tg}\alpha_з).$$

Тогда с учетом условия (1) получим условие для ориентировочного соотношения параметров ЗОМ:

$$\mathrm{tg}0{,}5\beta > f_с/\sin\theta > (R_с/R_к)/(\mathrm{ctg}0{,}5\beta + \mathrm{tg}\alpha_з). \quad (5)$$

При $0 < \alpha < 180°$ ЗОМ2 совершает обгон (см. рис. 5). Центральное зубчатое колесо, вращаясь со скоростью $\omega_к$ по часовой стрелке, передает момент вращения сателлиту: $M_\tau = F_\tau R_ц$.

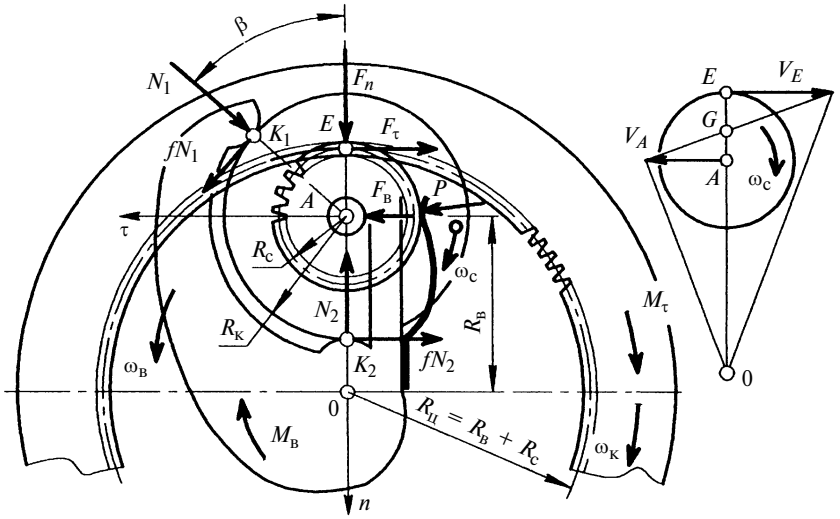


Рис. 5. Схема работы ЗОМ при обгоне

Водила обеих муфт кинематически жестко связаны, следовательно, имеют одинаковые скорости: $\omega_в = -\omega_к$. G — мгновенный центр вращения сателлита. Угловая скорость и ускорение сателлита будут:

$$\omega_c = \omega_к g;\ \varepsilon_c = \varepsilon_к g,$$

где $g = 2R_в/R_c + 1$.

Динамические уравнения движения сателлита с дисками:

главный момент: $M_A = J\varepsilon_c$,

проекции главного вектора силы на оси τ и n:

$$F_{A\tau} = m\varepsilon_к R_в \text{ и } F_{An} = m\omega_к^2.$$

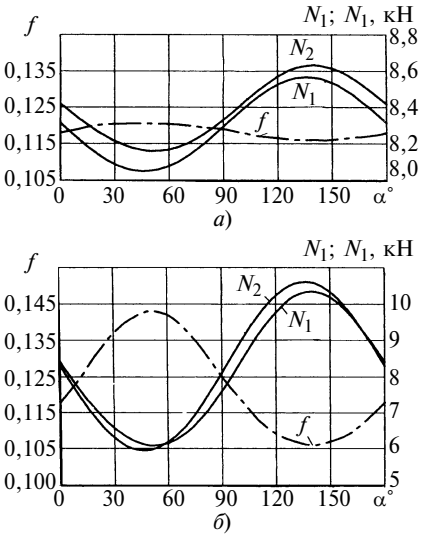


Рис. 6. Зависимости изменения показателей f, N_1 и N_2 для ЗОМ1 при передаче вращения от угла поворота входного вала ИМ (*а* — n = 2000 мин$^{-1}$, $\lambda = 60°$; *б* — n = 6000 мин$^{-1}$)

При $0 < \alpha < 90°$ сателлит движется с ускорением, при этом:

$$N_1 = 0;\ N_2 \geqslant 0;$$

$$M_A = F_\tau R_c - fR_к N_2;$$

$$F_{A\tau} = F_в - F_\tau - fN_2 + P_\tau;$$

$$F_{An} = |F_\tau \mathrm{tg}\alpha_з| - N_2 + P_n.$$

Отсюда следует:

$$N_2 = \frac{F_{An} - P_n + (M_A/R_c)\mathrm{tg}\alpha_з}{1 - f(R_к/R_c)\mathrm{tg}\alpha_з};$$

$$F_\tau = M_A/R_c + fN_2R_к/R_c$$

$$F_в = F_{A\tau} + F_\tau + fN_2 - P_\tau;$$

$$M_{в2} = fN_2(R_в - R_c) - (F_в + P_\tau)R_в.$$

При $90° < \alpha < 180°$ $N_1 \geqslant 0$, $N_2 \geqslant 0$, при этом имеем:

$$M_A = F_\tau R_c - fR_к(N_1 + N_2);$$

$$F_{A\tau} = -F_\tau - fN_2 + N_1(f\cos\beta - \sin\beta) + P_\tau;$$

$$F_{An} = -|F_\tau| - N_2 + N_1(\cos\beta + f\sin\beta).$$

Обозначим: $C_a = F_{A\tau} - P_\tau + M_A/R_c$; $C_b = F_{An} - P_n + M_A\mathrm{tg}\alpha_з/R_c$; $a_1 = f(\cos\beta - R_к/R_c) - \sin\beta$; $a_2 = -f(R_к/R_c + 1)$; $b_1 = \cos\beta + f\sin\beta - f\mathrm{tg}\alpha_з R_к/R_c$; $b_2 = -(f\mathrm{tg}\alpha_з \times R_к/R_c + 1)$.

Тогда

$$N_1 = (C_a b_2 - C_b a_2)/(a_1 b_2 - b_1 a_2);$$

$$N_2 = (C_a b_1 - C_b a_1)/(a_2 b_1 - b_2 a_1);$$

$$F_\tau = M_A/R_c + f(R_к/R_c)(N_1 + N_2);$$

$$M_{в2} = N_1(R_в\sin\beta - fR_в\cos\beta - fR_к) + fN_2(R_в - R_c) - P_\tau R_в.$$

Энергия, передаваемая водилу, находится из выражения

$$E_{в2} = \int_{-0,5\lambda}^{0,5\lambda} M_{в2}\mathrm{d}\gamma = (2\lambda/\pi)\int_0^\pi M_{в2}\sin^2\alpha\mathrm{d}\alpha, \qquad (6)$$

а момент на зубчатом колесе при обгоне определяется уравнением

$$M_{\tau 2} = [F_\tau + |F_\tau|(1 - \eta_з)](R_в + R_c),$$

где $\eta_з$ — КПД зубчатой пары.

Затраченная энергия равна работе момента $M_{\tau 2}$:

$$E_{\tau 2} = \int_{-0,5\lambda}^{0,5\lambda} M_{\tau 2}\mathrm{d}\gamma = (2\lambda/\pi)\int_0^\pi M_{\tau 2}\sin^2\alpha\mathrm{d}\alpha. \qquad (7)$$

Рассмотрим пример математического моделирования работы ЗОМ с параметрами: $R_в$ = 28 мм; $\alpha_з = 20°$, $\theta = 30°$; модуль m_c = 2 мм; число зубьев сателлита z_c = 10; ширина зубчатой пары b = 18 мм; $R_c = 0,5m_c z_c = 0,5 \cdot 2 \cdot 10$ = 10 мм; $R_ц = R_в + R_c$ = 28 + 10 = 38 мм; $\lambda = \pi/3$; масса сателлита с дисками m = 0,126 кг;

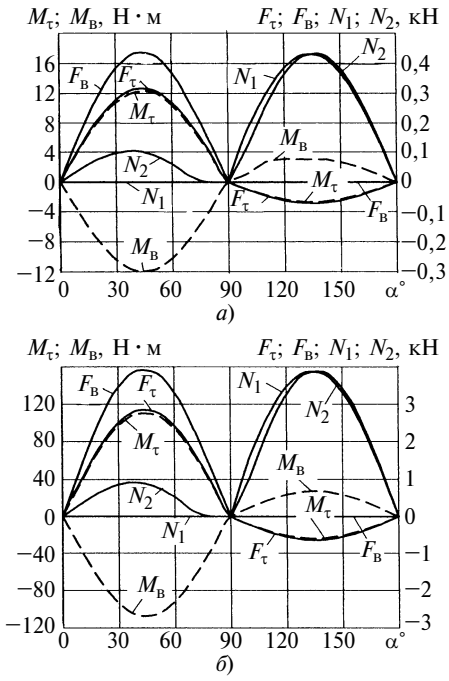


Рис. 7. Зависимости изменения показателей $M_в$, M_τ, F_τ, $F_в$, N_1 и N_2 для ЗОМ2 при передаче вращения от угла поворота входного вала ИМ (*а* — n = 2000 мин$^{-1}$, $\lambda = 60°$; *б* — n = 6000 мин$^{-1}$)

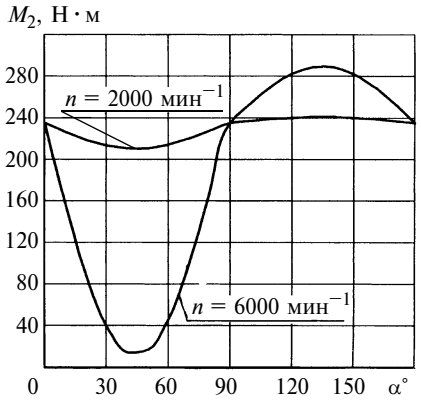


Рис. 8. Зависимости изменения момента на выходном валу выпрямителя от угла поворота входного вала ИМ при частоте вращения 2000 и 6000 мин$^{-1}$

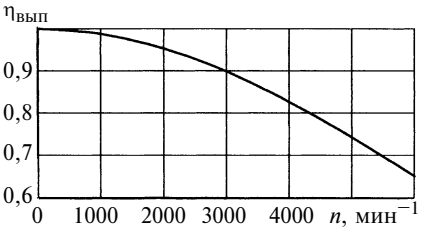


Рис. 9. Зависимости изменения параметра $\eta_{вып}$ от частоты вращения вала

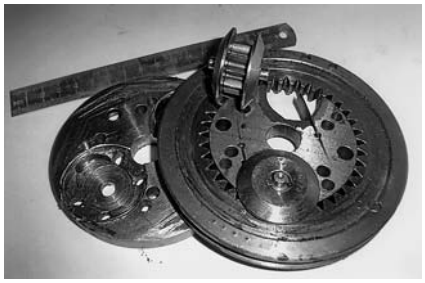


Рис. 10. Зубчатая обгонная муфта

Рис. 11. Выпрямитель колебаний

момент инерции сателлита $J = 1{,}518 \cdot 10^{-5}$ кг · м^2.

При передаче момента ЗОМ нет скольжения зубьев в паре "зубчатое колесо—сателлит", что повышает работоспособность зубчатой передачи. Примем тангенциальную силу F_τ зацеплении при передаче вращения равной 3,16 кН, следовательно, момент нагружения ведомой полумуфты на рабочем ходу $M_{в1} = F_\tau(R_в + R_с) = 3160(0{,}028 + 0{,}010) = 120$ Н · м, а энергия, передаваемая водилу, $E_{в1} = M_{\tau в1}\lambda = 120\pi/3 = 125{,}7$ Дж.

Принимаем коэффициент трения скольжения пары "диск—упор" в диапазоне $0{,}06 < f_с < 0{,}10$. Тогда $f_{min} = 0{,}06/\sin\theta = 0{,}06/\sin 30 = 0{,}12$; $f_{max} = 0{,}1/\sin\theta = 0{,}1/\sin 30 = 0{,}20$, следовательно, из условия (5) получим: $\beta > 2\mathrm{arctg} f_{max} = 2\mathrm{arctg}0{,}20 = 22{,}6°$.

Назначим $\beta = 23°$, тогда: $(R_с/R_к) = f_{min}(\mathrm{ctg}0{,}5\beta + \mathrm{tg}\alpha_з) = 0{,}12(\mathrm{ctg}0{,}5 \cdot 23 + \mathrm{tg}20) = 0{,}63$, откуда $R_к > R_с/0{,}63 = 10/0{,}63 = 15{,}87$ мм. Принимаем $R_к = 16$ мм.

Примем приведенный коэффициент скольжения при обгоне $F = 0{,}5(0{,}12 + 0{,}20) = 0{,}16$, и ввиду малого усилия пружины $P = 0$.

На рис. 6 показаны зависимости изменения показателей f, N_1 и N_2 для ЗОМ1 при передаче вращения от угла поворота входного вала ИМ, а на рис. 7 — зависимости изменения показателей $M_в$, F_τ, $F_в$, N_1 и N_2 для ЗОМ2 при передаче вращения от угла поворота входного вала ИМ.

Момент на выходном валу выпрямителя находим из уравнения

$$M_2 = Cu(M_{в1} + M_{в2})\eta_з,$$

где C — число сателлитов в ЗОМ; u — передаточное отношение пары зубчатых колес *2* и *5*.

На рис. 8 показаны зависимости изменения момента на выходном валу выпрямителя от угла поворота входного вала ИМ при частоте вращения 2000 и 6000 мин$^{-1}$. Очевидна существенная неравномерность передачи момента при $n = 6000$ мин$^{-1}$.

Используя выражения (4), (6) и (7), определим затраченную в ЗОМ1 и ЗОМ2 и переданную выходному валу выпрямителя энергию:

при $n = 2000$ мин$^{-1}$:

$$E_{зат} = E_{в1} + E_{\tau 2} = 125{,}7 + 3{,}1 = 128{,}8 \text{ Дж};$$

$$E_{пер} = E_{в1} + E_{в2} = 125{,}7 - 2{,}8 = 122{,}9 \text{ Дж};$$

при $n = 6000$ мин$^{-1}$:

$$E_{зат} = E_{в1} + E_{\tau 2} = 125{,}7 + 28{,}0 = 153{,}7 \text{ Дж},$$

$$E_{пер} = E_{в1} + E_{в2} = 125{,}7 - 25{,}6 = 100{,}1 \text{ Дж}.$$

Потери энергии в выпрямителе имеют место при обгоне и существенно зависят от частоты вращения вала, следовательно, КПД выпрямителя будет $\eta_{вып} = E_{пер}/E_{зат}$. На рис. 9 приведена зависимость изменения параметра $\eta_{вып}$ частоты вращения вала. На рис. 10 показана зубчатая обгонная муфта в разобранном виде, а на рис. 11 — выпрямитель колебаний.

Анализ показал, что ЗОМ эффективнее существующих ОМ при достаточно высокой частоте срабатывания: 0 ÷ 4000 включений в минуту (0 ÷ 67 Гц). Данные муфты можно использовать в высокомоментных вариаторах и других механизмах.

Предложенный метод позволяет конструировать ЗОМ с предсказуемыми характеристиками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Б. В. Пылаев.** Высокомоментные вариаторы нефрикционного типа. М.: МГАУ им. В. П. Горячкина, 2000. 60 с.
2. **Б. В. Пылаев.** Высокомоментный вариатор // Вестник машиностроения. 2000. № 9. С. 14—17.
3. **Б. В. Пылаев.** Основы динамики высокомоментных вариаторов // Вестник машиностроения. 2004. № 7. С. 16—22.
4. **Б. В. Пылаев.** Высокомоментный вариатор нефрикционного типа // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2005. № 9. С. 20—26.
5. **Пат. 2169870 РФ: F 16 H 29/08.** Высокомоментный вариатор.
6. **Пат. 2242654 РФ: F 16 H 29/08.** Высокомоментный вариатор.
7. **Пат. 2250400 РФ: F 16 H 29/08.** Колебательный механизм нефрикционного вариатора.
8. **Пат. 2263240 РФ: F 16 H 29/08.** Колебательный механизм для высокомоментного вариатора.
9. **Пат. 2263840 РФ: F 16 H 29/08.** Колебательный механизм высокомоментного вариатора.
10. **Б. В. Пылаев.** Эффективность применения нефрикционных высокомоментных вариаторов // Вестник машиностроения. 2007. № 2. С. 3—8.
11. **Пат. 2298711 РФ: F 16 D 41/08.** Зубчатая обгонная муфта.

УДК 621.822.57.001.536

В. П. ЛЕГАЕВ, д-р техн. наук, Ю. С. КЛИМЕНКОВ (Владимирский ГУ)

Исследования статических характеристик газовой опоры с поворотной втулкой

Исследованы статические характеристики газовой опоры с поворотной втулкой на основании аналитического расчета, разработанного С. А. Шейнбергом для конкретной конструктивной схемы опоры.

Любой аналитический способ расчета дает возможность проследить, как изменяются жесткость и несущая способность опоры при изменении того или иного параметра. В данной статье сделана попытка рассчитать несущую способность и жесткость аэростатической опоры с поворотной втулкой, предложенной в работе [1]. В отличие от известных газовых опор в данной конструкции имеются обратная связь по положению вала и дополнительная проточная камера с дросселем типа сопло-заслонка, включенная последовательно в цепь питания опоры. Наличие этих особенностей повышает порядок исходных уравнений и позволяет получить новые сочетания режимов истечения. Для упрощения расчетной схемы нами приняты те же допущения, что и в работе [2]:

1) рассматриваемый участок зазора подшипника, представляющий собой щель постоянной высоты в форме цилиндрического сегмента, заменяется плоской щелью высотой h и шириной $\pi d/n$. Это допущение дает тем меньшую погрешность, чем меньше отношение величины зазора к диаметру;

2) градиент давления по ширине щели в пределах одного сегмента принимается равным нулю;

3) ввиду малости зазора h поток ламинарен;

4) поток воздуха в зазоре подшипника изотермический вследствие значительного теплообмена с металлическими опорными поверхностями;

5) процесс течения воздуха в камерах изотермический, в дросселях — адиабатический.

Давление P_k в щели принимается распределенным по трапеции, имеющей длину нижнего основания — L, верхнего — $(L-2l)$ (рис. 1). Тогда нагрузка на каждый сегмент определяется по формуле [2] $\Delta W_i = D\sin\frac{\pi}{n}(L-l)(P_{ki}-P_a)$, где D — диаметр опоры; L — длина опоры; l — расстояние от края опоры до оси жиклера; P_k — абсолютное давление в зазоре опоры; P_a — атмосферное давление; n — число питающих жиклеров по окружности опоры.

Несущая способность всей опоры:

$$W = D\sin\frac{\pi}{n}(L-l)\sum_{i=1}^{n} P_{ki}\cos\theta_i, \qquad (1)$$

где θ — угловая координата, отсчитываемая от радиус-вектора, соответствующего минимальному зазору в направлении вращения вала.

Неизвестной величиной в формуле (1) является давление P_{ki} в зазоре каждого сегмента опоры, для определения которого составим уравнения статики для системы, содержащей последовательно соединенные регулируемые дроссели типа сопло-заслонка, жиклер и плоская щель, исходя из условия неразрывности потока. Используя приближенные формулы адиабатического расхода [3] для дросселей типа сопло-заслонка и жиклер, для случая докритического режима истечения Д—Д на обоих дросселях уравнения статики можно записать в виде:

$$f_1\sqrt{\frac{2}{RT}P_1(P_0-P_1)} = f_2\sqrt{\frac{2}{RT}P_k(P_1-P_k)};$$

$$\frac{1}{2}f_2\sqrt{\frac{2}{RT}P_k(P_1-P_k)} = \frac{h^3 a}{24\mu_д RTl}(P_k^2 - P_a^2),$$

где $a = D\sin\frac{\pi}{n}$ — приведенная ширина щели; $f_1 = \mu_1\pi d_1 S_1$ — эффективная площадь дросселя типа сопло-заслонка; f_2 — эффективная суммарная площадь параллельно включенных жиклеров (в нашем случае $f_2 = \mu_2\pi d_ж^2$); d_1 — диаметр сопла; S_1 — зазор между заслонкой и торцом сопла; $d_ж$ — диаметр жиклера; μ_1, μ_2 — коэффициенты расхода газовой смазки; P_0 — абсолютное давление питания; P_1 — абсолютное давление в первой междроссельной камере силовой цепи; h — радиальный зазор в опоре; $R = 287{,}14$ Дж/(кг · К) — газовая постоянная; $\mu_д = 1{,}81\cdot10^{-11}$ МПа · с — динамическая вязкость воздуха; T — абсолютная температура.

Аналогичным образом находим уравнения и для остальных возможных сочетаний режимов истечений через дроссели типа сопло-заслонка и жиклер.

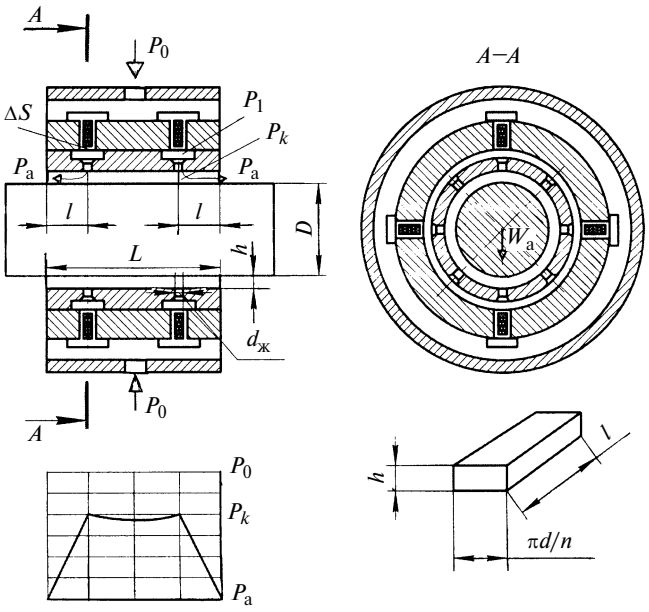


Рис. 1. Расчетная схема опоры

Для сочетания режимов истечения Д—Н (Д — докритический в первой междроссельной камере, Н — надкритический во второй междроссельной камере):

$$f_1\sqrt{\frac{2}{RT}P_1(P_0-P_1)} = \frac{f_2P_1}{\sqrt{2RT}};$$

$$\frac{f_2P_1}{2\sqrt{2RT}} = \frac{h^3a}{24\mu_д RTl}(P_k^2 - P_а^2).$$

Для сочетания режимов Н—Д:

$$\frac{f_1P_0}{\sqrt{2RT}} = f_2\sqrt{\frac{2}{RT}P_k(P_1-P_k)};$$

$$\frac{1}{2}f_2\sqrt{\frac{2}{RT}P_k(P_1-P_k)} = \frac{h^3a}{24\mu_д RTl}(P_k^2 - P_а^2).$$

Для сочетания режимов Н—Н:

$$\frac{f_1P_0}{\sqrt{2RT}} = \frac{f_2P_1}{\sqrt{2RT}};$$

$$\frac{f_2P_1}{2\sqrt{2RT}} = \frac{h^3a}{24\mu_д RTl}(P_k^2 - P_а^2).$$

Системы приведенных уравнений позволяют выразить параметры аэростатической опоры через функцию F_1:

$$F_1 = f_2lk_1/(h^3a), \qquad (2)$$

где $k_1 = 12\mu_д\sqrt{0{,}5RT} = 4{,}46\cdot10^{-2}$ Н/м.

Функция F_1 при различных режимах истечения на дросселях типа сопло-заслонка и жиклер определяется следующими выражениями.

При сочетании режимов истечения Д—Д на турбулентных дросселях:

$$F_1 = \frac{0{,}707P_0\left[\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^2-\left(\frac{P_а}{P_0}\right)^2\right]}{\frac{P_k}{P_0}\left(1-\frac{P_k}{P_0}\right)}\times$$

$$\times\left\{\sqrt{\left[\frac{P_0}{P_k}-\left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2\right]^2+4\left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2-3\left(\frac{P_0}{P_k}-1\right)}-\right.$$

$$\left.-\frac{P_0}{P_k}+\left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2+2\right\}.$$

При докритическом режиме истечения на дросселе типа сопло-заслонка и надкритическом режиме истечения на жиклере Д—Н:

$$F_1 = 2P\left[\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^2-\left(\frac{P_а}{P_0}\right)^2\right]\left[1+0{,}25\left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2\right].$$

Режим истечения	f_1/f_2	P_k/P_0
Н—Н Н—Д Д—Д	0,25	⩽0,12 0,12...0,5 ⩾0,5
Д—Н Д—Д	0,5	⩽0,25 >0,25
Д—Н Д—Д	0,7	⩽0,34 ⩾0,34
Д—Д Д—Н	1,0	⩽0,4 >0,4
Д—Н Д—Д	1,5	⩽0,45 ⩾0,45
Д—Н Д—Д	2,5	⩽0,476 ⩾0,476

При сочетании режимов истечения Н—Д и Н—Н:

$$F_1 = 2P_0\frac{f_2}{f_1}\left[\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^2-\left(\frac{P_а}{P_0}\right)^2\right].$$

Границы возможных сочетаний режимов истечения через дроссели типа сопло-заслонка и жиклер устанавливаются по рекомендациям, приведенным в работе [3]. С целью упрощения расчета границ возможных сочетаний режимов истечения через дроссели можно использовать графики статических характеристик междроссельной камеры с турбулентными дросселями, представленные в работе [3]. Анализ этих характеристик дан в таблице.

Значения функции F_1 для различных давлений P_0 питания и эффективных площадей f_1/f_2 приведены на рис. 2. Вычислив значение функции F_1 по уравнению (2) и используя эти зависимости, можно определить давление P_k в зазоре опоры. Для этого либо задаются проектными параметрами опоры, входящими в это уравнение, и давлением питания, либо определяют один из проектных параметров опоры, задавшись давлением P_k и остальными параметрами опоры. Величина зазора h_i для каждого сегмента может быть определена как функция эксцентриситета ε и угла θ ориентации по формуле [4]:

$$h_i = h_0(1-\varepsilon\cos\theta), \qquad (3)$$

где h_0 — радиальный зазор при концентричном положении вала в аэростатической опоре; $\varepsilon = e/h_0$ — относительный эксцентриситет, e — расстояние, на которое сместился вал.

Подставив значение h_i в уравнение (2) при выбранных других геометрических параметрах опоры, определяют значение F_1, по величине которого, используя зависимости на рис. 2, находят давление в каждом i-м сегменте опоры. Зная величину P_{ki} для каждого сегмента, можно определить и несущую способность опоры.

Для учета влияния обратной связи по положению подвижного элемента на формирование давления P_{ki} в зазоре найдем зависимость перемещения ΔS_1 пакета пьезокерамических пластин дросселя переменного сопротивления (изменение эффективной площади дрос-

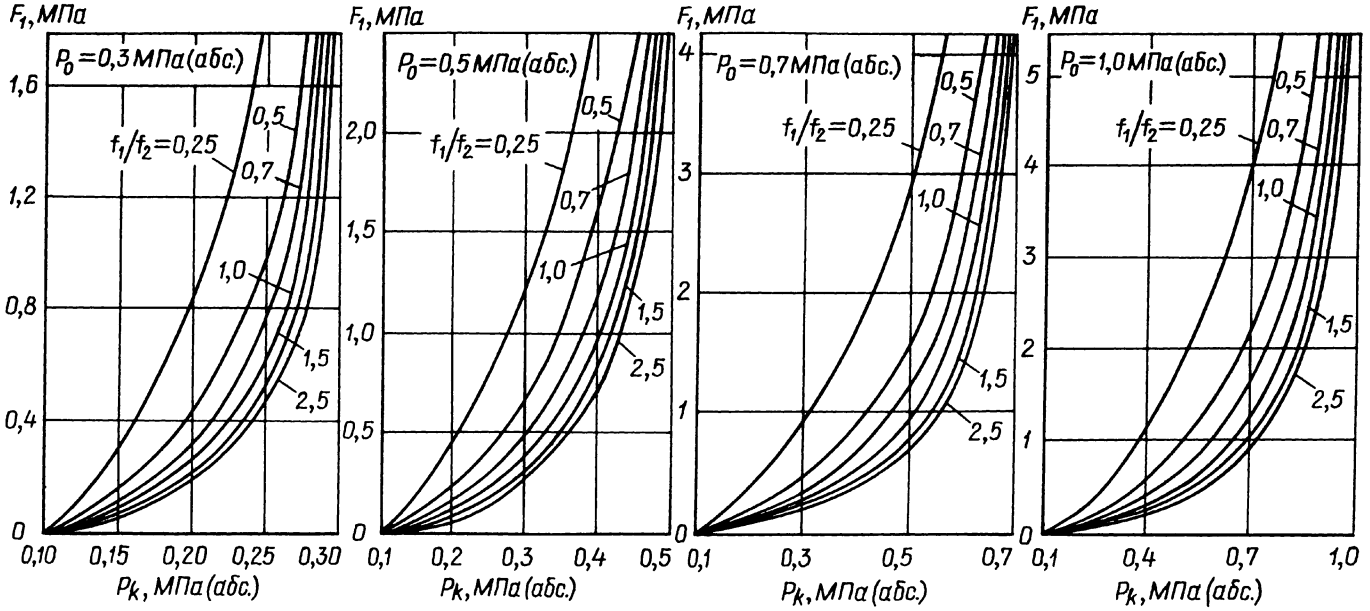


Рис. 2. Зависимости функции F_1 от абсолютного давления P_k в зазоре опоры и отношения эффективных площадей f_1/f_2 при абсолютном давлении питания P_0 = 0,3; 0,5; 0,7 и 1,0 МПа

селя типа сопло-заслонка) от изменения положения подвижного элемента аэростатической опоры. Для измерения перемещения вала использовали емкостные датчики высокой чувствительности. Для обеспечения независимого отсчета по взаимно перпендикулярным координатам обкладку датчика выполняют плоской. Емкость C преобразователя для плоскопараллельного расположения пластин (без учета краевого эффекта) определяют по формуле

$$C = 4\varepsilon_0\varepsilon \int_0^r \frac{\sqrt{r^2 - x^2}}{h_i + R - \sqrt{R^2 - x^2}}\,\mathrm{d}x,$$

где ε_0 — диэлектрическая проницаемость вакуума; ε — относительная диэлектрическая проницаемость газа в зазоре опоры; h_i — расстояние между обкладкой датчика и валом опоры; r — радиус обкладки датчика; R — радиус вала газовой опоры.

Чтобы обеспечить высокую линейность характеристики емкостных датчиков используют мостовую схему включения [5] (рис. 3). Напряжение сигнала измерительной цепи емкостных датчиков можно рассчитать по формуле

$$U_i = K_{\text{ус}} \frac{U_1[(Z_0 + \Delta Z)R_4 - R_3(Z_0 - \Delta Z)]}{(Z_0 + \Delta Z + R_3)(Z_0 - \Delta Z + R_4)}, \qquad (4)$$

где $K_{\text{ус}}$ — коэффициент усиления; U_1 — напряжение питания; $Z_0 = 1/(j\omega C)$ — комплексное сопротивление емкостного датчика в момент времени, когда вал находится в эксцентричном положении; ω — частота питающего напряжения; ΔZ — изменение комплексного сопротивления емкостного датчика при изменении величины зазора h_i, на 1 мкм; R_3, R_4 — сопротивления плеч мостовой измерительной цепи.

Таким образом, задавшись параметрами измерительной схемы емкостных датчиков, можно вычислить напряжение сигнала, которое после усиления (коэффициент которого $K_{\text{ус}}$) поступает на регулируемые пьезоэлектрические дроссели.

Зависимость перемещения ΔS_1 пакета пьезокерамических пластин дросселя переменного сопротивления от приложенного напряжения можно определить по формуле

$$\Delta S_1 = dnU, \qquad (5)$$

где d — пьезомодуль пластины; n — число пластин; U — величина приложенного напряжения.

Рассчитанное значение ΔS_1 можно уточнить по графику (рис. 4), полученному нами экспериментальным путем.

Таким образом, эффективная площадь дросселя типа сопло-заслонка с учетом действия обратной связи $f_1 = \mu_1\pi d_1(S_1 \pm \Delta S_1)$.

Предложенная методика позволяет определить установившееся значение площади дросселя типа сопло—заслонка силовой цепи регулятора при заданном относительном эксцентриситете ε, а следовательно, определить отношение эффективных площадей f_1/f_2 и давление P_{ki} (по графикам на рис. 2) для найденных значений f_1/f_2 и F_{1i} с учетом действия обратной связи.

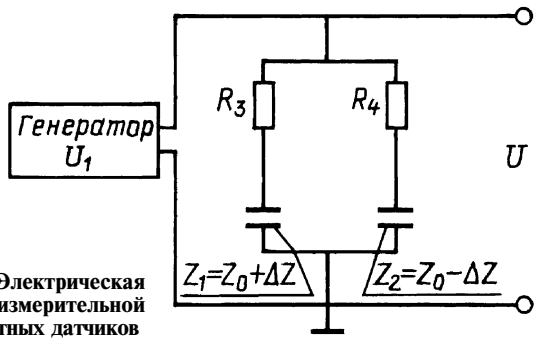


Рис. 3. Электрическая схема измерительной цепи емкостных датчиков

Определим жесткость каждого сегмента опоры:

$$G_i = \frac{\mathrm{d}W_i}{\mathrm{d}h} = D(L - l)\sin\frac{\pi}{n}\frac{\mathrm{d}P_{ki}}{\mathrm{d}h}. \qquad (6)$$

Из уравнения (2) получим:

$$\frac{\mathrm{d}P_k}{\mathrm{d}h} = \left(\frac{a}{f_2 l k_1}\right)^{1/3} F_2, \qquad (7)$$

где $F_2 = f_2 l k_1/(h^3 a)$.

Определим функцию F_2 для различных сочетаний режимов истечения:

для режимов Д—Д:

$$F_2 = \frac{2{,}66 P_0^{1/3}\left[\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^2 - \left(\frac{P_a}{P_0}\right)^2\right]^{1/3}\left\{\sqrt{\left[\frac{P_0}{P_k} - \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2 - 3\left(\frac{P_0}{P_k} - 1\right)} - \frac{P_0}{P_k} + \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2 + 2\right\}^{1/6}}{\frac{\frac{1}{P_0}\left\{2\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^2\left(1 - \frac{P_k}{P_0}\right) - 0{,}5\left[\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^2 - \left(\frac{P_a}{P_0}\right)^2\right]\right\}\left(1 - 2\frac{P_k}{P_0}\right)}{\left[\frac{P_k}{P_0}\left(1 - \frac{P_k}{P_0}\right)\right]^{5/6}\left[\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^2 - \left(\frac{P_a}{P_0}\right)^2\right]} + \ldots} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{0{,}5\frac{P_0}{P_k^2}\left[\frac{P_k}{P_0}\left(1 - \frac{P_k}{P_0}\right)\right]^{1/6}\left\{\frac{3 - 2\left[\frac{P_0}{P_k} - \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2\right]}{2\sqrt{\left[\frac{P_0}{P_k} - \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2 - 3\left(\frac{P_0}{P_k} - 1\right)}}\right\}}{\sqrt{\left[\frac{P_a}{P_k} - \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2 - 3\left(\frac{P_0}{P_k} - 1\right)} - \frac{P_0}{P_k} + \left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2 + 2};$$

для режимов Д—Н:

$$F_2 = -1{,}89\frac{P_0}{P_k}P_0^{4/3} \times$$

$$\times \left[1 + 0{,}25\left(\frac{f_2}{f_1}\right)^2\right]^{1/3}\left[\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^2 - \left(\frac{P_a}{P_0}\right)^2\right]^{4/3};$$

для режимов Н—Д и Н—Н:

$$F_2 = -1{,}89\frac{P_0}{P_k}P_0^{4/3}\left(\frac{f_2}{f_1}\right)^{1/3}\left[\left(\frac{P_k}{P_0}\right)^2 - \left(\frac{P_a}{P_0}\right)^2\right]^{4/3}.$$

Области существования различных сочетаний режимов истечения через дроссели определяются по вышеприведенным правилам.

Подставив уравнение (7) в уравнение (6), определим жесткость i-го сегмента опоры:

$$G_i = \frac{\mathrm{d}W_i}{\mathrm{d}h} = D(L - l)\sin\frac{\pi}{n}\left(\frac{a}{f_2 l k_1}\right)^{1/3} F_2. \qquad (8)$$

На рис. 5 приведены зависимости изменения параметра F_2, анализ которых показал, что функция F_2 максимальна при отношении давлений $P_k/P_0 = 0{,}8$. Жесткость i-го сегмента опоры пропорциональна величине функции F_2 [см. формулу (8)]. Следовательно, при концентричном положении вала в опоре жесткость последней также максимальна при отношении давлений $P_k/P_0 = 0{,}8$.

Тогда для определения параметров опоры в формулу (2) следует подставить значение F_1, соответствующее оптимальному отношению давлений P_k/P_0, и найти интересующий параметр опоры, задавшись остальными геометрическими параметрами, в результате чего определяются геометрические параметры опоры, у которой в зазоре устанавливается давление P_k, соответствующее оптимальному.

Жесткость всей опоры определяется выражением

$$G_i = \frac{\mathrm{d}W_i}{\mathrm{d}h} = D(L - l) \times$$

$$\times \sin\frac{\pi}{n}\left(\frac{a}{f_2 l k_1}\right)^{1/3}\sum_{i=1}^{n} F_{2i}\cos\theta. \qquad (9)$$

Таким образом, предлагаемая методика расчета несущей способности и жесткости аэростатической опоры с системой регулирования по положению подвижного элемента состоит в следующем.

1. По конструктивным соображениям предварительно выбирают параметры D, L, P_0, l, h_0, n и параметры измерительной схемы цепи емкостных датчиков ω, r, U_1, R_3, R_4.

2. Определяют давление $P_{k\text{опт}}$ в зазоре опоры при оптимальном соотношении давлений P_k/P_0.

3. По графикам на рис. 2 и давлению $P_{k\text{опт}}$ отыскивают значение F_{10} при $f_1/f_2 = 1$.

4. По формуле (2), преобразованной к виду $d_ж = \sqrt{\frac{0{,}8 a h^3 F_{10}}{k_1 l}}$, находят диаметр жиклера (при $P_k/P_0 = 0{,}8$ и заданных остальных геометрических параметрах опоры).

5. По формуле $F_{1i} = F_{10}/(1 - \varepsilon\cos\theta)^3$ вычисляют величину F_{1i} для каждого сегмента при заданном относительном эксцентриситете ε.

6. По формуле (4) находят напряжение сигнала U_i.

7. По формуле (5) определяют перемещение ΔS_1 пьезокерамического блока пластин и уточняют полученное

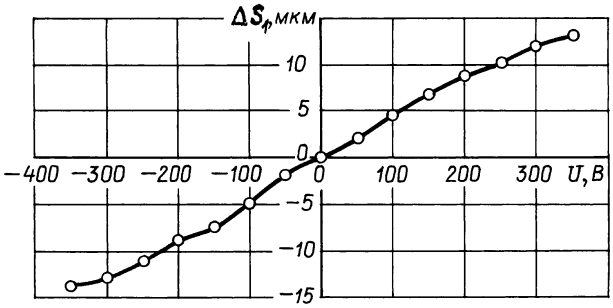


Рис. 4. Зависимость перемещения ΔS_1 блока пьезокерамических пластин от приложенного напряжения U

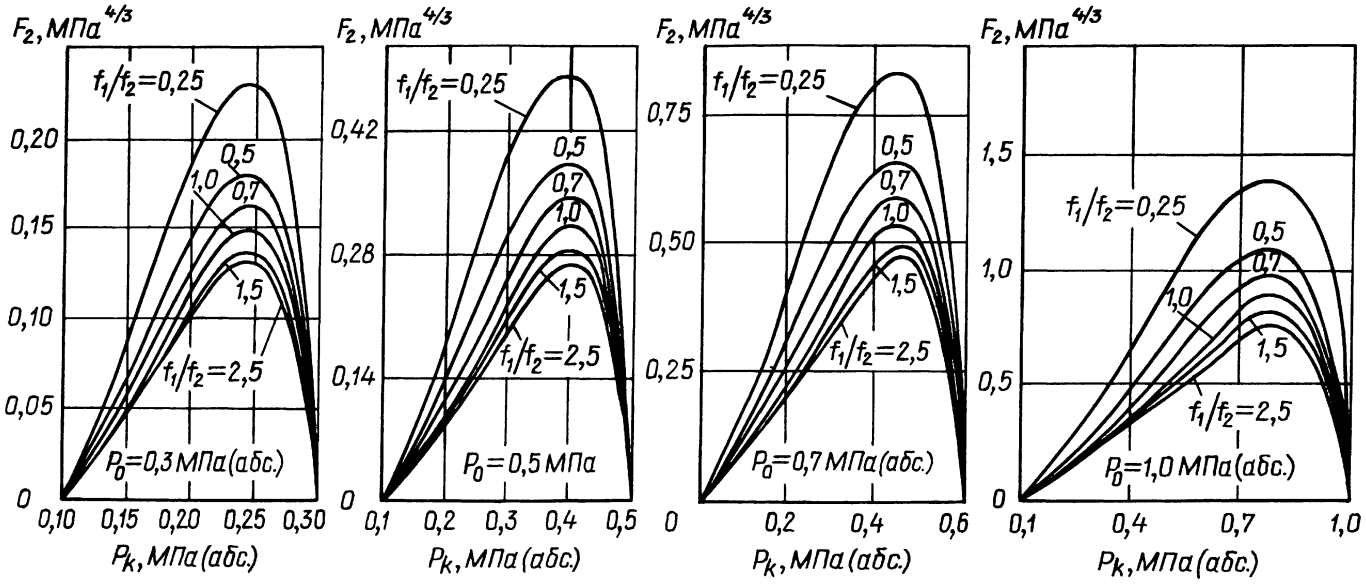


Рис. 5. Зависимости функции F_2 от абсолютного давления P_k в зазоре опоры и отношения эффективных площадей f_1/f_2 при абсолютном давлении питания P_0 = 0,3; 0,5; 0,7 и 1,0 МПа

значение по установленной экспериментально зависимости на рис. 4.

8. Находят значения эффективных площадей f_{1i} дросселей типа сопло-заслонка силовой цепи регулятора с учетом действия обратной связи.

9. Вычисляют для заданного эксцентриситета ε отношение эффективных площадей f_1/f_2 для нагруженного и ненагруженного сегментов опоры.

10. По графикам на рис. 2 определяют давления P_{ki} в зазорах для найденных F_{1i} и f_1/f_2.

11. По формуле (1) определяют несущую способность опоры для эксцентриситета ε.

12. По зависимостям на рис. 5 определяют F_{2i} для каждого сегмента при найденных P_{ki} и f_1/f_2.

13. По формуле (9) определяют жесткость опоры. Поворотная втулка позволяет совместить плоскость радиального смещения оси вала с продольной осью одного из жиклеров, как это отмечалось в работе [1]. Результатом подобного действия является повышение несущей способности и жесткости опоры в целом на 15—20 %, что установлено экспериментально.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Легаев В. П., Клименков Ю. С.** Газовая опора с повышенными несущей способностью и жесткостью // Вестник машиностроения. 2008. № 4. С. 18, 19.
2. **Шейнберг С. А., Жедь В. П., Шишеев М. Д.** Опоры скольжения с газовой смазкой. М.: Машиностроение, 1969. 333 с.
3. **Дмитриев В. Н., Градецкий В. Г.** Основы пневмоавтоматики. М.: Машиностроение, 1973. 270 с.
4. **Грэссем Н. С., Пауэлл Дж. У.** Подшипники с газовой смазкой. М.: Мир, 1966. 423 с.
5. **Электрические** измерения неэлектрических величин / Под ред. П. В. Новицкого. Л.: Энергия, 1975. 575 с.

УДК 621.825

Е. Н. КОРНЕЕВА, Б. Г. КОБЦЕВ, Ю. С. КОРНЕЕВ, кандидаты технических наук (Орловский ГТУ)

Влияние силовых факторов на работу механической пусковой муфты

Рассматриваются силовые факторы, возникающие при безнагрузочном разгоне механической пусковой муфты, в зависимости от вариантов конструкции регулирующего устройства.

Как показали исследования, производительность и надежность работы ряда машин зависит от правильного выбора типа соединительных муфт. Повысить надежность приводов технологических машин можно, используя механическую пусковую муфту [1], при разработке конструкции которой необходимо знать усилия и динамику разгона привода.

Рассмотрим работу механической пусковой муфты [1] от начала ее движения до касания фрикционных дисков. Включается электродвигатель и муфта работает без нагрузки до установления на валу угловой скорости $(0,7 \div 0,8)\omega_{дв}$, при которой фрикционные диски (рис. 1) касаются полумуфты. При этом шары *4* перемещаются радиально от оси вращения муфты, сжимая пружину *1*. Фрикционные диски не передают движение и крутящий момент на ведомую полумуфту *3*. Момент сопротивления машины значительно больше момента вращения, передаваемого муфтой, поэтому ведомая полумуфта *3* вместе с рабочей машиной остается неподвижной.

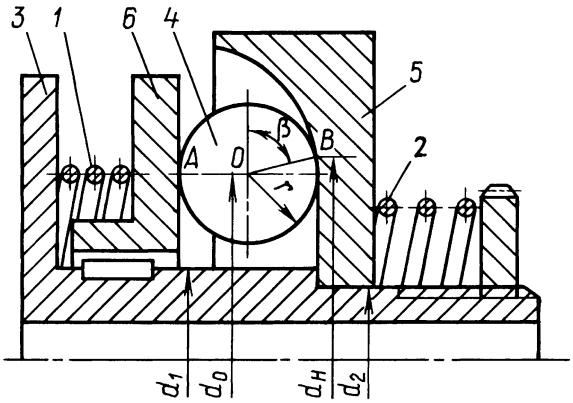


Рис. 1. Регулирующее устройство механической пусковой муфты с обычным упором

Возникающий в муфте момент T_f можно рассчитать следующим образом. На шары *4* действует сила упругости пружины *1*. Пружина *2* прижимает диск *5* к упору на ведомой полумуфте *3*. Вращению шаров под действием гироскопического момента $T_г$ препятствует момент трения, вызванный осевой нагрузкой на подшипник. Для того чтобы в местах контакта не возникало скольжение, должно выполняться условие $T_f > T_г$, при этом [2] $T_f \approx \mu \frac{F_a}{z} d_ш$ (где μ — коэффициент трения скольжения; F_a — осевая сила; z — число шаров; $d_ш$ — диаметр шара).

При небольших скоростях вращения коэффициент $\mu = 0{,}07 \div 0{,}08$ [2], при высоких скоростях он может снижаться до 0,02 вследствие сохранения масляной пленки на контактных поверхностях. В данном случае рабочие поверхности фрикционных дисков работают без смазочного материала, поэтому можно принять $\mu = 0{,}07 \div 0{,}08$.

Мощностью, затрачиваемой на преодоление трения верчения, можно пренебречь ввиду очень малой ее величины. Мощность, затрачиваемая на преодоление трения качения шаров, находится по формуле

$$N_к = kF_{a1}\omega_y + kF_{a1}\omega_ш \cos(90 - \gamma - \beta)/\sin\beta,$$

где k — коэффициент трения качения; F_{a1} — осевая сила со стороны пружины *1*; ω_y — угловая скорость шара относительно вертикальной оси; $\omega_ш$ — полная угловая скорость шара [3]; γ — угол между направлениями $\omega_ш$ и ω_y.

Выразим осевую силу F_{a1} через жесткость пружины *1*: $F_{a1} = c_1 h + F_{min}$, где F_{min} — наименьшая сила сжатия пружины *1* при крайнем правом положении диска *6*; c_1 — жесткость пружины *1*; h — перемещение конца пружины.

Тогда момент трения, отнесенный к валу, будет:

$$T_f' = \frac{N_к}{\omega_1} = \left\{ kF_{a1}\left[\omega_y + \frac{\omega_ш \sin(\gamma + \beta)}{\sin\beta}\right]\right\}, \qquad (1)$$

где ω_1 — угловая скорость электродвигателя вместе с ведущей полумуфтой.

В формуле (1) не учтено взаимодействие шаров с сепаратором из-за разных диаметров шаров. Тела качения из-за неодинаковых допусков на размеры вращаются вокруг оси вала с разной скоростью, оказывая на сепаратор большие силовые воздействия, что является причиной изнашивания. При переносном движении вокруг муфты шары воздействуют на сепаратор. При этом сила, действующая на шар со стороны сепаратора, определяется из уравнения: $[F_{пер}]^τ = m_ш \varepsilon_1 r_0 = P_с$, где $m_ш$ — масса шара; ε_1 — ускорение ротора двигателя; r_0 — радиус расположения шаров (рис. 2).

Сила трения в местах контакта шаров с сепаратором: $F_с = fP_с$. Мощность, затрачиваемая на трение всех шаров о сепаратор, вызванная разницей диаметров шаров, будет: $N_с = T\omega_ш z = fm_ш \varepsilon_1 r_0 r \omega_ш z$, где r — радиус шара.

Момент, приведенный к валу муфты: $T_с = N_с/\omega_1 = fm_ш \varepsilon_1 r_0 r \omega_ш z/\omega_1$.

Кроме того, имеют место потери в упорном шарикоподшипнике [4], так как при вращении преодолевается момент, возникающий вследствие трения диска *5* о ведомую полумуфту *3*:

$$T_5' = F_{a2}\left(k\frac{D_0}{d_n} + \frac{3}{32}\mu L_3\right), \qquad (2)$$

где F_{a2} — сила сжатия пружины *2* (в крайнем левом положении); D_0 — средний диаметр расположения шариков в упорном шарикоподшипнике; d_n — диаметр шарика упорного шарикоподшипника; $L_3 = k_3\sqrt[3]{F_{a2}/z_1}$ — длина контура контактной площади; k_3 — коэффициент трения; z_1 — число шариков.

Момент трения диска *5* о полумуфту *3*:

$$T_5'' = fF_{a2}\frac{r_1 + r_2}{2} + fG_5 r_2, \qquad (3)$$

где G_5 — вес диска *5*; r_1, r_2 — радиусы посадочных мест сепаратора и диска *5*.

Кроме того, возникает сопротивление осевому перемещению диска 6. При перемещении диска *6* преодолеваются силы трения в шпонке и в местах контакта опорной поверхности диска *6* и ведомой полумуфты *3*.

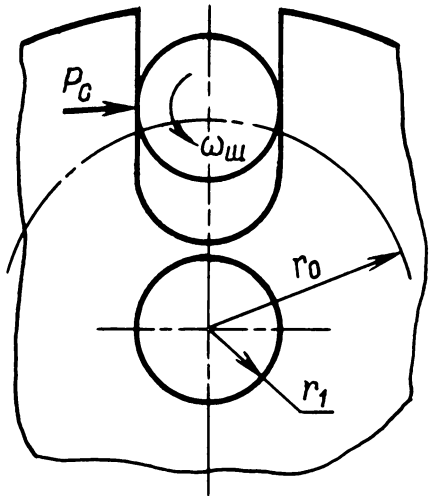


Рис. 2. Схема взаимодействия шара и сепаратора

Пренебрегая трением верчения, найдем момент силы трения, возникающей вследствие взаимодействия шаров *4* и диска *6*: $T = \frac{1}{\omega_1} kF_{a1}\omega_y$.

Сила трения на шпонке, преодолеваемая при перемещении диска *6*: $F_{шп} = fT/r_{шп}$ ($r_{шп}$ — радиус расположения шпонки).

Приведем силу $F_{шп}$ к оси вала муфты: $T_{шп} = F_{шп}v_6/\omega_1$, где $v_6 = dh/dt = \dot{h}$ — скорость перемещения диска *6* в осевом направлении.

Тогда $T_{шп} = \frac{F_{шп}}{\omega_1}\dot{h} = \frac{f\dot{h}}{r_{шп}\omega_1}\left\{kF_{a1}\frac{\omega_y}{\omega_1}\right\}$.

Момент сопротивления, возникающий вследствие трения диска *6* об опорную поверхность радиуса r_1 в осевом направлении, $T'_д = fG_6r_1$ (G_6 — вес диска *6*), тогда сила трения $F'_д = f\frac{T'_д}{r_1} = f_2G_6$, а приведенный к валу момент $T'_д = \frac{F'_д}{\omega_1}\dot{h} = \frac{f^2G_6}{\omega_1}\dot{h}$.

Приведенный к оси муфты момент, возникающий при осевом перемещении диска *6*,

$$T_6 = \frac{f\dot{h}}{r_{шп}\omega_1}\left\{k(c_1h + F_{min})\frac{\omega_y}{\omega_1}\right\} + \frac{f^2G_6}{\omega_1}\dot{h}.$$

Суммарный момент сопротивления на этапе разгона муфты от сил трения:

$$T_f = T'_f + T_c + T'_5 + T''_5 + T_6$$

или

$$T_f = \frac{1}{\omega_1}\left\{kF_{a1}\left[\omega_y + \frac{\omega_ш\sin(\gamma+\beta)}{\sin\beta}\right]\right\} + \frac{fm_ш\varepsilon_1r_0r\omega_ш z}{\omega_1} + F_{a2}\left(k\frac{D_0}{d_n} + \frac{3}{32}\mu L_3\right) + fF_{a2}\frac{r_1+r_2}{2} + fG_5r_2 + \frac{f\dot{h}}{r_{шп}\omega_1}\left(kF_{a1}\frac{\omega_y}{\omega_1}\right) + \frac{f^2G_6}{\omega_1}\dot{h}. \quad (4)$$

Анализ показал, что большая доля потерь на трение приходится на торец диска *5* и уступ полумуфты *3*, поэтому между диском *5* и полумуфтой *3* на уступе необходимо установить радиально-упорный подшипник. Однако по условиям работы можно использовать лишь радиальный подшипник, воспринимающий в основном осевую силу F_{a2} (рис. 3). В этом случае уравнения (2) и (3) примут вид [5]: $T_5 = 0{,}5cd^2 + 0{,}5f'P_cd$, где $c = 0{,}05 \div 0{,}075$ — коэффициент; d — диаметр вала; f' — условный коэффициент трения, приведенный к посадочному диаметру внутреннего кольца.

При установке радиальных подшипников с цилиндрическими роликами $f' = 0{,}001$, а с шариками — $f' = 0{,}0015$. Приведенная нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников рассчитывается по формуле [6] $P = (XVF_r + YF_{a1})k_\sigma k_T$. Для данного случая

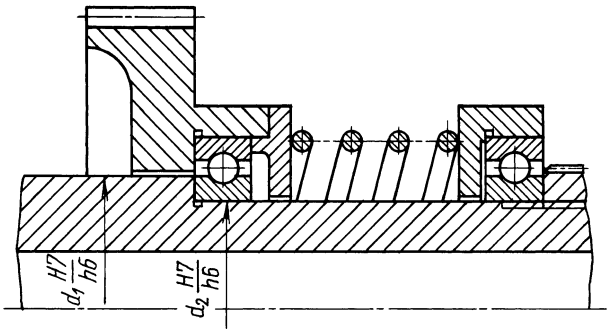


Рис. 3. Регулирующее устройство механической пусковой муфты с радиальным подшипником качения

последняя формула приобретает вид: $P = (XVG_5 + YF_{a2})k_\sigma k_T$, где X и Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок соответственно; V — коэффициент вращения; k_σ — коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки на подшипник [7]; k_T — температурный коэффициент, учитывающий влияние температуры на долговечность подшипника.

Тогда $T_5 = 0{,}5cd^2 + 0{,}5f'd(XVG_5 + YF_{a2})k_\sigma k_T$.

Если оба подшипника будут одинаковыми, что целесообразно, то имеем:

$$T_f = \frac{1}{\omega_1}\left\{kF_{a1}\left[\omega_y + \frac{\omega_ш\sin(\gamma+\beta)}{\sin\beta}\right]\right\} + \frac{fm_ш\varepsilon_1r_0r\omega_ш z}{\omega_1} + cd^2 + 0{,}5f'd(XVG_5 + 2YF_{a2})k_\sigma k_T + \frac{f\dot{h}}{r_{шп}\omega_1}\left\{kF_{a1}\frac{\omega_y}{\omega_1}\right\} + \frac{f^2G_6}{\omega_1}\dot{h}.$$

На рис. 4 представлено регулирующее устройство механической пусковой муфты с упорным шарикоподшипником.

В этом случае момент сопротивления имеет вид:

$$T_f = \frac{1}{\omega_1}\left\{kF_{a1}\left[\omega_y + \frac{\omega_ш\sin(\gamma+\beta)}{\sin\beta}\right]\right\} + F_{a2}\left(k\frac{D_0}{d_n} + \frac{3}{32}\mu k_3\sqrt[3]{\frac{F_{a2}}{z_1}}\right) + \frac{fm_ш\varepsilon_1r_0r\omega_ш z}{\omega_1} + fG_5r'_2 + \frac{f\dot{h}}{r_{шп}\omega_1}\left\{kF_{a1}\frac{\omega_y}{\omega_1}\right\} + \frac{f^2G_6}{\omega_1}\dot{h}.$$

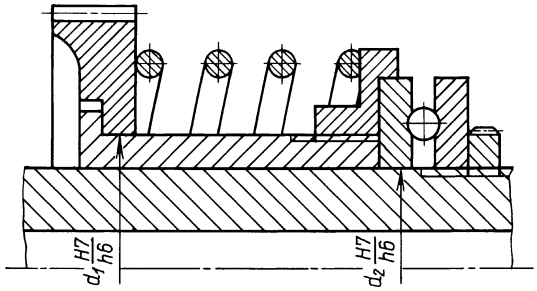


Рис. 4. Регулирующее устройство механической пусковой муфты с упорным подшипником

Данная формула почти совпадает с формулой (4) за исключением члена $fF_{a2}\frac{r_1+r_2}{2}$, где r_2 — радиус посадочной поверхности упорного подшипника.

Потери на трение в упорном шарикоподшипнике можно вычислить по следующей формуле [5] $T_f^{\text{у}} = 0{,}5f_A F_{a2} d_2'$, где f_A — приведенный коэффициент трения (в среднем $f_A = 0{,}003$); d_2' — внутренний диаметр упорного подшипника; F_{a2} — осевая сила (сила сжатия пружины *2* в крайнем левом положении).

Шары *4* вместе с дисками *5* и *6* (см. рис. 1) и сепаратором представляют собой упорный подшипник, поэтому приближенно $T_f' = f_A' F_{a1} r_0$, где $f_A = f_A' = 0{,}003$.

Если диск *5* посадить на радиальные шариковые подшипники (см. рис. 3), то имеем: $T_f^P = 0{,}5f_R d(XVG_5 + YF_{a2})k_\sigma k_T$, где $f_R = 0{,}0015$ — приведенный коэффициент трения, отнесенный к поверхности вала диаметром d.

Для правого радиального подшипника $G_5 = 0$. Если диск *5* и полумуфта *3* соединены между собой подшипником скольжения, то для определения момента трения следует использовать выражение (3), где имеется коэффициент f трения скольжения, который не является постоянной величиной. Кроме того, его значение зависит от многих факторов [8, 9]: температуры, свойства материала, давления, вида обработки поверхностей, степени их загрязнения, точности прилегания, размеров. При выполнении уточненных расчетов все это следует учитывать. Наибольшее влияние на изменение коэффициента трения оказывает относительная скорость $v_{\text{ск}}$ скольжения [9]:

$$f = a + \frac{f_0 - a}{1 + bv_{\text{ск}}},$$

где f_0 — коэффициент трения покоя; a, b — коэффициенты, определяемые опытным путем.

Все остальные факторы можно не учитывать.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **А. с. № 418645 СССР.** Центробежная пусковая муфта.
2. **Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В.** Подшипники качения. Л.: Машгиз, 1959. 608 с.
3. **Корнеев Ю. С., Корнеева Е. Н., Кобцев Б. Г.** Кинематический расчет фрикционной муфты с центробежным механизмом включения / Известия ОрелГТУ. Естественные науки. Орел: ОрелГТУ, 2003. № 1—2. С. 39—42.
4. **Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я.** Подшипники качения. М.: Машиностроение, 1967. 564 с.
5. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. 656 с.
6. **Расчет** и выбор подшипников качения / Н. А. Спицын, Б. А. Яхин, В. Н. Перегудов, И. М. Забулунов. М.: Машиностроение, 1976. 56 с.
7. **Тарабасов Н. Д., Учаев П. Н.** Проектирование деталей и узлов машиностроительных конструкций. М.: Машиностроение, 1983. 240 с.
8. **Артоболевский И. И.** Теория механизмов. М.: Наука, 1967. 720 с.
9. **Комаров М. С.** Динамика механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1969. 296 с.

УДК 62-144

Ю. Ф. ГОРТЫШОВ, д-р техн. наук, В. М. ГУРЕЕВ, А. М. ДРУЖИНИН, кандидаты технических наук (КГТУ им. А. Н. Туполева, г. Казань),
М. А. ЗАКОНОВ, канд. техн. наук (ООО "Энергопрогресс", г. Казань)

Влияние газодинамических процессов на КПД и ресурс двигателя

К современной технике, вырабатывающей или потребляющей энергию, предъявляются все более жесткие требования по технико-экономическим и экологическим показателям. В настоящее время в НИИ "Энергоэффективных технологий" КГТУ им. А. Н. Туполева исследуется проблема низкой эффективности ДВС и ведется поиск ее решения.

При работе ДВС имеют место следующие потери: механические, газодинамические и теплофизические. Принято считать, что основными являются механические потери. Проведенные исследования были направлены на определение влияния других факторов на технико-экономические и экологические показатели работы ДВС.

Конструкции двигателей постоянно усложняются, применяются новые материалы, повышаются требования к топливам и моторным маслам, форсируются рабочие процессы, оптимизируются режимы, тем не менее, основной показатель эффективности работы — КПД двигателя остается на очень низком уровне. Так, для двигателя КАМАЗ он составляет 0,42. К тому же в процессе эксплуатации КПД двигателя уменьшается, достигая таких значений, при которых использовать его уже нерационально.

Анализ газодинамических процессов, протекающих в рабочей камере двигателя, примыкающей к поршню, в районе его уплотнения с цилиндром, свидетельствует о том, что ключом к решению проблемы повышения эффективности работы ДВС может стать принципиальное изменение существующей схемы поршневого уплотнения.

Недостаток уплотнения между поршнем и цилиндром, приводящий к повышенному прорыву рабочих газов из камеры сгорания в картер двигателя, стараются компенсировать высокими скоростями перемещения поршня, т. е. повышением чистоты вращения вала. Конечно, можно повышать значения этого показателя, использовать и другие способы форсирования работы двигателей, не думая о расходах, ресурсах и прочих экономических показателях при

проектировании военной и спортивной техники, так как там свои приоритеты. Но при разработке двигателя как изделия массового потребления, а также мощных и сверхмощных дизелей такой подход нельзя признать целесообразным и перспективным.

Газодинамический анализ работы двигателя [1, 2] показал, что решение, применяемое разработчиками при проектировании уплотнений между поршнем и цилиндром поршневых машин вообще и ДВС, в частности, не является оптимальным. Доказано, что попытка снизить механические потери в двигателе путем уменьшения высоты компрессионных колец, игнорируя газодинамические и теплофизические процессы, отрицательно сказывается на работе деталей цилиндропоршневой группы и двигателя в целом. О том, какое влияние оказывает газодинамика на работу поршневых колец, можно судить по известному факту: в карбюраторном двигателе с тремя поршневыми кольцами на первое кольцо приходится 60 %, на второе 30 %, на третье 10 % энергии, затрачиваемой на трение колец. Известно также, что в момент вспышки при положении поршня в ВМТ давление в канавке первого кольца близко к давлению p_z в цилиндре, а в канавке второго кольца составляет 50 % от этого значения. Следовательно, чем больше прорыв рабочих газов в поршневую канавку, тем больше механические потери на трение.

Кроме того, исследования, проведенные учеными ЦНИДИ, показали, что прорыв газов из камеры сгорания в картер двигателя является одной из главных причин старения масла: при этом происходит загрязнение масла нерастворимыми продуктами, увеличение расхода щелочной присадки, накопление веществ, образующих отложения на деталях. К тому же ресурс масла в процессе эксплуатации напрямую связан с ресурсом двигателя.

Масло, встречаясь с высокотемпературными (более 3000 °С) рабочими газами еще в поршневой канавке, буквально горит, интенсивно окисляясь и превращаясь в нагар на внутренних поверхностях поршневой канавки. Оно коксуется под воздействием высоких температур и больших динамических нагрузок. Для отечественной техники (особенно для муниципального транспорта, использующего в основном минеральные моторные масла) это стало одним из основных факторов, определяющих ресурс двигателя.

Эксплуатация современного двигателя в последнее время подорожала, так как теперь необходимо применять более стойкие к высоким температурам и соответственно более дорогие моторные масла, которые разработчики двигателей рекомендуют менять как можно чаще (через каждые 10 000 ÷ 15 000 км пробега автомобиля).

Частая замена масла приводит к серьезным экономическим потерям. Это связано не только с процедурой замены масла, фильтров и пр., но в большей степени с простоем транспорта, привлечением большого числа обслуживающего персонала. Кроме того, необходимо учитывать и экологические последствия этой операции в масштабах всей страны, так как не всегда и не везде правильно организованы утилизация и переработка отработавшего моторного масла.

Проанализируем работу поршневого уплотнения, рассматривая все процессы, происходящие в верхней части поршня.

Как уже было отмечено, при разработке конструкции поршневого уплотнения необходимо учитывать газодинамические силы, действующие на компрессионные кольца. В поршневую канавку рабочие газы попадают через гарантированный зазор между верхним торцом компрессионного кольца и верхней полкой поршневой канавки и через зазор в замке кольца. Установлено, что до 70 % всех утечек происходит через замки поршневых колец [3], следовательно, этот недостаток необходимо устранить в первую очередь.

Самое простое решение — установить в поршневой канавке не одно, а два и более компрессионных колец (рис. 1), используя формулу определения высоты компрессионного кольца [2]. При этом необходимо соблюдать следующее правило: при установке колец в поршневую канавку разрезы замков надо располагать под углом 180° относительно

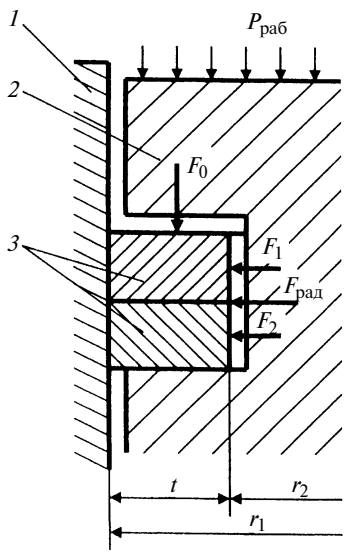


Рис. 1. Схема воздействия рабочих газов на компрессионные кольца:
1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* — компрессионные кольца

друг друга, причем замки должны находиться в плоскости поршневого пальца. Во-первых, такое расположение колец исключает прямой прорыв рабочих газов из камеры сгорания в картер двигателя через зазоры в замках колец, а во-вторых, уменьшает износ компрессионных колец, который обычно больше всего приходится на зону, где располагается замок кольца.

При установке в одну поршневую канавку двух компрессионных колец высотой 3 мм их толщина должна составлять 5,7 мм, а для поршней диаметром 120 мм поршневые кольца выпускают толщиной 5 мм. Поэтому для двигателя КАМАЗ можно установить в поршневую канавку (предварительно расточив ее) два стандартных компрессионных кольца, расточенные по внутреннему диаметру до толщины 4 мм, и упругое разрезное кольцо толщиной 1,7 мм и высотой, равной высоте двух компрессионных колец (рис. 2). Дополнительное разрезное кольцо [4] не только компенсирует недостающую толщину колец, но и будет уплотнительным кольцом-экспандером.

В процессе эксплуатации при изнашивании обычных компрессионных колец их упругость существенно снижается и соответственно уменьшается радиальная сила, прижимающая кольца к стенке цилиндра, появляются зазоры между рабочей по-

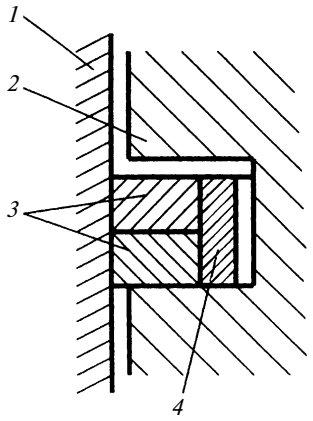


Рис. 2. Блочное поршневое уплотнение: *1* — цилиндр; *2* — поршень; *3* — компрессионные кольца; *4* — уплотнительное кольцо-экспандер

верхностью кольца и стенкой цилиндра, т. е. повышаются утечки рабочих газов. Упругие свойства кольца-экспандера мало зависят от износа компрессионных колец, поэтому в процессе эксплуатации двигателя оно обеспечивает более стабильные усилия компрессионных колец при прижатии их к стенке цилиндра.

Кольцо-экспандер также является уплотнительным элементом, так как перекрывает зазор в замке нижнего компрессионного кольца, через который происходит прорыв рабочих газов из поршневой канавки в картер двигателя.

Так как применение кольца-экспандера снимает одно из основных требований, предъявляемых к компрессионным кольцам, — быть упругими, то это дает возможность использовать компрессионные кольца из других материалов. Это могут быть даже неметаллы, например различные термопласты, насыщенные частицами металла для повышения износостойкости и теплопроводности, отличающиеся наименьшими потерями на трение. Даже если таких материалов еще не существует, то, как показывают достижения в области авиационных и космических материалов, получение новых материалов с заданными свойствами вполне возможно. Определенная эластичность этих материалов должна обеспечивать возможность изготовления их без замкового разреза, что очень важно для компрессионных колец.

Замена изношенных компрессионных колец выполняется при капитальном ремонте двигателя. Поэтому вполне возможно использовать предложенную схему в процессе его ремонта. Для этого необходимо доработать верхние канавки поршня и расточить стандартные компрессионные кольца. Дополнительно надо изготовить упругое разрезное уплотнительное кольцо-экспандер из стали 45 (28...32 *HRC*).

Отметим, что в предложенной конструкции остается еще гарантированный зазор между верхним торцом верхнего компрессионного кольца и верхней полкой поршневой канавки, который гарантирует присутствие в поршневой канавке почти полного рабочего давления. Данный зазор оказывает существенное влияние на закоксованность поршневой канавки и поверхности компрессионного кольца по внутреннему диаметру.

Несмотря на то, что осевая сила F_0 (см. рис. 1) сбалансирована с радиальной силой $F_0 = fF_{рад}$, которая равна сумме сил, действующих на разжим каждого компрессионного кольца ($F_{рад} = F_1 + F_2$), тем не менее, эти силы остаются очень большими. Поэтому остается определенное давление компрессионных колец на стенку цилиндра и на нижнюю полку поршневой канавки, которое обусловливает механические потери и износ деталей цилиндропоршневой группы.

Анализ компрессионных колец, отслуживших свой срок, показал, что кроме износа рабочей поверхности этих колец, на который обычно обращают внимание, имеет место износ нижних торцов. Особенно это характерно для компрессионных колец с большой разницей высоты и толщины кольца.

Анализ компрессионных колец двигателя ЗМЗ (Заволжский моторный завод) высотой 2 мм и толщиной 4 мм показал, что имеется износ нижнего торца в 0,5 мм и более. Так как зазор между верхним торцом компрессионного кольца и верхней полкой поршневой канавки должен составлять 0,06 ÷ 0,08 мм, то очевидно его значение. Имеют место дополнительные газодинамические и теплофизические потери, падение компрессии и мощности двигателя, повышенный расход топлива, а главное, возникает необходимость в более частой замене моторного масла, которое активнее окисляется и теряет свои свойства под действием высокотемпературных рабочих газов.

Повышенное изнашивание нижнего торца компрессионного кольца двигателя можно было бы объяснить его притиранием с нижней полкой поршневой канавки. Во-первых, кольцо прижато к нижней полке поршневой канавки избыточным давлением на рабочих тактах "сжатие" и "рабочий ход", т. е. присутствуют силы резания. Причем, на контактных поверхностях находится масло, в котором в процессе эксплуатации двигателя накапливается достаточное количество микрочастиц нагара, кокса, металла (частицы изнашивания колец и цилиндра) и т. п. Они шаржируются в более мягкий металл поршня. Во-вторых, кольцо хоть и потеряло упругость, но сжимается и разжимается при ходе поршня в верхнее и нижнее положения. Идет притирание нижнего торца кольца и нижней полки поршневой канавки, так как гильза цилиндра имеет разные размеры из-за тепловых деформаций: вверху внутренний диаметр горячей части гильзы больше, чем диаметр ее нижней более холодной части.

В начале движения поршня на такте "сжатие", когда в цилиндре отсутствует давление, компрессионные кольца под действием упругих сил сами устанавливаются по гильзе цилиндра, а появившееся избыточное давление фиксирует это положение. При дальнейшем движении поршня между потерявшим упругость компрессионным кольцом и стенкой цилиндра образуется зазор, который достигает максимального значения в ВМТ в самый неподходящий момент, когда уплотнение должно быть максимально эффективным. Часть этого зазора, находящегося в зонах, сориентированных в плоскости качания поршня, выбирается выступающей частью компрессионного кольца вследствие качания. В этих местах имеются выраженные износы цилиндра, компрессионных колец и поршня, причем с одной стороны износ больше, чем с другой, т. е. идет обработка гильзы цилиндра острой кромкой компрессионного

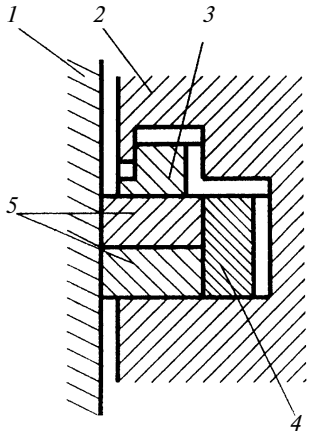


Рис. 3. Расположение закладного и уплотнительного колец:
1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* — закладное ступенчатое кольцо; *4* — уплотнительное кольцо-экспандер; *5* — компрессионные кольца

кольца. Подобный процесс в технологии механической обработки называется шабрением.

Это дает основание полагать, что хромирование рабочей поверхности компрессионного кольца, которое должно быть слабым звеном (менее дорогостоящее в изготовлении и ремонте, чем цилиндр), только усугубляет этот процесс. Кроме того, при изнашивании хромированной поверхности частички хрома попадают в смазочное масло. Получается суспензия, которая увеличивает износ поверхностей контактных пар.

Ликвидировать зазор между верхним торцом компрессионного кольца и верхней полкой поршневой канавки можно различными конструктивными решениями, например, использовать простое упругое разрезное ступенчатое кольцо [5], которое можно изготовить из стандартного компрессионного кольца, выполнив в поршневой канавке соответствующую выточку (рис. 3). Под действием упругих сил кольцо прижимается ступенькой к буртику на поршне, перекрывая прорыв рабочих газов через зазор между верхним торцом кольца и верхней полкой поршневой канавки. Незначительная утечка рабочих газов через ограниченный зазор в замке ступенчатого кольца создает дополнительное давление на экспандер, в результате чего компрессионные кольца прижимаются к стенке цилиндра.

Разработанная конструкция исключает прорыв рабочих газов из цилиндра в картер двигателя, существенно снижая газодинамические и теплофизические потери. Предложенная конструкция, повышая эффективность уплотнения, гарантирует увеличение КПД и ресурса двигателя. Кроме того, моторное масло, находящееся в придонной полости поршневой канавки, защищено от воздействия высоких температур рабочих газов, что уменьшает нагарообразование на поверхностях поршневой канавки и внутреннем диаметре кольца и, следовательно, увеличивает ресурс масла.

Дальнейшее совершенствование уплотнения между поршнем и цилиндром направлено на упрощение конструкции, повышение ее надежности и эффективности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Дружинин А. М.** Как сделать двигатели лучше // Вестник машиностроения. 2004. № 8. С. 87—89.

2. **Дружинин А. М.** Определение высоты "нормальных" компрессионных колец // Вестник машиностроения. 2007. № 2. С. 17—19.

3. **Трение** и теплопередача в поршневых кольцах двигателя внутреннего сгорания / Под ред. Р. М. Петриченко. Л.: Изд-во ЛГТУ, 1990.

4. **Пат. 2282739 C1 РФ.** Поршневое уплотнение для двигателя внутреннего сгорания.

5. **Пат. 2243396 C2 РФ.** Поршневое уплотнение для двигателя внутреннего сгорания.

УДК [621.43.004.15].003.12

И. К. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, О. Л. БЕЛКОВ, канд. техн. наук, В. А. РАКОВ (ВоГТУ, г. Вологда)

Оценка энергетической эффективности ДВС в условиях неустановившегося режима работы

В качестве энергетических установок на современных машинных агрегатах используют электрические машины переменного и постоянного тока и тепловые двигатели. В настоящее время среди последних ведущее место занимает двигатель внутреннего сгорания (ДВС). Как известно, измерение энергопотребления электрическими машинами не представляет технической сложности, в то время как энергетический анализ ДВС всегда сопряжен с определенными трудностями. В первую очередь это связано с необходимостью индицирования ДВС и измерения крутящего момента на его валу.

В связи с этим кафедрой "Автомобили и автомобильное хозяйство" Вологодского политехнического института (в настоящее время ВоГТУ) был запатентован способ энергетической оценки ДВС в условиях эксплуатации [1], в основу которого легли:

практическое постоянство механических потерь в ДВС при заданной частоте n вращения;

четкая функциональная зависимость индикаторной мощности от расхода топлива.

Известно [2, 3], что механический КПД ДВС представляется отношением

$$\eta_м = N_e/N_i, \quad (1)$$

где N_e и N_i — эффективная и индикаторная мощности двигателя, кВт.

Удельные механические потери $P_м$ в ДВС определяют [2, 3] по выражению

$$P_м = A + Bc_m, \quad (2)$$

где A и B — коэффициенты, зависящие от типа двигателя; c_m — средняя скорость поршня, м/с.

Мощность $N_м$ механических потерь в двигателе может быть вычислена по формуле

$$N_м = P_м U_h in/(30\tau), \quad (3)$$

где U_h — рабочий объем цилиндров, л; i — число цилиндров; τ — тактность.

Следовательно, с учетом выражения (2) мощность механических потерь в двигателе может быть представлена в виде функции от частоты n вращения двигателя:

$$N_м = A_1 n + B_1 n^2, \quad (4)$$

где A_1 и B_1 — константы, учитывающие конструктивные особенности двигателя.

Тогда на основании равенств (1) и (4) для заданной частоты вращения (n = const) получаем:

$$\eta_м = (N_i - N_м)/N_i. \quad (5)$$

Таким образом, при условии соблюдения постоянной частоты вращения $N_м$ = const, в то время как индикаторная мощность N_i будет зависеть от характера изменения эффективного момента в функции от времени: $M_e = f(t)$.

Чтобы учесть этот фактор, необходимо проводить интегральную оценку КПД двигателя по времени его работы (испытания). Тогда с учетом зависимости (5) можно записать:

$$\eta_{эд} = (N_i T - N_м T)/(\bar{N}_i T), \quad (6)$$

где T — время, с, в течение которого проводился контроль работы двигателя (время следует выбирать из расчета неоднократного повторения цикла изменения нагрузочного режима); $\bar{N}_i$ — средняя индикаторная мощность, кВт, двигателя за время T.

В отличие от механического КПД, представленного выражениями (1) и (5), показатель $\eta_{эд}$ был определен нами ранее как *энергетический КПД двигателя внутреннего сгорания* [1, 4].

В случае постоянства эффективного момента M_e имеем $\bar{N}_i = N_i$, т. е. при данном условии механический и энергетический КПД совпадают $\eta_{эд} = \eta_м$. Если M_e = var, то $\eta_{эд} \neq \eta_м$. Таким образом, получив значения $\eta_{эд}$ двигателя при разных функциональных зависимостях $M_e = f(t)$ и сопоставив эти значения с $\eta_м$, определенным по формуле (5) для заданной частоты вращения n и принимаемым в качестве эталона, можем судить об экономичности работы двигателя при различном характере внешней нагрузки.

В целях упрощения методики обработки экспериментальных данных представим формулу (6) в другом виде, для чего используем зависимости:

$$W_i = \bar{N}_i T = \int_0^T N_i(t)dt; \quad (7)$$

$$W_м = N_м T, \quad (8)$$

где W_i — энергия, кДж, полученная в цилиндрах двигателя за время T; $N_i(t)$ — значение индикаторной мощности, кВт, двигателя для соответствующего значения $M_e(t)$; $W_м$ — энергия, кДж, механических потерь в двигателе за время T. На основании формул (6), (7) и (8) получим:

$$\eta_{эд} = \frac{W_i - W_м}{W_i} = \frac{\int_0^T N_i(t)\mathrm{d}t - N_м T}{\int_0^T N_i(t)\mathrm{d}t}. \quad (9)$$

Для определения КПД двигателя на основании зависимости (1) необходимо измерить эффективный момент, что при выполнении исследований в эксплуатационных условиях всегда представляет техническую сложность. При проведении же анализа топливной экономичности на основании энергетического КПД ($\eta_{эд}$) эта техническая сложность легко преодолевается, так как отпадает необходимость в непосредственном определении величины эффективного момента. Дело в том, что развиваемая двигателем мощность (или вырабатываемая им энергия) пропорциональна расходу топлива (рис. 1):

$$N_i = 10^{-3} H_U G_т \eta_i, \text{ кВт}, \quad (10)$$

где H_U — удельная теплота сгорания топлива, Дж/кг; $G_т$ — секундный расход топлива, кг/с; η_i — индикаторный КПД двигателя.

Таким образом, очевидно, что расход топлива, так же как и вырабатываемая двигателем энергия, является интегральным показателем во времени, учитывающим особенности работы двигателя на различных нагрузочных режимах:

$$W_i = \bar{N}_i T = f(Q), \quad (11)$$

где $Q = G_т T$ — расход, кг, топлива за время T (здесь $G_т$ — средний секундный расход топлива, кг/с).

На основании уравнений (9)—(11) энергетический КПД двигателя может быть представлен зависимостью

$$\eta_{эд} = (Q_i - Q_м)/Q_i, \quad (12)$$

где Q_i — расход, кг, топлива за время T испытания двигателя при изменяющейся величине эффективного момента (M_e = var) и переменной частоте вращения дви-

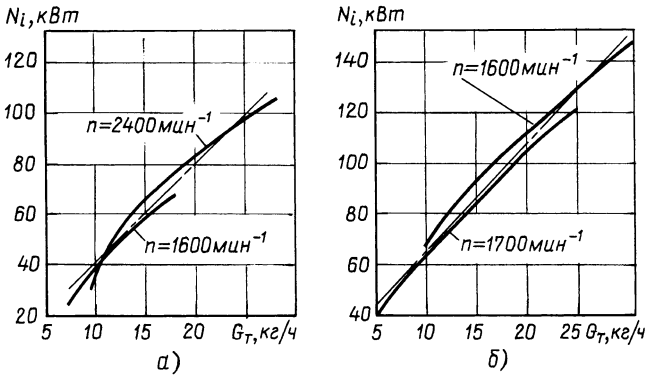


Рис. 1. Зависимости индикаторной мощности N_i двигателей ЗИЛ-130 (*а*) и ЯМЗ-236 (*б*) от расхода $G_т$ топлива

гателя, среднее значение которой за время T равно n; $Q_м$ — расход, кг, топлива за время T при работе двигателя на холостом ходу с постоянной частотой вращения, равной $n_{ср}$.

Полезное количество топлива, затраченное ДВС за время T, определяется числителем формулы (12): $Q_{пол} = Q_i - Q_м$, откуда полезная энергия, выработанная ДВС за время T, $W_{пол} = (Q_i - Q_м)H_U$, Дж.

Тогда среднее значение полезной мощности ДВС за время испытаний можно определить по формуле

$$N_{пол} = (Q_i - Q_м)H_U/T, \text{ кВт}. \quad (13)$$

В дальнейшем для упрощения величину $N_{пол}$ будем называть *потребной мощностью ДВС*.

Ниже приведены результаты конкретных испытаний двигателя на автомобиле марки ВАЗ-2111 и их обработка в соответствии с представленной методикой энергетической оценки ДВС.

Потребная мощность двигателя зависит от условий движения автомобиля. При движении за городом по автостраде потребная мощность относительно постоянна и определяется выбранной скоростью движения автомобиля. При движении же в условиях города эффективность ДВС резко падает. Это связано с тем, что скорость в условиях города ограничена (примерно 40 ÷ 60 км/ч). При торможении, остановке (например, на перекрестке), а также при прогреве потребная мощность ДВС равна 0. Однако и в этих режимах ДВС остается включенным, бесполезно поглощая энергию топлива. Все эти обстоятельства говорят о том, что в условиях города доля потребной мощности ДВС (в общих энергозатратах, оцениваемых расходом топлива за период испытания) значительно меньше, чем могла бы быть обеспечена двигателем. С помощью метода энергетической оценки ДВС нами была определена потребная мощность автомобиля ВАЗ-2111 с инжекторным двигателем рабочим объемом 1,5 л в условиях города. Всего было проведено шесть испытаний, в которых изменились стиль вождения автомобиля, длина маршрута, интенсивность движения. Данные о расходе топлива, длине пути, продолжительности поездки и частоте вращения двигателя фиксировались маршрутным бортовым компьютером GAMMA Intellect-112, установленным на автомобиле в качестве дополнительного оборудования. Частота вращения вала ДВС записывалась на всем протяжении поездки с одинаковыми интервалами времени.

Испытание 1. Интенсивность движения на маршруте — высокая. (Под высокой интенсивностью понимается движение с ожиданием на светофорах и других вынужденных остановках более 2 мин). Время суток — 8 часов утра. В автомобиле один пассажир. Стиль вождения — спокойный. Температура окружающего воздуха + 7 °С. Расстояние поездки L = 2,75 км, продолжительность T = 600 с.

За время T израсходовано топлива Q_i = 0,3 л при средней частоте вращения двигателя $n_{ср}$ = 1284 мин$^{-1}$ (рис. 2). Расход топлива при работе ДВС с частотой вращения, равной $n_{ср}$, за час составил $Q_{х.х}$ = 1,145 л/ч (рис. 3); за время T — $Q_м = Q_{х.х}T/3600 = 1{,}145 \cdot 600/3600 = 0{,}191$ л.

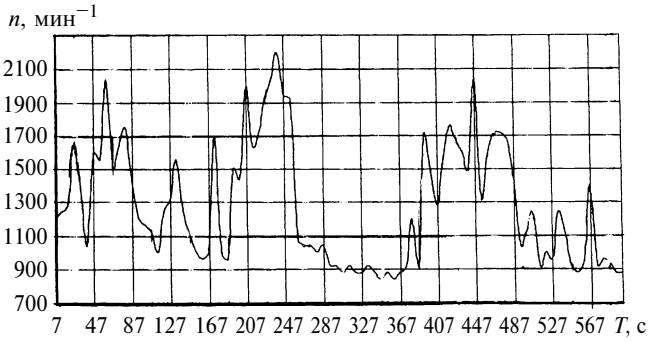


Рис. 2. Диаграмма изменения частоты вращения вала ДВС в испытании 1

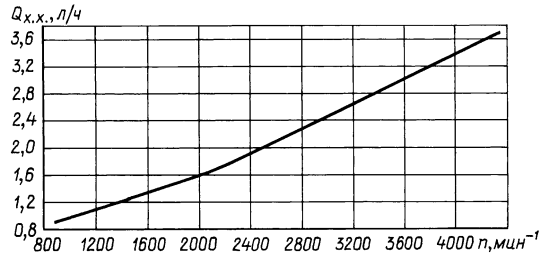


Рис. 3. Зависимость расхода $Q_{х.х}$ топлива ДВС без нагрузки от частоты вращения n

Подставляем исходные данные в формулу (13):

$$N_{пол} = \frac{(Q_i - Q_м)\rho H_U^б}{T} = \frac{(0{,}3 - 0{,}191)0{,}77 \cdot 43{,}500}{600} = 6{,}08 \text{ кВт},$$

где ρ = 0,77 кг/дм^3 — плотность бензина марки АИ-95; $H_U^б$ = 43 500 кДж/кг — удельная теплота его сгорания.

Испытание 2. Интенсивность движения на маршруте — средняя. Время суток — 12 часов дня. В автомобиле два пассажира. Стиль вождения — спокойный. Температура окружающего воздуха +9 °С; L = 7,1 км; T = 1080 с; Q_i = 0,85 л; $n_{ср}$ = 1307 мин$^{-1}$ (рис. 4, *а*); $Q_{х.х}$ = 1,15 л/ч (см. рис. 3).

Определяем:

$$Q_м = 1{,}15 \cdot 1080/3600 = 0{,}345 \text{ л};$$

$$N_{пол} = (0{,}85 - 0{,}345)0{,}77 \cdot 43500/1080 = 15{,}66 \text{ кВт}.$$

Испытание 3. Интенсивность движения на маршруте — средняя. Время суток — 18 часов. В автомобиле один пассажир. Стиль вождения — активный. Температура окружающего воздуха +9 °С; L = 3,6 км; T = 405 с; Q_i = 0,4 л; $n_{ср}$ = 1394 мин$^{-1}$ (рис. 4, *б*); $Q_{х.х}$ = 1,2 л/ч (см. рис. 3).

Определяем:

$$Q_м = 1{,}2 \cdot 405/3600 = 0{,}135 \text{ л};$$

$$N_{пол} = (0{,}4 - 0{,}135)0{,}77 \cdot 43500/405 = 21{,}9 \text{ кВт}.$$

Испытание 4. Интенсивность движения на маршруте — средняя. Время суток — 19 часов. В автомобиле

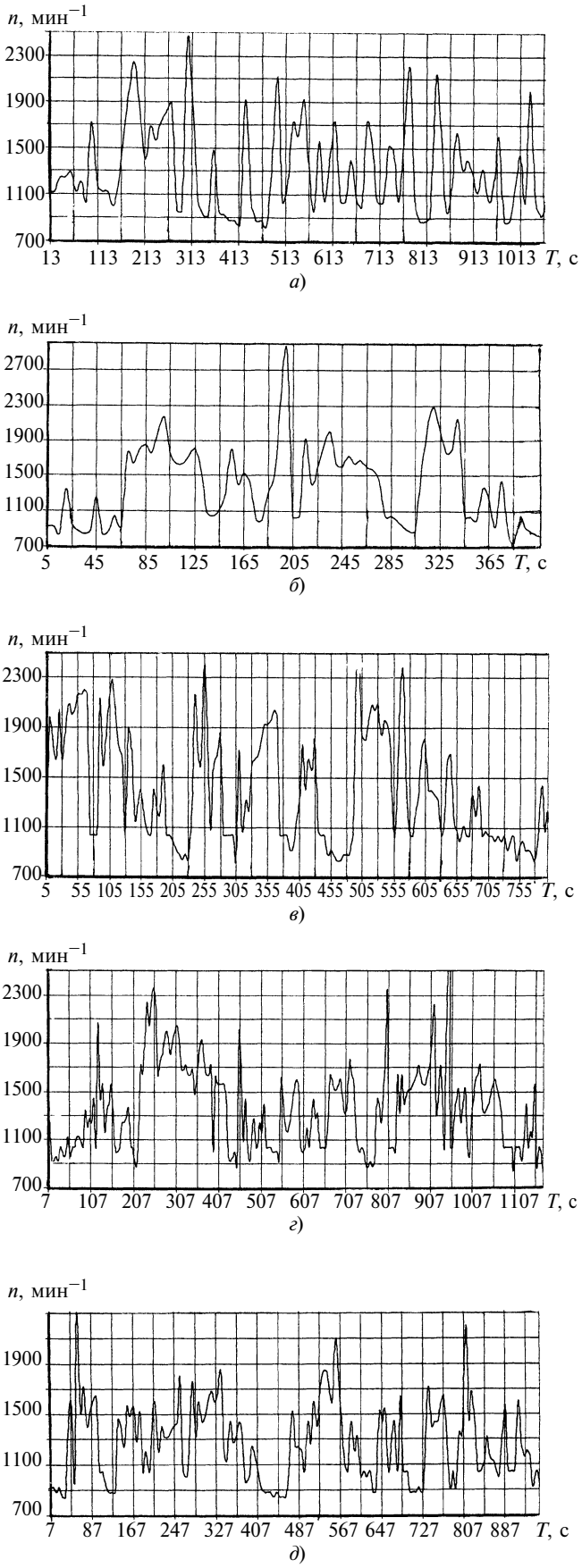


Рис. 4. Диаграммы изменения частоты вращения вала ДВС в испытаниях 2 (*а*), 3 (*б*), 4 (*в*), 5 (*г*), 6 (*д*)

один пассажир. Стиль вождения — активный. Температура окружающего воздуха +9 °С; L = 7,3 км; T = 805 с; Q_i = 0,9 л; $n_{ср}$ = 1404 мин$^{-1}$ (рис. 4, *в*); $Q_{х.х}$ = 1,205 л/ч (см. рис. 3).

Определяем:

$$Q_м = 1{,}205 \cdot 805/3600 = 0{,}269 \text{ л};$$

$$N_{пол} = (0{,}9 - 0{,}269)0{,}77 \cdot 43500/805 = 26{,}24 \text{ кВт}.$$

Испытание 5. Интенсивность движения на маршруте — средняя. Время суток —19 часов. В автомобиле один пассажир. Стиль вождения — активный. Температура окружающего воздуха +9 °С; L = 10,3 км; T = 1175 с; Q_i = 1,2 л; $n_{ср}$ = 1362 мин$^{-1}$ (рис. 4, *г*); $Q_{х.х}$ = 1,18 л/ч (см. рис. 3).

Определяем:

$$Q_м = 1{,}18 \cdot 1175/3600 = 0{,}385 \text{ л};$$

$$N_{пол} = (1{,}2 - 0{,}385)0{,}77 \cdot 43500/1175 = 23{,}23 \text{ кВт}.$$

Испытание 6. Интенсивность движения на маршруте — средняя. Время суток — 8 часов утра. В автомобиле один пассажир. Стиль вождения — экономный. Температура окружающего воздуха +7 °С; L = 7,9 км; T = 954 с; Q_i = 0,7 л; $n_{ср}$ = 1270 мин$^{-1}$ (рис. 4, *д*); $Q_{х.х}$ = 1,12 л/ч (см. рис. 3).

Определяем:

$$Q_м = 1{,}12 \cdot 954/3600 = 0{,}297 \text{ л};$$

$$N_{пол} = (0{,}7 - 0{,}297)0{,}77 \cdot 43500/954 = 14{,}15 \text{ кВт}.$$

Нужно отметить, что результирующая величина $N_{пол}$ может значительно изменяться, так как она практически пропорциональна расходу топлива за поездку. Например, если эффективно использовать накат при включенной передаче (торможение двигателем), расход топлива в городском цикле может снизиться на 15 ÷ 20 % по сравнению с поездками, когда накат вообще не используется (испытания 4 и 5).

Таким образом, в результате проведенных испытаний зафиксирована существенная зависимость между условиями движения автомобиля и энергетической эффективностью (энергетическим КПД) его ДВС. При движении автомобиля в различных условиях потребная мощность ДВС изменялась почти в 4 раза.

Авторы продолжают проведение экспериментальных исследований на основании изложенной методики с целью разработки технических требований по минимизации энергопотребления автомобилей с гибридными энергоустановками, о чем предполагается сообщить в дальнейших публикациях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пат. 2042860 РФ:** МПК 6G 01 M 15/00: Способ определения топливной экономичности двигателя внутреннего сгорания.
2. **Автомобильные** двигатели / Под ред. М. С. Ховаха. М.: Машиностроение, 1977. 591 с.
3. **Двигатели** внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
4. **Александров И. К**. Энергетический анализ и пути снижения энергоемкости машинных агрегатов. Вологда: Сев.-Двинское отдел. ИА РФ, 1993. 198 с.

УДК 539.376

Я. М. КЛЕБАНОВ, д-р техн. наук, В. Г. ФОКИН, канд. техн. наук (СамГТУ, г. Самара)

Параллельное решение связанной задачи ползучести и теплопроводности с использованием нелинейных обобщенных моделей[1]

Предлагается метод параллельного решения связанной задачи установившейся ползучести и стационарной теплопроводности на основе декомпозиции конструкции и использования приближенных нелинейных обобщенных моделей деформирования подконструкций. Разработана компьютерная программа ANSYS, реализующая данный метод. Расчеты показали эффективность предлагаемого алгоритма.

Важным направлением в развитии компьютерного моделирования является разработка алгоритмов параллельного решения сложных задач применительно к многопроцессорным ЭВМ [1, 2], которые позволяют значительно сокращать время вычислений. В случае линейных задач механики деформирования распараллеливание осуществляется путем декомпозиции тела (области исследования) на подконструкции (подобласти) [3]. Для нелинейных задач, как правило, используется шаговый анализ с линеаризацией на каждом шаге. В этом случае распараллеливание вычислений путем декомпозиции выполняется только на этапах линеаризованного расчета [4—9], однако такой способ недостаточно эффективен [8].

В работах [10—13] предложен метод решения нелинейных краевых задач деформирования твердого тела, основанный на декомпозиции и использовании приближенных нелинейных обобщенных моделей описания поведения подконструкций. На конкретном примере показана эффективность и доказана перспективность такого алгоритма, решены задачи пластичности и установившейся ползучести с использованием степенно́й и произвольной диаграмм деформирования. В данном случае этот подход распространяется на связанные задачи установившейся ползучести и стационарной теплопроводности.

Уже много десятилетий проблема взаимного влияния тепловых и деформационных процессов актуальна в связи с развитием автомобильного, авиационного, космического, атомного машиностроения и постоянным повышением мощностей энергосиловых устройств. В инженерной практике часто температурное поле конструкций определяют независимо от анализа напряженно-деформированного состояния, а затем найденные температуры используют как исходные данные в расчете на прочность [14], т. е. тепловая задача считается несвязанной. При этом результаты оказываются достаточно точными, если в тепловом балансе тела внешние тепловые потоки значительно превосходят внутреннее тепловыделение, обусловленное деформацией. Однако при низкой теплопроводности или высокой скорости деформирования необходимо учитывать и внутреннее тепловыделение из-за диссипации энергии, т. е. решать связанную задачу. Корректный анализ в этом случае должен опираться на методы термодинамики [15—18].

[1] Работа выполнена при поддержке РФФИ, грант № 04-01-96506.

В случае установившейся ползучести при стационарном тепловом поле и почти неизменяемой плотности приближенная термодинамическая оценка указывает на то, что существенное значение имеют две связности: влияние температуры на механические свойства материала и влияние диссипации энергии неупругого деформирования на тепловые потоки в конструкции.

Задача термосвязанной установившейся ползучести

Связанная задача теплопроводности решается при следующих допущениях: мощность W теплоисточников равна мощности деформации ползучести; коэффициент λ теплопроводности постоянен.

Уравнение стационарной теплопроводности для твердого тела, занимающего область Ω, в прямоугольной декартовой системе координат $x_i = (x_1, x_2, x_3)$ имеет вид [18]:

$$\lambda T_{ii} + W = 0,\ i = 1, 2, 3, \tag{1}$$

где T_{ii} — поле температур в области Ω.

При этом задаются следующие граничные условия: для поверхности S_1 — температура:

$$T|_{S_1} = T_{S_1}; \tag{2}$$

для поверхности S_2 — тепловой поток:

$$\lambda T_i n_i|_{S_2} = q; \tag{3}$$

для поверхности S_3 — конвективный теплообмен:

$$\lambda T_i n_i|_{S_3} = h(T - T_b). \tag{4}$$

Здесь T_{S_1} — поле температур, заданное на поверхности S_1; T — поле температур в области Ω, занимаемой телом; n_i — направляющие косинусы внешней нормали к поверхности; q — плотность теплового потока на поверхности S_2 ($q > 0$ при направлении потока в сторону внешней нормали к поверхности, $q = 0$ при адиабатическом условии); h — коэффициент теплоотдачи при конвекции; T_b — температура внешней среды.

Задача, определяемая граничными условиями (1)—(4), — линейная, и ее решение хорошо параллелизуется путем декомпозиции области Ω, занимаемой телом, на подобласти Ω_α, $\alpha = 1, ..., m$.

Расчет термосвязанной установившейся ползучести основывается на уравнениях (16) и (17), приведенных ниже, которые должны быть удовлетворены во всей области Ω.

Уравнение установившейся ползучести:

$$\sigma_и = Cf(T)\dot{\varepsilon}_и^{\mu}, \tag{5}$$

где $\sigma_и = \sqrt{\frac{3}{2}s_{ij}s_{ij}}$ — интенсивность напряжений (здесь $s_{ij} = \sigma_{ij} - \delta_{ij}\sigma_0$ — компоненты девиатора напряжений; σ_{ij} —

компоненты тензора напряжений; $\sigma_0 = \frac{1}{3}\sigma_{ii}$ — среднее напряжение); $\dot{\varepsilon}_и = \sqrt{\frac{2}{3}\dot{\varepsilon}_{ij}\dot{\varepsilon}_{ij}}$ — интенсивность скоростей деформации ползучести ($\dot{\varepsilon}_{ij}$ — компоненты тензора скоростей деформации ползучести); C — константа; $f(T)$ — функция температуры, которая для многих материалов имеет вид: $f(T) = \exp\left(\frac{A}{T_{абс}}\right)$.

Уравнения связи между компонентами скоростей деформации ползучести ($\dot{\varepsilon}_{ij}$) и напряжениями (σ_{ij}):

$$\dot{\varepsilon}_{ij} = \frac{3}{2}\frac{\dot{\varepsilon}_и}{\sigma_и}(\sigma_{ij} - \delta_{ij}\sigma_0). \quad (6)$$

Уравнения связи между компонентами скоростей деформации:

$$\dot{\varepsilon}_{ij} = \frac{1}{2}(u_{ij} + u_{ij}), \quad (7)$$

где u_i — компоненты вектора скорости u.

Уравнения равновесия:

$$\sigma_{ij,\,j} + X_i = 0. \quad (8)$$

где X_i — объемные силы.

Уравнения совместности удовлетворяются благодаря решению задачи в скоростях из класса непрерывных функций. Условие несжимаемости удовлетворяется использованием коэффициента Пуассона, равного 0,5.

На одной части границы исследуемого тела задаются постоянные скорости u, в том числе и нулевые, на другой части границы задаются постоянные внешние силы P. В последнем случае должны выполняться условия равновесия внешних и внутренних сил:

$$p_i = \sigma_{ij}n_j, \quad (9)$$

где p_i — компоненты вектора интенсивности внешних сил P.

Зависимости (5)—(9) аналогичны уравнениям нелинейно-упругой задачи для несжимаемого тела. Поэтому решение можно найти, используя методы, применяемые для нелинейно-упругих тел, в частности методы переменных параметров упругости [14].

Задача, определяемая зависимостями (5)—(9), — нелинейная, и для повышения эффективности ее параллельного решения методом декомпозиции используют нелинейные обобщенные модели.

Для подконструкций в подобластях Ω_α обобщенные модели создаются по теореме Лагранжа [11—13]:

$$F_s = \frac{\partial\Psi_\alpha}{\partial u_s},\ s = 1, 2, ..., n_\alpha. \quad (10)$$

Здесь F_s — обобщенные силы, действующие на подконструкцию, множество этих сил составляет вектор F_α; u_s — обобщенные скорости подконструкции, множество этих скоростей составляет вектор u_α; n_α — число степеней свободы подконструкции; Ψ_α — потенциал сил (рассеяние), в случае, когда поведение материала описывается зависимостью (5), имеет вид:

$$\Psi_\alpha = \frac{1}{(1+\mu)}\int_{\Omega_\alpha}\bar{c}\dot{\varepsilon}_и^{1+\mu}\,d\Omega = \frac{1}{(1+\mu)}u_{eq.\alpha}^{1+\mu}, \quad (11)$$

где $u_{eq.\alpha} = \left(\int_{\Omega_\alpha}\bar{c}\dot{\varepsilon}_и^{1+\mu}\,d\Omega\right)^{\frac{1}{(1+\mu)}}$ — эквивалентная скорость [$\bar{c} = \bar{c}(x_i) = Cf(T)$].

Подставив выражение (11) в равенство (10), получим:

$$F_s = u_{eq.\alpha}^{\mu}\frac{\partial u_{eq.\alpha}^{\mu}}{\partial u_s}. \quad (12)$$

В n_α-мерном пространстве скоростей $u_{eq.\alpha} = \text{const}$ определяет гиперповерхность равных эквивалентных скоростей. Аппроксимируем ее гиперэллипсоидом локально вблизи некоторой ее точки так, чтобы обе поверхности имели в этой точке общую касательную плоскость.

Уравнение аппроксимирующей гиперэллипсоиды:

$$u_{eq.\alpha} = (c_{rs\alpha}u_s u_r)^{1/2}, \quad (13)$$

где $c_{rs\alpha}$ — коэффициенты жесткости эквивалентного тела, соответствующего уравнению (13).

Подставив зависимость (13) в уравнение (12), найдем нелинейное обобщенное определяющее соотношение для подконструкции, занимающей подобласть Ω_α:

$$F_s = c_{rs\alpha}u_{eq.\alpha}^{\mu-1}u_r. \quad (14)$$

Как видим, эта зависимость квазилинейна.

Алгоритм решения на параллельном компьютере

Предлагаемый алгоритм решения задачи термосвязанной установившейся ползучести представлен в виде укрупненной блок-схемы (рис. 1).

Алгоритм состоит из четырех основных этапов, причем три последних этапа циклически повторяются до сходимости результатов вычислений.

На первом этапе выполняется декомпозиция конструкции, составляющей область Ω, на m подконструкций, образующих подобласти Ω_α, так, что $\Omega = \bigcup_{\alpha=1}^{m}\Omega_\alpha$. Затем методом конечных элементов (МКЭ) с формированием суперэлементов в подобластях Ω_α в параллель на m процессорах решается глобальная упругая задача. Определяется вектор u узловых перемещений на интерфейсе. Интерфейсом называется множество узлов на совместных границах подобластей, плюс узлы, где приложены внешние силы или заданы узловые перемещения (скорости).

На втором этапе также с помощью МКЭ с формированием суперэлементов в подобластях Ω_α в параллель на m процессорах решается глобальная задача стационарной теплопроводности при заданных граничных условиях и объемном тепловыделении, равном мощности W неупругого деформирования. Результат второго этапа — глобальный вектор узловых температур T.

На третьем этапе с помощью параллельных процессоров выполняется локальный нелинейный анализ каждой подконструкции. Для каждой подобласти Ω_α

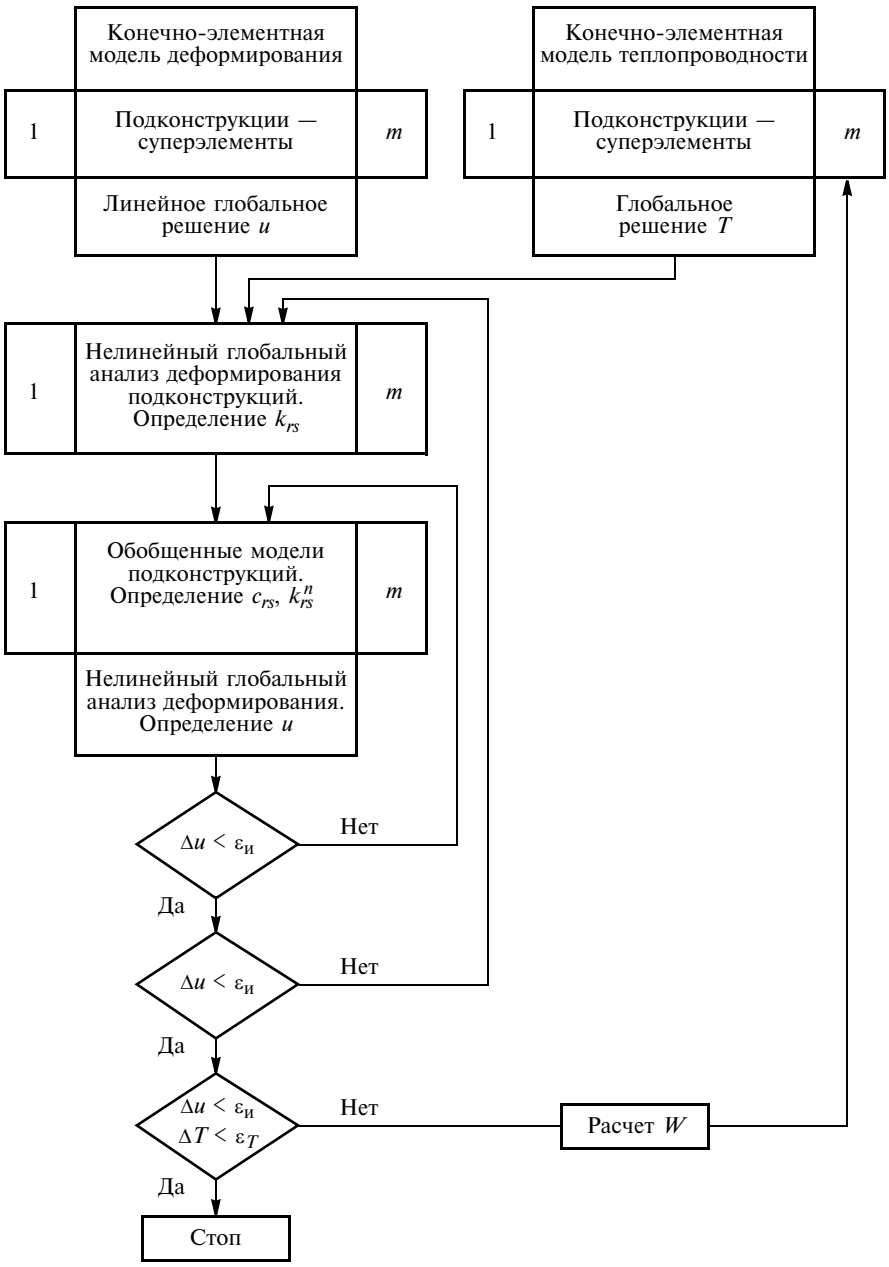


Рис. 1

МКЭ решается задача установившейся ползучести, определяемая выражениями (5)—(9) при заданных скоростях на интерфейсе u_α, определенных в предшествующем цикле глобального анализа деформирования и известных из предшествующего теплового расчета температуры T. Аналогично решению нелинейной упругой задачи применяют метод переменных параметров упругости. Процесс решения — итерационный. На каждой k-й итерации МКЭ решается линейная квазиупругая задача с секущими модулями $E^{(k)}$ в конечных элементах: $E^{(k)} = C(\dot{\varepsilon}_и^{(k-1)})^{\mu-1} f(T)$.

В первом локальном анализе вместо заданных на интерфейсе скоростей берут найденные в упругом решении соответствующие перемещения. Критерием сходимости итерационной процедуры принимается условие: относительное среднеквадратическое отклонение интенсивностей напряжений по ансамблю конечных элементов от зависимости (5) меньше установленного допуска ε_σ. В результате локального анализа каждой подконструкции определяется ее конденсированная матрица жесткости K_α, линейно связывающая узловые силы F_α и узловые скорости u_α на интерфейсе: $K_\alpha u_\alpha = F_\alpha$.

Четвертый этап — глобальный нелинейный анализ установившейся ползучести конструкции с использованием аппроксимирующих нелинейных обобщенных моделей подконструкций (14). В качестве обобщенных сил и обобщенных скоростей подконструкций рассматриваются узловые силы и узловые скорости на интерфейсе. На параллельных процессорах для каждой подобласти Ω_α вычисляется матрица $c_{rs\alpha} = \lambda_\alpha K_{rs\alpha}$, где $K_{rs\alpha}$ — компоненты матрицы жесткости K_α, вычисленные в предшествующем локальном анализе; λ_α — коэффициент, определяемый из условий равенства обобщенных сил F_s и обобщенных скоростей u_s обобщенной модели подконструкции соответствующим узловым силам и узловым скоростям на интерфейсе, найденным в предшествующем локальном анализе:

$$\lambda_\alpha = u_{eq.\alpha}^{2(1-\mu)/(1+\mu)}. \qquad (15)$$

Глобальный нелинейный анализ с использованием обобщенных моделей выполняется итерационным методом. На k-й итерации нелинейные зависимости (14) заменяются линейными соотношениями:

$$F_s^{(k)} = \overline{K}_{rs\alpha}^{(k)} u_r^{(k)}, \qquad (16)$$

где $\overline{K}_{rs\alpha}^{(k)} = c_{rs\alpha}(u_{eq.\alpha}^{(k)})^{\mu-1}$;

$u_{eq.\alpha}^{(k)} = (c_{rs\alpha} u_s^{(k-1)} u_r^{(k-1)})^{1/2}$.

Подконструкции в подобластях Ω_α представляются суперэлементами с квазилинейными соотношениями жесткости (17) и затем решается глобальная задача деформирования. Критерием сходимости итерационной процедуры принимается условие: относительное среднеквадратическое отклонение узловых скоростей в двух последовательных итерациях меньше установленного допуска $\varepsilon_и$. Результатом четвертого этапа является вектор узловых скоростей на интерфейсе.

Далее снова повторяются третий и четвертый этапы до сходимости узловых скоростей на интерфейсе по критерию, использованному на четвертом этапе. Параллельно выполняется расширенный третий этап, где вычисляются мощности неупругого деформирования для каждого конечного элемента.

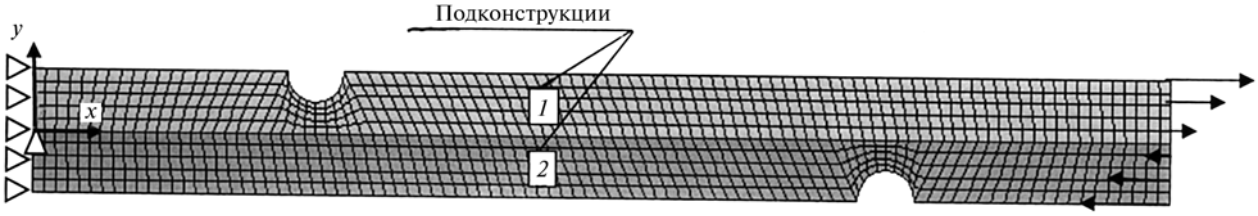


Рис. 2

Циклически выполняется вся последовательность расчетов из второго, третьего и четвертого этапов до достижения сходимости как узловых скоростей, так и узловых температур. Критерий сходимости для скоростей тот же, что указан выше, а для температурного поля — относительное среднеквадратическое отклонение узловых температур в двух последовательных итерациях меньше установленного допуска ε_T.

В завершение отдельно для каждой подконструкции в параллель выполняется расширенный третий этап, в котором вычисляются скорости узлов, скорости деформаций и напряжения внутри подконструкций.

Реализация. Анализ результатов

На основе рассмотренного выше алгоритма средствами пакета ANSYS создана программа, с помощью которой решен ряд термосвязанных задач установившейся ползучести. Из-за ограниченного доступа к данным ANSYS в программе на четвертом этапе вместо прямого пересчета конденсированных матриц подконструкций производится соответствующий пересчет секущих модулей E в каждом конечном элементе. Это увеличивает время вычислений, так как добавляются операции расчета новых полных матриц жесткости подконструкций и их конденсации.

В качестве примера численной реализации связанной задачи приведем результаты расчетов связанных процессов установившейся ползучести и стационарной теплопроводности консольно закрепленной плоской балки с двумя цилиндрическими вырезами при действии изгибающего момента на свободном торце (рис. 2). Параметры: длина балки 1 м; высота 0,1 м; радиус выреза 0,025 м; изгибающий момент $0{,}5 \cdot 10^6$ Н · м; закрепленный левый торец балки имеет постоянную температуру 20 °С, а остальная поверхность теплоизолирована, материал балки — ортогонально армированный стеклопластик 27-63 С [21]. Анизотропия не учитывается.

Для температуры 20 °С предел прочности при изгибе $\sigma_в = 660$ МПа; модуль упругости $E = 3 \cdot 10^4$ МПа; коэффициент теплопроводности $\lambda = 0{,}51$ Вт/(м · К).

Используя уравнение (5), получим:

$$\sigma_и = 1{,}3688 \cdot 10^{10} \cdot \dot{\varepsilon}_и^{0{,}3868} \exp\left(\frac{850{,}68}{T_{абс}}\right).$$

Декомпозиция балки на две подконструкции и сетка КЭ показаны на рис. 2, результаты расчета плоского напряженного состояния и температурного поля — на рис. 3 и 4.

Решалась задача МКЭ с декомпозицией на две подконструкции, но без обобщенных моделей, и МКЭ без декомпозиции. Сравнение трех вариантов расчета показало, что полученные результаты близки. Использование обобщенных моделей привело к сокращению

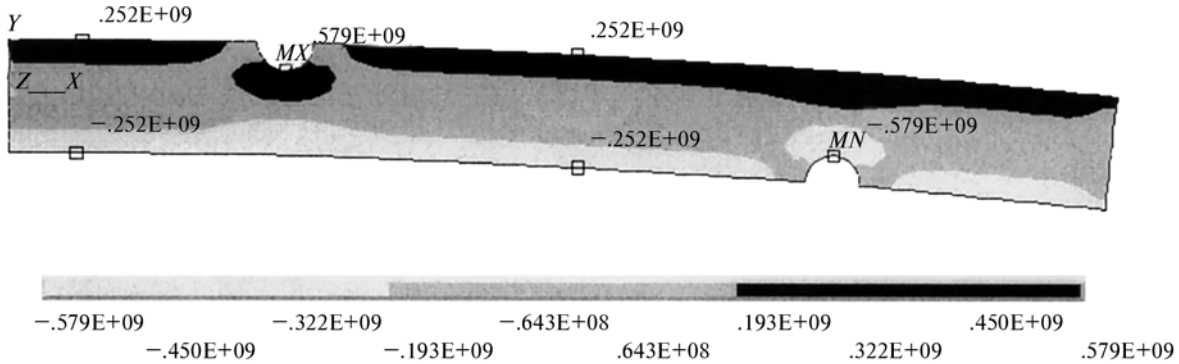


Рис. 3

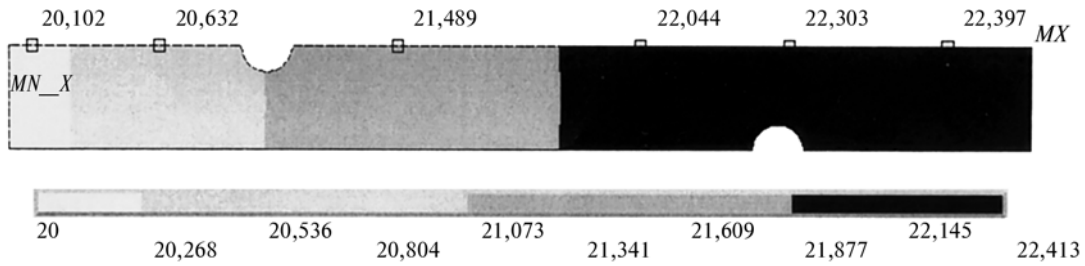


Рис. 4

суммарного числа циклов деформационного анализа (третий плюс четвертый этапы) с 15 до 7. Суммарное число итераций нелинейного локального анализа одной подконструкции (третий этап) сократилось с 25 до 11. Число внешних циклов (второй плюс третий, плюс четвертый этапы) сохранилось (равно 3). Суммарное число итераций при глобальном нелинейном анализе на основе нелинейных обобщенных моделей (четвертый этап) составило 31. Вычисления, полученные на четвертом этапе, не содержат конденсацию матриц и выполняются для моделей малой размерности, поэтому их составляющая в общем времени решения задачи должна быть небольшой.

К сожалению, из-за особенностей программы ANSYS оказалась невозможной корректная оценка машинного времени вычислений. Однако снижение размерности разрешающих систем уравнений МКЭ при декомпозиции и отмеченное выше значительное ускорение некоторых итерационных процедур благодаря использованию обобщенных нелинейных моделей, а также известные оценки времени [11—13] позволяют судить об эффективности предлагаемого метода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Богачев К. Ю.** Основы параллельного программирования. М.: Бином. Лаборатория знаний, 2003. 342 с.
2. **Yagawa G., Yoshoka A., Soneda S.** A parallel finite element method with a supercomputer network // Computers and Structures. 1993. Vol. 47. № 3. P. 407—418.
3. **Le Tallec P., De Roeck Y. H., Vidrscu M.** Domain decomposition methods for large linearly elliptic three dimensional problems // J. Computat. Appl. Math. 1991. Vol. 34. P. 93—117.
4. **Utku, Meloch R., Islam M., Salama M.** On nonlinear finite element analysis in single-, multi-, parallel processors // Computers and Structures. Vol. 15. № 1. P. 39—47.
5. **Le Tallec P.** Domain decomposition methods in computational mechanics // Computational Mechanics Advances. 1994. 1 (2). P. 121—220.
6. **Ast M., Fischer R., Labarta J., Manz H.** Run-time parallelization of large FEM analyses with PERMAS // Advances in Engineering Software. 1998. 29 (3—6). P. 241—248.
7. **Chiang K. N., Fulton R. E.** Concepts and implementation of parallel finite element analysis // Computers and Stractures. 1990. 36 (6). P. 1039—1045.
8. **Storaasli O. O., Bergan P.** Nonlinear Substructuring method for concurrent processing computers // AIAA Journal. 1987. 25. P. 871—876.
9. **Keunings R.** Parallel finite element algorithms applied to computational rheology // Computers chem. Engng. 1995. Vol. 19. № 6/7. P. 647—669.
10. **Клебанов Я. М., Самарин Ю. П.** Вложенные поверхности мощности диссипации в пространствах сил и скоростей перемещений при установившейся ползучести неоднородных и анизотропных тел // Известия РАН. Механика твердого тела. 1997. № 6. С. 121—125.
11. **Клебанов Я. М., Давыдов А. Н.** Использование метода обобщенных моделей для расчета установившейся ползучести конструкций // Молодая наука: Тез. докл. междунар. науч.-техн. конф. Ч. 1. Набережные Челны: 1996.
12. **Klebanov I. M. and Davydov A. N.** A parallel computational method in steady power-law creep // International journal for numerical methods in engineering. 2001. 50. P. 1825—1840.
13. **Клебанов Я. М., Давыдов А. Н.** Параллелизация нелинейных задач при произвольной диаграмме деформирования // Вестник СамГТУ. Сер. "Технические науки". 2000. Вып. 10. С. 19—28.
14. **Термопрочность** деталей машин / Под ред. И. А. Биргера, Б. Ф. Шора. М.: Машиностроение, 1975. 455 с.
15. **Ильюшин А. А.** Механика сплошной среды. М.: Изд-во МГУ, 1978. 287 с.
16. **Ранецкий Б., Савчук А.** Температурные эффекты в пластичности. Ч.1. Связная теория // Сб. статей "Механика, новое в зарубежной науке". Вып. 18. Проблемы теории пластичности и ползучести. М.: МИР, 1979. С. 203—220.
17. **Клебанов Я. М., Адеянов И. Е., Давыдов А. Н.** Модель связанных процессов неустановившейся ползучести, теплопроводность и повреждаемость // Вестник СамГТУ. Сер. "Физико-математические науки". 2003. Вып. 19. С. 64—69.
18. **Мучник Г. Ф., Рубашов И. Б.** Методы теории теплообмена. Ч. 1. Теплопроводность. М.: Высшая школа, 1970. 288 с.
19. **Качанов Л. М.** Теория ползучести. М.: ФИЗМАТГИЗ, 1960. 456 с.
20. **Boyle J. T. and Spence J.** Stress analysis for creep. Butterworths. London: 1983.283 p.
21. **Назаров Г. И., Сушкин В. В., Дмитриевская Л. В.** Конструкционные пластмассы. М.: Машиностроение, 1973. 192 с.

УДК 539.3

Е. А. РОМАНЕНКО, А. Е. ЦЫБУЛЬКО
(АО"Новокраматорский машиностроительный завод", г. Краматорск, Украина)

Определение пластического или хрупкого состояния напряженно-деформированного материала по натуральному критерию для выбора коэффициентов запаса прочности

Предложен новый подход к выбору коэффициентов запаса прочности квазиоднородных и структурно-неоднородных материалов с учетом их состояния (хрупкое или пластическое) по натуральному критерию, что позволит проектировать более надежные в эксплуатации и менее материалоемкие конструкции.

Состояние материала (хрупкое или пластическое) определяется как его свойствами, так и видом напряженного состояния. Так, например, при напряженных состояниях, близких к всестороннему равномерному растяжению ("жесткие" напряженные состояния), пластичные материалы разрушаются как хрупкие. При напряженных состояниях, близких к всестороннему сжатию ("мягкие" напряженные состояния), хрупкие материалы могут вести себя как пластичные.

Наступление предельного состояния обусловлено способностью материала оказывать сопротивление как касательным, так и нормальным напряжениям. Поэтому для оценки прочности деталей машин и различных конструкций рекомендуются обобщенные критерии предельного состояния материала [1].

Одним из таких критериев является натуральный критерий, который вытекает из "теории прочности широкого класса изотропных материалов при сложном напряженном состоянии". [2]. В натуральном критерии, который хорошо согласуется с имеющимися опытными данными, учтены: физическая природа деформаций (сдвиг, отрыв), величины всех трех главных напряжений σ_1, σ_2, σ_3, а также свойства материала. Эквивалентные напряжения по этому критерию определяются так:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{экв} &= \sqrt{k_1\tau_\nu^2 + k_2\sigma_\nu^2} \text{ при } \sigma_\nu \geqslant 0; \\ \sigma_{экв} &= \sqrt{k_1\tau_\nu^2 + k_3\sigma_\nu^2} \text{ при } \sigma_\nu \leqslant 0, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где k_1, k_2, k_3 — коэффициенты влияния свойств материала на сопротивление касательным и нормальным напряжениям:

$$k_1 = \frac{3}{2}\frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2};\ k_2 = \frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2}(1-\chi^2);$$

$$k_3 = \frac{1}{4}\frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2}(1-\chi^2)\chi^2$$

(здесь χ — характеристика хрупкопластических свойств материала: $\chi = \sigma_р/\sigma_с$; $0 < \chi \leqslant 1$, где $\sigma_р$, $\sigma_с$ — предельные напряжения при растяжении и сжатии); σ_ν, τ_ν — функции соответственно нормальных и касательных напряжений на опасной площадке с нормалью ν:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_\nu &= \sigma_1\cos^2\alpha_1 + \sigma^2\cos^2\alpha_2 + \sigma_3\cos^2\alpha_3; \\ \tau_\nu &= \sqrt{(\sigma_1\cos\alpha_1)^2 + (\sigma_2\cos\alpha_2)^2 + (\sigma_3\cos\alpha_3)^2 - \sigma_\nu^2}. \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

В выражениях (2) $\cos\alpha_1$, $\cos\alpha_2$, $\cos\alpha_3$ — направляющие косинусы углов α_1, α_2, α_3, которые образует нормаль ν с направлениями напряжений σ_1, σ_2, σ_3:

$$\cos\alpha_1 = \frac{2\sigma_1 - \chi(\sigma_2+\sigma_3)}{\sqrt{2[(2+\chi^2)(\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2) - \chi(4-\chi)(\sigma_1\sigma_2+\sigma_2\sigma_3+\sigma_3\sigma_1)]}};$$

$$\cos\alpha_2 = \frac{2\sigma_2 - \chi(\sigma_1+\sigma_3)}{\sqrt{2[(2+\chi^2)(\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2) - \chi(4-\chi)(\sigma_1\sigma_2+\sigma_2\sigma_3+\sigma_3\sigma_1)]}};$$

$$\cos\alpha_3 = \frac{2\sigma_3 - \chi(\sigma_1+\sigma_{2'})}{\sqrt{2[(2+\chi^2)(\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2) - \chi(4-\chi)(\sigma_1\sigma_2+\sigma_2\sigma_3+\sigma_3\sigma_1)]}}.$$

После определения эквивалентных напряжений (1) вычисляем коэффициент запаса прочности по формуле [3]:

$$n = \sigma_р/\sigma_{экв} \leqslant [n], \quad (3)$$

где $\sigma_р$ — напряжение, опасное для данного материала; $[n]$ — рекомендуемый коэффициент запаса прочности.

Для деталей, изготовленных из пластичных материалов, опасным напряжением считают предел текучести, т. е. $\sigma_р = \sigma_т$, из хрупких — временное сопротивление, т. е. $\sigma_р = \sigma_в$.

Выбор рекомендуемого коэффициента $[n]$ запаса прочности зависит от свойств материала (хрупкий или пластичный), от состояния напряженно-деформированного материала (хрупкое или пластическое), характера действующих нагрузок (статическая, динамическая, повторно-переменная) и т. д. В случае пластичного материала рекомендуемый коэффициент запаса прочности может быть меньшим, чем в случае расчета деталей из хрупкого материала. Это является достаточно очевидным, поскольку хрупкий материал более чувствителен к различным случайным повреждениям и неожиданным дефектам производства. Кроме того, случайное повышение напряжений может вызвать лишь небольшие остаточные деформации пластичного материала и прямое разрушение хрупкого. Так, например, в авиационной технике, где на конструкцию накладываются ограничения по массе, коэффициент $[n]$ выбирается по пределу текучести: $[n]_т = 1{,}3 \div 2$. При проектировании стационарных строительных сооружений значения $[n]$ принимаются по временному сопротивлению: $[n]_в = 2 \div 5$ [3].

Однако при проведении инженерных расчетов большой диапазон значений рекомендуемого коэффициента запаса прочности создает трудности в его выборе, при этом обычно не учитывается, в каком состоянии (хрупком или пластическом) находится данный напряженно-деформированный материал, что, с одной стороны, приводит к нерациональному расходу материалов при проектировании конструкций, а с другой — к снижению их надежности при эксплуатации.

С учетом изложенного, рекомендуем принимать для расчетов следующие значения коэффициентов запаса прочности:

$[n]_т = n_{т\,min} \div n_{т\,ср} = 1{,}3 \div 1{,}65$, если материал детали (конструкции) по своим свойствам пластичный и состояние напряженно-деформированного материала пластическое;

$[n]_т = n_{т\,ср} \div n_{т\,max} = 1{,}65 \div 2$, если материал пластичный, а его состояние хрупкое;

$[n]_в = n_{в\,min} \div n_{в\,ср} = 2 \div 3{,}5$, если материал хрупкий, а его состояние пластическое;

$[n]_в = n_{в\,ср} \div n_{в\,max} = 3{,}5 \div 5$, если материал хрупкий и его состояние хрупкое.

Для определения состояния (хрупкое или пластическое) напряженно-деформированных квазиоднородных и структурно-неоднородных материалов введем параметр A, который, используя компоненты натурального критерия (1), будем определять так:

$$\left.\begin{aligned} A &= \sqrt{k_1\tau_\nu^2/(k_2\sigma_\nu^2)} < 1(>1) \text{ при } \sigma_\nu > 0; \\ A &= \sqrt{k_1\tau_\nu^2/(k_3\sigma_\nu^2)} < 1(>1) \text{ при } \sigma_\nu \leqslant 0. \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

Очевидно, что в выражениях (4) значения параметра состояния напряженно-деформированного материала $A < 1$, если для данного материала определяющими будут нормальные напряжения (отрыв), т. е. $k_2\sigma_\nu^2 > k_1\tau_\nu^2$ или $k_3\sigma_\nu^2 > k_1\tau_\nu^2$ и состояние материала можно считать хрупким; при $A > 1$ определяющими будут касательные

напряжения (сдвиг), т. е. $k_1\tau_\nu^2 > k_2\sigma_\nu^2$ или $k_1\tau_\nu^2 > k_3\sigma_\nu^2$ и состояние материала можно считать пластическим.

Покажем работу критерия (1) с учетом выражений (3) и (4) на примерах (условно считаем материал пластичным, если $\chi \geqslant 0{,}5$ и хрупким при $\chi < 0{,}5$).

Пример 1. Напряженное состояние материала ($\sigma_р = \sigma_т = 230$ МПа и $\sigma_с = 320$ МПа) металлоконструкции близко к всестороннему растяжению: $\sigma_1 = 120$ МПа, $\sigma_2 = 110$ МПа, $\sigma_3 = 100$ МПа. Надо проверить прочность металлоконструкции.

Определяем:

1) $\chi = 0{,}7 > 0{,}5$ (материал пластичный);

2) $\cos\alpha_1 = 0{,}7686$, $\cos\alpha_2 = 0{,}5455$, $\cos\alpha_3 = 0{,}3223$;

3) $\sigma_\nu = 114$ МПа > 0, $\tau_\nu = 12{,}3$ МПа;

4) $k_1 = 2{,}7$, $k_2 = 0{,}9$;

5) $A = \sqrt{k_1\tau_\nu^2/(k_2\sigma_\nu^2)} = 0{,}2 < 1$ (состояние хрупкое);

6) $\sigma_{экв} = \sqrt{k_1\tau_\nu^2 + k_2\sigma_\nu^2} = 110$ МПа;

7) $n_т = \sigma_т/\sigma_{экв} = 230/110 = 2{,}09 > [n]_т = n_{т\ ср} \div n_{т\ max} = 1{,}65 \div 2$, следовательно, прочность металлоконструкции обеспечивается ($n_т$ можно снизить на $\Delta = \dfrac{2{,}09 - 1{,}65}{2{,}09}\,100\ \% = 21\ \%$).

Пример 2. Напряженное состояние материала ($\sigma_р = \sigma_в = 190$ МПа и $\sigma_с = 630$ МПа) ступицы колеса — преимущественное сжатие: $\sigma_1 = 50$ МПа, $\sigma_2 = 10$ МПа, $\sigma_3 = -150$ МПа. Надо проверить прочность ступицы колеса.

Определяем:

1) $\chi = 0{,}3 < 0{,}5$ (материал хрупкий);

2) $\cos\alpha_1 = 0{,}4036$, $\cos\alpha_2 = 0{,}1421$, $\cos\alpha_3 = -0{,}9039$;

3) $\sigma_\nu = -114$ МПа < 0, $\tau_\nu = 75{,}8$ МПа;

4) $k_1 = 1{,}7$, $k_3 = 0{,}023$;

5) $A = \sqrt{k_1\tau_\nu^2/(k_3\sigma_\nu^2)} = 5{,}7 > 1$ (состояние пластическое);

6) $\sigma_{экв} = \sqrt{k_1\tau_\nu^2 + k_3\sigma_\nu^2} = 100$ МПа;

7) $n_т = \sigma_в/\sigma_{экв} = 190/100 = 1{,}9 < [n]_в = n_{в\ min} \div n_{в\ ср} = 2 \div 3{,}5$, таким образом, прочность ступицы колеса не обеспечивается ($n_в$ необходимо повысить на $\Delta = \dfrac{2 - 1{,}9}{2}\,100\ \% = 5\ \%$).

Следовательно, используя компоненты натурального критерия (1), можно определять состояние (хрупкое или пластическое) напряженно-деформированных материалов и более конкретно выбирать коэффициенты запаса прочности при проектировании деталей машин и различных конструкций, что позволит сделать их более надежными в эксплуатации и при этом менее материалоемкими.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Писаренко Г. С., Лебедев А. А.** Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976. 416 с.
2. **Цыбулько А. Е., Козлов П. Н.** Теория прочности широкого класса изотропных материалов при сложном напряженном состоянии // Вестник машиностроения. 2005. № 12. С. 21—24.
3. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов / М.: Физматгиз, 1960. 536 с.

УДК 62-567.5

Г. С. АВЕРЬЯНОВ, д-р техн. наук, Р. Н. ХАМИТОВ, канд. техн. наук (ОмГТУ),
А. В. ЗУБАРЕВ (ФГУП НПП "Прогресс", г. Омск)

Динамика колебательной системы с управляемыми виброзащитными устройствами

Описан новый подход к улучшению демпфирующих свойств пневматических амортизаторов путем введения активного управления процессами перетекания газа между объемами пневматического амортизатора. При исследовании динамики сооружения с системой амортизации при сейсмическом воздействии определено, что устройство обеспечивает перемещения амортизируемого объекта, меньшие допустимых.

Использование пневматических амортизаторов (ПА) с резинокордными оболочками (РКО) как в системах подрессоривания транспортных средств, так и в системах амортизации (СА) сооружений [1] (рис. 1) стимулировало создание нового способа демпфирования колебаний амортизируемых объектов (АО), основанного на управлении характеристикой восстанавливающей силы пневмоэлемента. В ПА состояние упругого тела в процессе колебаний непрерывно изменяется и определяет силу упругости амортизатора в любой момент времени.

Если в ПА включить дополнительный объем, то в процессе сжатия некоторая часть газа из рабочего объема будет свободно перемещаться в дополнительный объем, т. е. массовые количества газа, находящиеся в различных объемах ПА, постоянно меняются. Происходит внутренний массообмен при постоянной массе термодинамического тела системы. Наличие последнего создает условия, позволяющие регулировать режимы перетекания сжатого газа между полостями рабочего и дополнительного объемов и тем самым изменять силу упругости амортизатора в процессе колебаний АО.

Для этой цели между полостью переменного объема (рабочий объем) и полостью постоянного объема (допол-

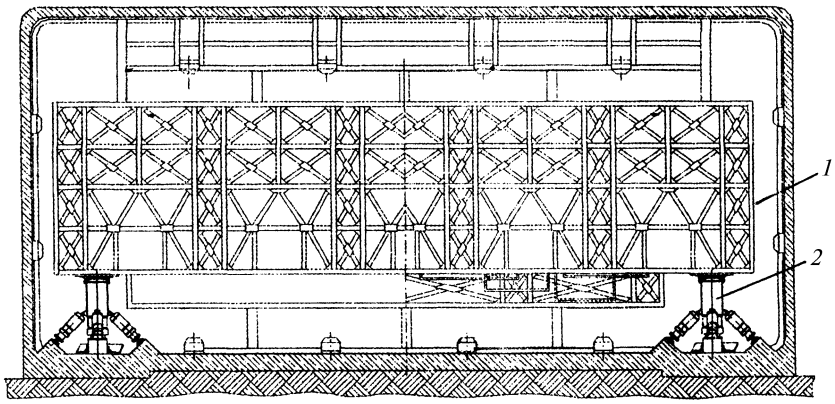


Рис. 1. Виброзащитное сооружение с четырьмя ПВУ

нительный объем) устанавливаются клапанные устройства. Такое устройство представляет собой либо дроссель — калиброванное отверстие в перегородке между объемами, либо дроссель и клапан, установленный со стороны дополнительного объема и перекрывающий на ходе отбоя отверстия большого диаметра, либо клапаны разнообразных конструкций, включая электромагнитные, работающие по тому или иному алгоритму. Их назначение создать перепад давления между объемами ПА, а процессы, происходящие при перетекании и смешивании газов в полостях, обеспечивают диссипацию энергии колебаний АО.

Одним из путей улучшения демпфирующих свойств ПА является введение активного управления процессами перетекания газа между объемами, что и было одной из основных задач проведенного исследования.

Управляемые пневматические виброзащитные устройства (ПВУ), как показали предварительные исследования [2], могут наиболее полно удовлетворять требованиям СА, так как они обеспечивают регулирование упругодемпфирующих характеристик, хорошую виброзащиту, благодаря чему нет необходимости выполнения отдельных демпфирующих устройств.

На рис. 2 приведено ПВУ, включающее пакет пневматических упругих элементов с активным управлением упругодемпфирующими характеристиками, которое может быть использовано в СА ядерных реакторов АЭС, а также для активной сейсмозащиты зданий и сооружений [1].

Платформа *1* АО (см. рис. 1) устанавливается на четырех ПВУ *2*, точки опоры которых выбираются таким образом, чтобы обеспечить наибольшую разгрузку металлоконструкции объекта и наименьший угол перекоса сооружения. Следует отметить, что установленные ПВУ обеспечивают не только вертикальную, но и горизонтальную амортизацию сооружений. Причем боковые ПА, установленные под углом $40 \div 70^\circ$ к центральным ПА, решают также задачи по повышению грузоподъемности виброзащитного устройства, сохранению стабильности положения АО при воздействии горизонтальных возмущающих сил и гарантированному возврату АО в исходное положение.

В каждом ПА ПВУ в перегородках между рабочими и дополнительными объемами установлены управляемые импульсные электродинамические клапаны (рис. 3). Импульсный электродинамический клапан включает направляющий цилиндр *1*, перемещающийся в нем возвратно-поступательно запорный клапан *8* с магнитопроводами *3* и *7* и крышку *6*. В верхней части внутри цилиндра *1* и в крышке *6* установлены электромагниты *9* и *4* импульсного включения. Со стороны рабочего объема ПА в торце направляющего цилиндра и со стороны дополнительного объема на крышке *6* смонтированы эластичные обратные клапаны *2* и *5*. В конструкции клапана

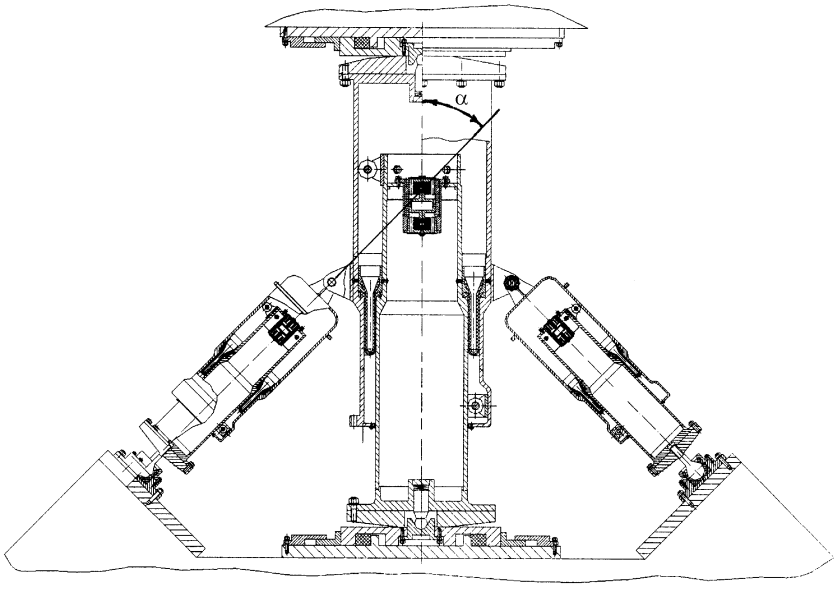


Рис. 2. Управляемое пневматическое виброзащитное устройство

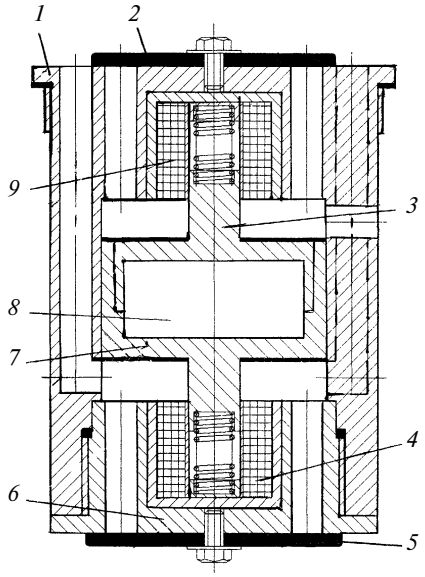


Рис. 3. Управляемый импульсный электродинамический клапан

использован электродинамический принцип преобразования энергии. Необходимый алгоритм срабатывания импульсного электродинамического клапана обеспечивается системой управления.

Исследование динамики защитного сооружения при внешнем воздействии основывается на совместном решении системы нелинейных дифференциальных уравнений, описывающих как изменение параметров движения объекта, так и ход газотермодинамических процессов, протекающих в объемах каждого пневмоэлемента ПВУ [2, 3]. Рассматриваются только вертикальные колебания АО.

В этой математической модели использованы следующие обозначения параметров: p_{p1}, p_{p2} — текущее давление в рабочих объемах соответственно центральных и боковых ПА; $p_а$ — атмосферное давление; p_1, p_2 — статическое давление в рабочих объемах соответственно центральных и боковых ПА; $p_{д1}$, $p_{д2}$ — текущее давление в дополнительных объемах соответственно центральных и боковых ПА; $S_{э1}$, $S_{э2}$ — суммарная эффективная площадь соответственно центральных и боковых ПА; z, $\dot{z}$, $\ddot{z}$ — абсолютное перемещение, скорость и ускорение АО; z_0, $\dot{z}_о$, $\ddot{z}_о$ — относительное перемещение, скорость и ускорение АО; z_n, $\dot{z}_n$, $\ddot{z}_n$ — абсолютное перемещение, скорость и ускорение основания ПА; $V_1 = V_{p10} \pm S_э z_о$ — текущий суммарный рабочий объем центральных ПА; $V_2 = V_{p20} \pm S_{э2} z_о$ — текущий суммарный рабочий объем боковых ПА; V_{p10}, V_{p20} — суммарный рабочий объем соответственно центральных и боковых ПА в статическом положении АО; $V_{д1}$, $V_{д2}$ — суммарный дополнительный объем соответственно центральных и боковых ПА; M и Mg — масса и вес АО; k — коэффициент адиабаты; R_Σ — сила трения, зависящая от скорости движения АО; α — угол между продольными осями центрального и бокового ПА (см. рис. 2); $\mu_{кл}$ — коэффициент расхода газа через клапан; $f_{кл}$ — площадь проходного сечения клапана; m_{p1}, m_{p2} — суммарная масса газа в рабочих объемах соответственно центральных и боковых ПА; $m_{д1}$, $m_{д2}$ — суммарная масса газа в дополнительных объемах соответственно центральных и боковых ПА.

За основу выбрано ПВУ (см. рис. 2) со следующими начальными значениями параметров: p_{p1} и p_{p2} = = 2,0 МН/м^2; $S_э = 0{,}3 \cdot 4 = 1{,}2$ м^2; $S_{э2} = 0{,}15 \cdot 16 = 2{,}4$ м^2; $V_{д1} = 1{,}88$ м^3; $V_{д2} = 3{,}68$ м^3; $V_{p1o} = 0{,}47 \cdot 4 = 1{,}88$ м^3; $V_{p2o} = 0{,}23 \cdot 16 = 3{,}68$ м^3.

Первый режим. Объект движется вниз от своего статического положения. Происходит процесс сжатия газа в рабочих объемах всех упругих элементов, при этом управляемые клапаны закрыты. Система дифференциальных уравнений, описывающая данный режим работы ПА, имеет вид:

$$\mathrm{d}p_{p1}/\mathrm{d}t = kp_{p1}S_{э1}\dot{z}_о/V_1;\ \mathrm{d}p_{p2}/\mathrm{d}t = kp_{p2}S_{э2}\dot{z}_о/V_2;$$

$$M\ddot{z} = (p_1 - p_a)S_{э1} + (p_2 - p_a)S_{э2}\cos\alpha - Mg - R_\Sigma(\mathrm{sign}\,\dot{z}).$$

Второй режим. Происходит процесс выравнивания давления в объемах ПА, при этом $\dot{z}_о = 0$, $p_p > p_д$, клапан открывается и истечение газа происходит из рабочего объема в дополнительный объем ПА. Система дифференциальных уравнений, описывающая этот режим работы ПА, имеет вид:

$$\frac{\mathrm{d}p_{p1}}{\mathrm{d}t} = -\frac{kp_{p1}S_{э1}\dot{z}_о}{V_{p1o} + S_{э1}z_о} - \frac{kp_{p1}}{m_{p1}}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2kg}{k-1}\frac{p_{д1}m_{д1}}{V_{д1}}\left[\left(\frac{p_{p1}}{p_{д1}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]};$$

$$\frac{\mathrm{d}p_{д1}}{\mathrm{d}t} = -\frac{kp_{д1}}{m_{д1}}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2kg}{k-1}\frac{p_{д1}m_{д1}}{V_{д1}}\left[\left(\frac{p_{p1}}{p_{д1}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]};$$

$$\frac{\mathrm{d}p_{p2}}{\mathrm{d}t} = -\frac{kp_{p2}S_{э2}\dot{z}_о}{V_{p2o} + S_{э2}z_о} - \frac{kp_{p2}}{m_{p2}}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2kg}{k-1}\frac{p_{д2}m_{д2}}{V_{д2}}\left[\left(\frac{p_{p2}}{p_{д2}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]};$$

$$\frac{\mathrm{d}p_{д2}}{\mathrm{d}t} = -\frac{kp_{д2}}{m_{д2}}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2kg}{k-1}\frac{p_{д2}m_{д2}}{V_{д2}}\left[\left(\frac{p_{p2}}{p_{д2}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]};$$

$$M\ddot{z} = (p_{p1} - p_a)S_{э1} + (p_{p2} - p_a)S_{э2}\cos\alpha - Mg - R_\Sigma(\mathrm{sign}\,\dot{z}).$$

Третий режим. Объект движется вверх, происходит процесс отбоя, клапан закрыт $\dot{z}_о > 0$, $p_p < p_д$. Система дифференциальных уравнений, описывающая этот режим работы ПА, имеет вид:

$$\mathrm{d}p_{p1}/\mathrm{d}t = kp_{p1}S_{э1}\dot{z}_о/V_1;\ \mathrm{d}p_{p2}/\mathrm{d}t = kp_{p2}S_{э2}\dot{z}_о/V_2;$$

$$M\ddot{z} = (p_1 - p_a)S_{э1} + (p_2 - p_a)S_{э2}\cos\alpha - Mg - R_\Sigma(\mathrm{siq}n\,\dot{z}).$$

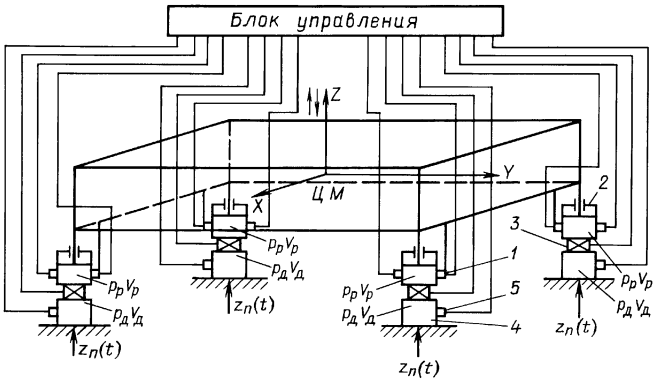


Рис. 4. Расчетная схема динамики АО:
1 — датчик: перемещения и скорости; *2* — пневматический амортизатор; *3* — управляемый клапан; *4* — дополнительный объем; *5* — датчик давления

Четвертый режим. Происходит процесс выравнивания давления в объемах ПА, при этом $p_д > p_р$, $\dot{z}_о = 0$, клапан открывается и истечение газа происходит из дополнительного объема в рабочий объем ПА. Система дифференциальных уравнений, описывающая этот режим работы ПА, имеет вид:

$$\frac{dp_{р1}}{dt} = -\frac{kp_{р1}S_{э1}\dot{z}_о}{V_{р1о} + S_{э1}z_о} -$$

$$- \frac{kp_{р1}}{m_{р1}}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_{р1}m_{р1}}{V_1}\left[\left(\frac{p_{д1}}{p_{д1}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]};$$

$$\frac{dp_{д1}}{dt} = -\frac{kp_{д1}}{m_{д1}}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_{р1}m_{р1}}{V_1}\left[\left(\frac{p_{д1}}{p_{р1}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]};$$

$$\frac{dp_{р2}}{dt} = -\frac{kp_{р2}S_{э2}\dot{z}_о}{V_{р2о} + S_{э2}z_о} -$$

$$- \frac{kp_{р2}}{m_{р2}}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_{р2}m_{р2}}{V_2}\left[\left(\frac{p_{д2}}{p_{р2}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]};$$

$$\frac{dp_{д2}}{dt} = -\frac{kp_{д2}}{m_{д2}}\mu_{кл}f_{кл}\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_{р2}m_{р2}}{V_2}\left[\left(\frac{p_{д2}}{p_{р2}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]};$$

$$M\ddot{z} = p_{р1} - p_а)S_{э1} + (p_{р2} - p_а)S_{э2}\cos\alpha -$$
$$- Mg - R_\Sigma(\operatorname{sign}\dot{z}).$$

Расчет параметров движения АО с опорной СА при сейсмическом воздействии

Целью дальнейших исследований была проверка эффективности работы ПВУ с активным управлением упругодемпфирующими характеристиками при сейсмическом воздействии. Расчетная схема динамики АО представлена на рис. 4.

Системы уравнений решали методом Рунге—Кутта. По результатам расчета построены графики абсолютных ускорений АО ($\ddot{z}$) и основания защитного сооружения ($\ddot{z}_п$) (рис. 5, *а*), графики относительного перемещения АО ($z_о$) и абсолютного перемещения основания защитного сооружения ($z_п$) (рис. 5, *б*). Кроме того, рассчитывали параметры движения АО для ПА без демпфирующих устройств и с гидродемпфером. В последнем случае выбран гидродемпфер с ограничением по усилию, рабочая характеристика которого описывается уравнением:

$$p_д = \begin{cases} nz_о^2 \operatorname{sign}\dot{z}_о & \text{при } |\dot{z}_о| \leqslant 1{,}44 \text{ м/с;} \\ 3500 \operatorname{sign}\dot{z}_о & \text{при } |\dot{z}_о| > 1{,}44 \text{ м/с,} \end{cases}$$

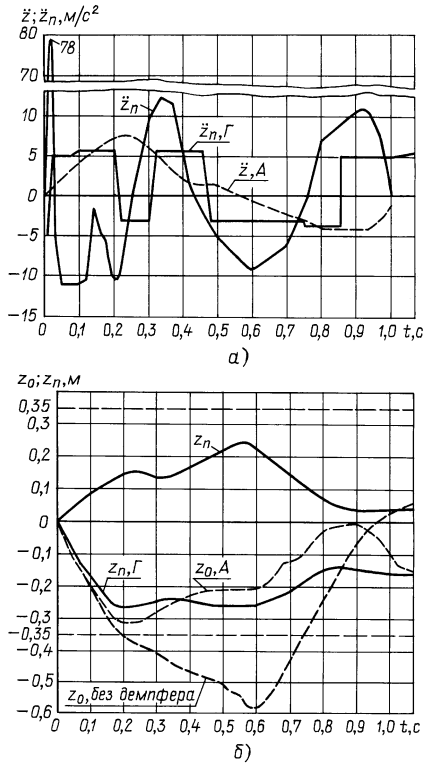


Рис. 5. Изменения абсолютных ускорений АО ($\ddot{z}$) и защитного сооружения ($\ddot{z}_п$) (*а*), абсолютных перемещений $z_п$ защитного сооружения и относительных перемещений $z_о$ АО (*б*) во времени

где $p_д$ — сила сопротивления демпфера; $n = 0{,}17$ МН/(с$^2 \cdot$ м^2) — коэффициент сопротивления гидравлического демпфера.

Такая рабочая характеристика гидравлического демпфера, применяемого в СА, обеспечивает коэффициент поглощения энергии за период колебания АО $\eta_W = 0{,}7 \div 0{,}8$. Кривые *А* на рис. 5, *а*, *б* характеризуют работу ПВУ с активным управлением упругодемпфирующими характеристиками; кривые *Г* — работу ПВУ с гидравлическим демпфером.

Анализируя результаты расчетов, необходимо отметить, что разработанное ПВУ с активным управлением упругодемпфирующими характеристиками обеспечивает относительные перемещения АО, меньшие допустимых ($z_о = \pm$ 0,35 м), при этом абсолютные ускорения также не превышают 1,5 *g*.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Справочник** по динамике сооружений / Под ред. Б. Г. Коренева и И. М. Рабиновича. М.: Стройиздат, 1972. 511 с.
2. **Аверьянов Г. С.** Активные пневматические виброзащитные системы // Тез. докл. междунар. науч. конф. "Ракетно-космическая техника: фундаментальные проблемы механики и теплообмена". М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1998. С. 62.
3. **Аверьянов Г. С.** Исследование процессов и путей повышения эффективности воздушного демпфирования в пневматических амортизаторах виброзащитных систем. Омск: Омский ГТУ, 1999. 115 с. Деп. в ВИНИТИ 17.06.99, № 1957-В99.

УДК 621.822.001.2

С. И. ЗАХАРОВ, канд. техн. наук (г. Ижевск)

Повышение эффективности вибродиагностики механизмов с помощью экспертных систем

Рассмотрены алгоритмы повышения эффективности и достоверности результатов вибродиагностики с помощью экспертных систем на базе ПЭВМ. Описан новый способ обработки сигналов вибрации механизмов.

Усложнение условий применения современных механизмов приводит к повышению требований относительно их эксплуатационных характеристик и, в первую очередь, — к их надежности [1], которую можно повысить путем виброконтроля и мониторизации оборудования [2, 5].

Рассмотрим некоторые вопросы виброизмерений и испытаний с помощью экспертных систем. Указанные системы можно определить формально совокупностью [3, 4]: SA = a, St, met, re, prJ, co, t, где a — цель; St — структура; met — методы; re — средства; prJ — обработка информации; co — условия; t — время.

К настоящему времени экспертные системы используются во многих областях [4—6]: интерпретация, прогноз, диагностика, мониторинг, планирование, проектирование, отладка, ремонт и управление.

При взаимодействии системы SA с пользователями, видимо, необходимы следующие режимы: получение решения поставленной задачи пользователями-потребителями; изменение и пополнение базы знаний при помощи экспертов и пользователей; извлечение полезной информации из базы знаний пользователями в процессе обучения, в том числе о структуре экспертной системы и ее функционировании.

Способность к обучению и возможность повышения качества обработки информации [7, 8] — главные отличия экспертных систем, которые к тому же во многом определяют доверие пользователей к вырабатываемым системой советам и решениям. Можно считать, что объяснение, основанное на фундаментальных принципах организации знаний в данной предметной области, наиболее убедительно, так как для пользователей может быть важна аргументация на уровне глубинных причинно-следственных закономерностей динамики механизмов, например важны основы и следствия возбуждения коротких и широкополосных механических импульсов (вейвлетов) из-за повреждений на поверхностях деталей.

Практическим примером может служить система ExpertALERT for Voyager (EAV) компании PREDICT/DLI [info@oktava.ru] — экспертная система вибродиагностики, которая позволяет диагностировать до 650 видов неисправностей для 21 класса таких машин, как турбины, генераторы, электродвигатели, коробки передач, шестеренные, центробежные, шиберные и поршневые насосы; шпиндели; вентиляторы, центробежные, поршневые и винтовые компрессоры; воздуходувки; ременные и цепные передачи; муфты и др.

Особенностью системы является использование трехосевого сбора вибрационных данных, что может повысить достоверность диагноза. Кроме этого в базу данных системы могут быть занесены сведения о наличии в смазочном материале металлической стружки, изменении характеристик смазочного материала, температурных режимах работы оборудования и другие характеристики, сопутствующие изнашиванию машин.

Особое место в экспертных системах виброконтроля и диагностики занимают способы обработки сигналов — prJ, так как они могут формировать их интеллект и влияют на качество анализа, на наличие дефектов в оборудовании. При этом наиболее известным полигармоническим способом преобразований — на основе быстрого преобразования Фурье, не всегда обеспечивается необходимое качество анализа из-за искажений, вносимых в переходные и импульсные процессы. Более приемлемым, видимо, можно считать преобразование на основе вычисления спектральной плотности амплитуд [9], при котором требуется только из анализируемой выборки сигнала вибрации исключить постоянную составляющую (центрирование).

Рассмотрим реализацию данного способа на основе компилятора языка PowerBASIC 7.02 для Windows [www.powerbasic.com], позволяющего наиболее наглядно представить алгоритмы преобразования сигналов и генерирующего компактный быстрый машинный код на уровне C/C++.

Далее представлены некоторые программы для prJ, начинающиеся с определения значений начального адреса памяти (x, v) массивов данных (Data-VDate), и указаны (REM) типы используемых переменных:

```
DIM x AS INTEGER PTR, DIM v AS INTEGER PTR
x = VARRTR(Data!), v = VARRTR(VData!), DIM Q AS SINGLE,
DIM m AS SINGLE, DIM k AS WORD, DIM y AS SINGLE
REM — центрирование данных путем устранения в них постоянной составляющей, например на массиве в 32768 байт (с использованием циклов FOR — NEXT):
m = 0 REM — SINGLE — обозначает вычисления с единственной точностью.
FOR x = (x) TO x = (x + 32763) STEP 4
Q = m + @x REM — @x представляет значение данных по адресу x
NEXT x
Q/8192 = Q REM — среднее значение постоянной составляющей в данных
FOR x = (x) TO x = (x + 32763) STEP 4
@x − Q = @x REM — центрирование
NEXT x
```

REM — далее выполним циклы сложения- вычитания на массивах Date и VDate с целью получения значений амплитуд спектральной плотности:

FOR k = 1 TO 13 STEP 1 REM — число 13 указывает на общее число выполняемых далее циклов.

FOR x = (x) TO x = (x + 32759) STEP 8

@(x + 4) − @x = @v, @x + @(x + 4) = @(v + 16381), v = (v + 4)

NEXT x

FOR v = (v) TO v = (v + 32759) STEP 8

@(v + 4) − @v = @(x), @v + @(v + 4) = @(x + 16381), x = (x + 4)

NEXT v

NEXT k

Таким образом, для расчета 8192 значений амплитуд спектральной плотности требуется проведение 13 циклов сложений-вычитаний, определяемых как показатель степени по основанию 2 из общего числа плотностей спектральных амплитуд. Необходимо отметить, что перед использованием результатов вычислений требуется полученные значения разделить на их общее число.

Обратное преобразование во временную область, включая цифровую фильтрацию, осуществляется аналогично.

Кроме вычислений кепстра [2] и автокорреляционной функции, при диагностике представляет интерес определение степени модуляции энергии сигнала вибрации. Это может сократить время выявления некоторых неисправностей и дефектов (при условии определенной стационарности режимов нагрузки и работы механизмов). Данный показатель, по-видимому, аналогичен пик-фактору, но может быть более чувствительным к незначительным повреждениям в ранней стадии их развития. Кроме того, с его помощью можно выявить степень повреждений механизмов некоторыми дефектами по трем интервалам значений: зеленая, желтая, красная зоны. Одним из вариантов реализации данного алгоритма будет следующий:

Q = 0

FOR x = (x) TO x = (x + 32673) STEP 4

@x∧2 = @x, Q + @x = Q

NEXT x

Q/8192 = Q

FOR x = (x) TO x = (x + 32767) STEP 4

IF @x > @(x + 4) THEN @x = y, IF @x < @(x + 4) THEN @x = m,

IF @(x + 4) > @x THEN @(x + 4) = y, IF @(x + 4) < @x THEN m = @(x + 4)

NEXT x

(y − m)/Q = y REM — y равен максимуму модуляции энергии сигнала вибрации за время t его выборки. Данный показатель применим и к спектральному составу вибрации.

На некоторых предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности [10] для обнаружения дефектов в подшипниках качения используют спектр виброскорости их корпусов, дающий хорошие результаты по выявлению повреждений при ширине полосы анализа до 140 ÷ 200 Гц. Однако в настоящее время наиболее доступны вибропреобразователи ускорения. Их спектр можно трансформировать в значения спектра виброскорости посредством следующего цифрового преобразования (погрешность снижается при увеличении общего числа спектральных составляющих):

y = 1/t REM — здесь t — длительность выборки сигнала вибрации, с.

FOR x = (x + 4) TO x = (x + 32759) STEP 8

@x/y = @x, @(x + 4)/y = @(x + 4), (x + 8 − 32759) y = y

NEXT x

@(x + 32763) = 0 REM — последняя высокочастотная составляющая приравнена к 0 с целью упрощения преобразований.

Кроме указанного, можно выполнять преобразования для получения значений виброжесткости и вибросмещения, которые соответственно увеличат или уменьшат значимость высокочастотных составляющих спектра механических колебаний. Так, виброжесткость, как показали эксперименты, наиболее подходит для контроля состояния смазочного материала, состояния поверхностей фрикционных узлов, подшипников скольжения, а вибросмещение — для оценки жесткости крепления механизмов к фундаменту.

При этом частота шины ПЭВМ в 133 МГц и практически неограниченная возможность увеличения виртуальной памяти позволяют оперативно обрабатывать большие массивы данных, в том числе представленных и в виде файлов.

Таким образом, имеется возможность повысить качество обработки сигналов в системах контроля механического оборудования и увеличить число алгоритмов выявления неисправностей для повышения достоверности результатов диагностики.

Способ обработки сигналов [9] использован в экспертной системе, внедренной на Картонно-бумажном комбинате (г. Набережные Челны).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пархоменко П. П.** О технической диагностике. М.: Знание, 1969. 64 с.
2. **Вибрации** в технике: Справочник. В 6 т. / Ред. совет: В. Н. Челомей и др. 1981. Т. 5. Измерения и испытания // Под ред. Н. Д. Генкина. М.: Машиностроение, 1981. 496 с.
3. **Барков А. В., Баркова Н. А., Азовцев А. Ю.** Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации. СПб.: АО ВАСТ, 1997.
4. **Построение** экспертных систем: Пер. с англ. М.: Мир, 1987. 158 с.
5. **Соломатин Н. М.** Информационные семантические системы. М.: Высшая школа, 1989. 128 с.
6. **Кузин Е. С. и др.** Интеллектуализация ЭВМ. М.: Высшая школа, 1989. 160 с.
7. **Джонсон Н., Лион Ф.** Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы планирования эксперимента. М.: Мир, 1981. 516 с.
8. **Ферстер Э., Ренц Б.** Методы корреляционного и регрессивного анализа. М.: Финансы и статистика, 1983. 302 с.
9. **Способ** обработки сигналов: заявка 20001226673 РФ.
10. **Короткий В. Г.** Диагностика подшипников качения бумагоделательных машин // Вибрационная диагностика. 2005. № 1. С. 16—19.

УДК 539.61

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

Адгезия жидкости при обтекании поверхности твердого тела

Рассматривается возможность реализации способа послойной укладки микрочастиц в наноструктурированные материалы путем облитерации жидкости в круглых или щелевидных капиллярах.

Исследования в области материаловедения, проводимые в наноразмерном диапазоне, лежат на стыке наук, и нередко изыскания затрагивают такие области нанотехнологии, как физика твердого тела, электроника и т. д. Нанотехнологии позволяют создавать большие структуры с иной организацией на молекулярном уровне. Структуры в наноразмерном диапазоне 1 ÷ 100 нм обладают свойствами, существенно отличающимися от свойств отдельных изолированных молекул и частиц размером больше 100 нм. Наноматериалы представляют собой искусственно или естественно упорядоченную систему базовых элементов в наноразмерном диапазоне, обеспечивающую новые свойства (механические, химические, электрофизические и др.), т. е. процессы структурного упорядочения наноразмерных частиц вещества обусловливают новые свойства, проявляющиеся в виде квантово-размерных, синергетически-кооперативных и других эффектов. Это позволяет изготовлять новые материалы. Основой наноструктурированных материалов являются как атомы химических элементов, так и молекулы органических веществ, например нуклеиновые кислоты.

В нанотехнологии существуют два способа обработки материала: так называемые технология сверху-вниз и технология снизу-вверх. В первом случае минимальный размер элемента ограничивается длиной волны лазерного луча. Лазерный луч с наименьшей длиной волны позволяет осуществлять микрообработку материала с точностью до 100 нм. Эта технология сложна и является очень дорогостоящей, поэтому она малопригодна для крупносерийного производства.

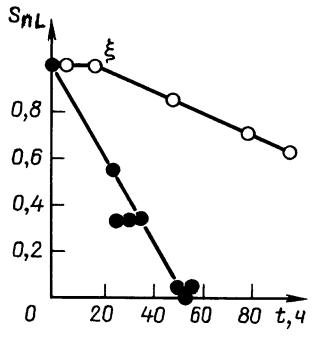
Изучение процесса адгезии жидкости при обтекании поверхности твердого тела может существенно изменить концепцию метода расчета и принцип действия технических систем, используемых в нанотехнологиях.

Дальнейшее развитие нанотехнологий требует фундаментальных исследований в области адгезионного взаимодействия веществ на атомарно-молекулярном уровне. Началом прорыва в области нанотехнологий может стать детальное исследование физики процесса адгезии жидкости при обтекании поверхности твердого тела. Несмотря на детальные исследования адгезии молекул неподвижного граничного слоя жидкости и ламинарного потока, в случае облитерации капилляра и фильтрационного эффекта в пористых телах механизм самоформирования множества молекулярных граничных слоев, обладающих сдвиговой прочностью, остается неясным. Исследователи находятся лишь в начале пути познания природы этого явления. Обнаруженный особый вид ламинарного течения жидкости при числе Рейнольдса, равном 6,3, подтверждает наличие белых пятен в теории поведения жидкости, протекающей вблизи поверхности твердого тела [1].

В работах [2, 3] представлены результаты опытов, проведенных такими учеными, как Г. П. Вовк, Т. М. Башта, И. Н. Кичин, Ф. Г. Погодаев, которые исследовали зависимости облитерации капилляра от диаметра и длины капилляра, приложенного давления для различных жидкостей. В результате было установлено, что трансформаторное масло при уменьшении поперечного сечения при облитерации может закрыть капилляр диаметром 200 мкм, частично закрыть капилляр диаметром 300 мкм. При этом в капиллярах диаметром 400 мкм облитерация не наблюдается. Вода при облитерации может закрыть капилляр диаметром около 200 мкм [3, 5, 6]. При этом образуются слои жидкости, способные находиться в неподвижном состоянии, несмотря на смывающее усилие потока. Таким образом, при облитерации капилляра образуются полимолекулярные слои жидкости, обладающие сдвиговой прочностью.

Поэтому можно сделать вывод о том, что в процессе обтекания жидкостью поверхности твердого тела под действием сил адгезии формируются неподвижные граничные слои жидкости толщиной около 100 мкм. Предположим, что толщина прилипающих слоев равна размеру молекулы воды. Тогда в случае облитерации капилляра водой образуются более 3,3 млн неподвижных граничных слоев, что существенно отличается от гипотезы Ньютона о наличии одного неподвижного слоя жидкости на поверхности твердого тела. Очевидно, что после образования первичного монослоя жидкости последующее прилипание происходит уже между молекулами только жидкости монослоя и молекулами текущей жидкости. Таким образом, встает задача определения силы когезии между частицами ламинарного потока и неподвижного слоя жидкости в случае облитерации капилляра. В работе [6] рассмотрен метод определения силы когезии между молекулами ламинарного потока и молекулами неподвижного граничного слоя жидкости и определено значение энергии связи молекулы воды, находящейся в потенциальной энергетической яме молекул, связанных силами притяжения Ван-дер-Ваальса, в неподвижном граничном слое жидкости. Расчеты, проведенные в работе [1], показали, что временна́я граница перехода микропроцессов внутреннего трения в масштаб событий макропроцесса — облитерации капилляра, имеет приблизительный интервал времени, равный 1 ч.

Несмотря на большое количество экспериментальных данных, математическая постановка задачи отсутствует, так как исследуемые облитерация капилляра и фильтрационный эффект в пористых телах из-за микроскопических размеров прилипания молекул ламинарного потока к "поверхности" неподвижного граничного слоя настолько сложны, что до сих пор не суще-



Зависимости изменения расхода бидистиллированной воды от времени при перепаде давления в 200 Па для капилляров:
1 — из пирексового стекла диаметром 124 мкм, длиной 5,2 см; *2* — из коррозионно-стойкой стали диаметром 238 мкм, длиной 2, 5 см (ξ — начало облитерации капилляра)

ствует удовлетворительной схемы этого процесса. Исследование осложняется микроскопичностью изменения толщины неподвижного граничного слоя и отсутствием метода, посредством которого это изменение можно выявить. Кроме того, неразличимость молекул ламинарного потока жидкости и молекул неподвижного граничного слоя не позволяет определить толщину неподвижного граничного слоя.

Задача исследования с учетом интервала времени перехода микропроцессов внутреннего трения в макропроцесс облитерации капилляра формулируется следующим образом: определение особенностей изменения толщины неподвижного граничного слоя жидкости в случае облитерации капилляра.

Утолщение неподвижного граничного слоя. Закрытие поперечного сечения капилляра в случае особого вида ламинарного течения (облитерация при Re ≈ 6,3) зависит от времени (рисунок). Пусть поперечное сечение капилляра до облитерации πr_n^2, а при облитерации — πr_L^2, тогда [1] функция, определяющая уменьшение сечения капилляра в случае особого вида ламинарного течения, имеет вид:

$$S_{nL}(t) = \frac{\pi r_L^2}{\pi r_n^2}.$$

При облитерации радиус капилляра r_n со временем уменьшается на размер прилипших молекул (Δr). Этот процесс можно представить как

$$S_{nL}(t) = r_L^2/r_n^2 = (r_n - \Delta r)^2/r_n^2 = \\ = (1 + \Delta r^2/r_n^2) - 2\Delta r/r_n, \quad (1)$$

где $(1 + \Delta r^2/r_n^2)$ — отражает процессы до начала формирования первоначального неподвижного граничного слоя жидкости; $2\Delta r/r_n$ — постоянная величина, характеризующая относительное уменьшение радиуса капилляра (вследствие адгезии молекул ламинарного потока жидкости к стенке капилляра) за 1 ч. Членом $\Delta r^2/r_n^2$ из-за весьма малой величины можно пренебречь.

Следовательно, выражение (1) будет иметь вид:

$$S_{nL}(t) = 1 - 2\Delta r/r_n. \quad (2)$$

Найдем изменение поперечного сечения от времени в случае облитерации капилляра: $\int_0^{t_\xi} (2\Delta r/r_n)\mathrm{d}t = (2\Delta r/r_n)t_\xi$, где t_ξ — время облитерации капилляра.

Обозначив изменение, соответствующее увеличению на $2\Delta r/r_n$ за 1 ч, через ξ получим

$$S_{nL} = 1 - \xi t_\xi, \quad (3)$$

где $S_{nL} = 1$ — выражает ламинарный режим течения жидкости в трубке при отсутствии увеличения толщины неподвижного граничного слоя; ξt_ξ — увеличение толщины неподвижного граничного слоя с течением времени. Если $\xi t_\xi = 0$, то $S_{nL} = 1$. Если $\xi t_\xi = 1$, то $S_{nl} = 0$ — течение жидкости через трубку прекращается. Из выражения (3) найдем:

$$\xi = (1 - S_{nL})/t_\xi. \quad (4)$$

Полученные из уравнения (4) значения ξ приведены в табл. 1. Их анализ показал, что значения ξ для трубок, изготовленных из одного и того же материала, относительно постоянны, а также имеет место постоянство значений ξ для одинакового числа перегонок воды. При течении бидистиллированной воды в капиллярах из пирексового стекла склонность к облитерации выше, чем у дистиллированной воды. При течении дистиллированной воды в капиллярах из молибденового стекла склонность к облитерации выше, чем у бидистиллированной воды, а в капиллярах из коррозионно-стойкой стали облитерация дистиллированной воды выше, чем облитерация бидистиллированной воды. При этом по

Таблица 1

Относительное изменение толщины ξ неподвижного граничного слоя за 1 ч для различных материалов

Номер опыта	Температура, °C	Пирексовое стекло		Молибденовое стекло		Коррозионно-стойкая сталь		
		Дистиллят	Бидистиллят	Дистиллят	Бидистиллят	Дистиллят	Бидистиллят	Тридистиллят
1	16	0,003	0,0037	0,0127	0,0104	—	0,0183	0,0533
2		0,0028	0,0039	0,0132	0,0100	—	0,0183	0,0525
3		0,0029	0,0035	0,0132	0,0100	—	0,0200	—
4		0,0026	—	—	0,0098	—	0,0186	—
1	30	0,0026	0,0039	0,013	0,0110	0,0217	0,0205	0,0382
2		0,0030	0,0048	—	0,0109	0,0204	0,0203	0,0338
3		0,0034	0,0050	—	0,0116	0,0210	0,0202	0,0365
4		—	—	—	0,0100	0,0214	—	—
5		—	—	—	0,0106	—	—	—
6		—	—	—	0,0144	—	—	—

Таблица 2

Значения параметра $\Delta r/t_\xi$ для воды с различным числом перегонок и разного материала, 10^{-7} м

Материал	Дистиллят	Бидистиллят	Тридистиллят
Пирексовое стекло	1,5	2,0	—
Молибденовое стекло	6,5	5,5	—
Коррозионно-стойкая сталь	11	9,5	26 (при 16 °С) 18 (при 30 °С)

способности к облитерации первое место занимает коррозионно-стойкая сталь, затем молибденовое стекло и, наконец, пирексовое стекло. Эти данные согласуются с выводами, приведенными в работе [4].

При формировании неподвижного граничного слоя воды, т. е. при расходе жидкости 1,0 ÷ 1,1 мкл/с, параметр ξ имеет меньшее значение, чем при расходе жидкости 1,1 ÷ 1,6 мкл/с. При вибрации с амплитудой 0,004 мм значение параметра ξ уменьшается. После образования первоначального неподвижного граничного слоя воды, который формируется при расходе 1,0 ÷ 1,1 мкл/с, последующее изменение расхода до 1,6 мкл/с не изменяет значение ξ [3].

Используя полученные значения ξ, можно определить величину нарастания толщины неподвижного граничного слоя Δr за 1 ч. Из выражений (2) и (3) получим:

$$\Delta r/t_\xi = \xi r_n/2. \qquad (5)$$

Подставив значения параметра ξ, приведенные в табл. 1, в уравнение (5) и полагая для простоты расчета, что r_n = 100 мкм, найдем $\Delta r/t_\xi$ (табл. 2).

Диаметр молекулы воды составляет примерно $3 \cdot 10^{-10}$ м. Число слоев, образованных в капиллярах за 1 ч: $(\Delta r/t_\xi)/d$. Можно предположить, что в воде, движущейся по капиллярам, возможно образование кластеров воды размером около $(6 \div 9) \cdot 10^{-10}$ м в течение 1 с.

Прилипание частиц жидкости в ламинарном потоке к неподвижному граничному слою в зоне действия сил адгезии твердого тела можно использовать для реализации послойной укладки наночастиц на кристаллическую подложку в нанотехнологии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ванчиков В. Ц.** Микроскопические изменения в контактных системах // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 32, 33.
2. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Физматгиз, 1963. 472 с.
3. **Ванчиков В. Ц.** Управление слоем трения в технологических процессах. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 172 с.
4. **Башта Т. М.** Самолетные и гидравлические приводы и агрегаты М.: Оборонгиз, 1951. 510 с.
5. **Ванчиков В. Ц.** Облитерационное явление в капиллярах устройств гидроавтоматики // Вестник машиностроения. 2006. № 1. С. 88.
6. **Ванчиков В. Ц.** Метод определения сил когезии в вязком подслое // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 39—40.

УДК 541.572.7

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

Наноразмерный эффект сил Ван-дер-Ваальса в граничном слое жидкости

Введение. С развитием молекулярных технологий чрезвычайно возрос интерес к силам Ван-дер-Ваальса — силам межмолекулярного взаимодействия, обусловливающим формирование пространственной структуры биологических макромолекул. В процессе эволюции биологические молекулы, из которых состоят органические вещества, приобрели свойства, делающие их весьма привлекательными для использования в нанотехнологиях. При этом важен механизм самосборки, самоорганизации биоструктур, строение которых начинается с мономеров, затем последовательно образуются такие полимеры, как ДНК, РНК, белки, и далее происходит самоформирование клеток, органов и целых организмов.

Известно, что ламинарное течение в капилляре при числе Рейнольдса Re = 6,3 переходит в особый вид ламинарного течения жидкости [1]. В этом случае молекулы граничного слоя, обездвиженные силами адгезии твердого тела, под действием касательной составляющей сил гидродинамического давления ориентируются по направлению течения. Такая ориентация молекул граничного слоя приводит к появлению сил когезии между молекулами неподвижного граничного слоя и ламинарного потока; молекулы последнего также ориентированы по течению (в соответствии с эффектом Максвелла [2]). В результате действия сил Ван-дер-Ваальса происходит послойная укладка молекул ламинарного потока в виде неподвижных слоев на стенке капилляра.

Естественно предположить, что некоторые детали механизма возникновения особого вида ламинарного течения схожи с вышеуказанными процессами самосборки, самоформирования биологических молекул. Отсюда следует, что детальное исследование механизма возникновения сил когезии между микрочастицами ламинарного потока и неподвижного граничного слоя жидкости является весьма актуальным для понимания базовых нанотехнологических методов сборки наноструктурированных материалов.

Цель данной работы — показать, что послойная самоукладка наноразмерных пленок жидкости в случае особого вида ламинарного течения в капилляре обусловлена наноразмерным эффектом сил Ван-дер-Ваальса.

Постановка задачи. При действии контактных сил влияние атомно-молекулярной структуры твердого тела

проявляется в виде постоянной величины, равной 0,16 [3]. В соответствии с этим в работе [4], используя параметр $1/2\pi$ (или 0,16), автор преобразовал формулу Гагена—Пуазейля к виду:

$$\frac{V}{t} = \pi^3\left\{\left(\frac{1}{2\pi}r^2\right)\left[\left(\frac{1}{2\pi}\frac{\pi r^2}{\eta}\right)\left(\frac{1}{2\pi}\frac{\Delta p}{L}\right)\right]\right\},$$

где V — объем жидкой частицы (малого элемента жидкости), вытекающий за время t; r^2 — количественное выражение адгезионной составляющей (вызвана адгезией жидкости к стенке капилляра) силы сопротивления течению жидкости (в работе [5] в кинематической характеристике "течение — скорость" действие адгезионной составляющей силы сопротивления выделено в виде квадрата радиуса капилляра); π/r^2 — площадь поперечного сечения капилляра, размеры которого соизмеримы с толщиной граничного слоя; η — динамический коэффициент вязкости; Δp — перепад давления; L — длина капилляра, размеры которого соизмеримы с толщиной граничного слоя.

Для обоснования указанного представления необходимо разработать аналитическую модель действия сил Ван-дер-Ваальса в граничном слое жидкости.

Силы Ван-дер-Ваальса в граничном слое жидкости. В работе [4] показано, что для режима течения, при котором увеличивается толщина неподвижного граничного слоя, импульс Ft силы жидкой частицы ламинарного потока на длине L трубки, имеющей наноразмерный масштаб, равен объемному расходу Q:

$$\frac{1}{\rho}\frac{Ft}{L} = \frac{\pi}{8}\frac{r^4}{\eta}\frac{\Delta p}{L} = Q, \qquad (1)$$

где ρ — плотность жидкости.

Если выражение (1) представить в виде:

$$\frac{1}{\rho}\frac{Ft}{S} = \frac{r^2}{8}\frac{\Delta p}{\eta} = \nu,$$

где $S = \pi r^2$, то получим уравнение, характеризующее кинематическую вязкость ν.

Следовательно, при режиме течения, когда возникает явление когезии жидкой частицы к "жидкой поверхности" неподвижного граничного слоя, импульс силы жидкой частицы на поверхности контакта, соизмеримой с площадью поперечного сечения трубки, равен кинематической вязкости жидкости.

Аналогично находим:

$$\frac{1}{\rho}\frac{Ft}{V} = \frac{r^2}{8}\frac{\Delta p}{\eta L} = u, \qquad (2)$$

где $V = SL$; $\rho V = m$ — масса жидкой частицы.

Следовательно, при режиме течения, когда происходит процесс отрыва жидкой частицы от "поверхности" неподвижного граничного слоя, импульс силы, разделенный на объем жидкой частицы, равен скорости u течения.

В работе [5] показано, что адгезионное взаимодействие жидкости и твердого тела имеет аналогию с гравитационным взаимодействием тел или взаимодействием разноименных зарядов; последнее оценивается с помощью квадрата расстояния между объектами взаимодействия, т. е. посредством применения геометрического параметра, имеющего размерность площади. Чтобы показать правомерность такого представления, преобразуем выражение (2) к виду:

$$\frac{F}{r^2} = \left(\frac{m}{t}\right)\left[\frac{\Delta p}{8\eta L}\right], \qquad (3)$$

где m/t — массовый расход в случае особого вида ламинарного течения — наноразмерного эффекта сил Ван-дер-Ваальса при послойной самоукладке молекул ламинарного потока в виде неподвижных упорядоченных слоев на стенке капилляра, наблюдаемого при числе $\mathrm{Re} \approx 2\pi$ (или 6,3).

Наноразмерный эффект сил Ван-дер-Ваальса при послойной самоукладке молекул ламинарного течения жидкости на стенке капилляра происходит следующим образом. По третьему закону Ньютона движущая сила F ламинарного течения при $\mathrm{Re} \approx 2\pi$ равна силе F_a адгезионного взаимодействия жидкости и твердого тела (силам Ван-дер-Ваальса): $F = F_a$. Отсюда следует, что в условиях течения жидкости, когда $\mathrm{Re} \approx 2\pi$, уравнение (3) принимает вид:

$$\frac{F_a}{r^2} = \left(\frac{m}{t}\right)\left[\frac{\Delta p}{8\eta L}\right]. \qquad (4)$$

Приведем уравнение (4) в соответствие с выражением (2), в результате чего выражение в квадратной скобке преобразованного уравнения (4) оказывается равным кинематической характеристике "течение — скорость" u, т. е. ван-дер-ваальсовы силы притяжения жидкости и твердого тела в условиях возникновения особого вида ламинарного течения имеют вид:

$$F_a = \left(\frac{m}{t}\right)\left[\frac{r^2\Delta p}{8\eta L}\right] = \left(\frac{m}{t}\right)u. \qquad (5)$$

Выражение (5) имеет вид уравнения движения тела переменной массы И. В. Мещерского [6]. Иными словами, в зоне действия ван-дер-ваальсовых сил притяжения поверхностных молекул твердого тела жидкая частица (наночастица) ламинарного потока, состоящая из множества молекул, уменьшается, прилипая молекула за молекулой к "поверхности" граничного слоя — в процессе укладки молекул потока в виде неподвижных слоев на стенке капилляра.

Заключение. Силы Ван-дер-Ваальса в случае особого вида ламинарного течения в капилляре определяются посредством применения геометрического параметра, имеющего размерность площади.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ванчиков В. Ц.** Микроскопические изменения в контактных системах // Вестник машиностроения. 2005. № 8. С. 32, 33.
2. **Михайлов И. Г., Соловьев В. А., Сырников Ю. П.** Основы молекулярной акустики. М.: Наука, 1964. 516 с.
3. **Ванчиков В. Ц.** Контактные силы // Прикладная физика. 2007. № 3. С. 40—45.
4. **Ванчиков В. Ц.** Гидродинамика облитерационного явления в системах автоматики // Прикладная физика. 2006. № 3. С. 13—16.
5. **Ванчиков В. Ц.** Облитерационное явление в капиллярах устройств гидроавтоматики // Вестник машиностроения. 2006. № 1. С. 88.
6. **Карякин Н. И., Быстров К. Н., Киреев П. С.** Краткий справочник по физике. М.: Высшая школа, 1964. С. 61.

УДК 621.895

Г. М. СОРОКИН, д-р техн. наук
(РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, г. Москва),
Б. И. КОВАЛЬСКИЙ, д-р техн. наук, Ю. Н. БЕЗБОРОДОВ, канд. техн. наук,
Н. Н. МАЛЫШЕВА
(ФГОУ ВПО "Сибирский федеральный университет", Политехнический институт, г. Красноярск)

Термоокислительная стабильность минерального трансмиссионного масла $ТС_{гип}$

Представлены результаты испытаний минерального трансмиссионного масла $ТС_{гип}$ на термоокислительную стабильность, определено влияние продуктов окисления на вязкость окисленного масла, предложен энергетический критерий процесса окисления.

Одной из важнейших задач, стоящих перед разработчиками техники и пользователями, является правильный выбор смазочных материалов для узлов трения. Существующая классификация смазочных материалов не предоставляет полной информации об их свойствах при эксплуатации, кроме того, отсутствуют экспрессивные методы контроля, что отрицательно сказывается на надежности техники и снижает эффективность использования смазочных материалов.

Наиболее востребованный показатель работоспособности смазочного материала — диапазон рабочих температур. При повышении температуры ускоряются окислительные процессы, происходит деструкция присадок и базовой основы, а следовательно, уменьшается ресурс смазочного материала. Поэтому термоокислительная стабильность может служить комплексным показателем работоспособности смазочного материала, так как она зависит от кислотности, коррозионной стойкости, выработанного ресурса, вязкости и противоизносных свойств.

При использовании трансмиссионных масел температурный фактор проявляется в основном на поверхностях трения, что вызывает определенные трудности при исследованиях окислительных процессов. Поэтому в настоящей работе кинетика процесса окисления исследовалась в некотором объеме смазочного материала. Полученные же результаты можно использовать для объяснения процессов, протекающих и на поверхностях трения.

Термоокислительная стабильность трансмиссионных масел [1] исследовалась на специально разработанном приборе, который состоял из измерительного и механического блоков. Измерительный блок обеспечивал поддержание требуемых температур и частоту вращения (300 мин$^{-1}$) механической мешалки. Испытания проводились при температурах 130, 140 и 150 °С. Испытывалось минеральное масло $ТС_{гип}$. Для того чтобы исключить каталитическое влияние металлов на окислительные процессы, масло нагревали в стеклянном стакане, а перемешивание осуществляли с помощью стеклянной мешалки. Масса испытуемого масла составляла 100 г. Через определенные промежутки времени масло взвешивали, фотометрировали и определяли его вязкость с помощью соответственно электронных весов, фотометра и специально разработанного малообъемного вискозиметра. Термоокислительная стабильность масла оценивалась по его вязкости, коэффициенту поглощения светового потока и летучести.

На рис. 1, *а* представлены зависимости изменения коэффициента $K_п$ поглощения светового потока от времени и температуры масла. Установлено, что с понижением температуры скорость окислительных процессов уменьшается.

Оптические свойства масла [2] изменяются под действием продуктов окисления.

Изменение коэффициента $K_п$ описывается уравнением первого порядка: $K_п = \alpha_1 t + c$, где α_1 — коэффициент, характеризующий скорость окисления; t — время окисления; c — коэффициент, характеризующий оптические свойства испытуемого масла.

Исследования осадка, выделенного из окисленного масла с помощью центрифуги, показали, что продукты окисления могут находиться в растворенном виде, переходить в гелеобразное и сажеобразное состояния. При этом цвет осадка изменяется от светло-коричневого до черного.

Изменение вязкости трансмиссионного масла при окислении оце-

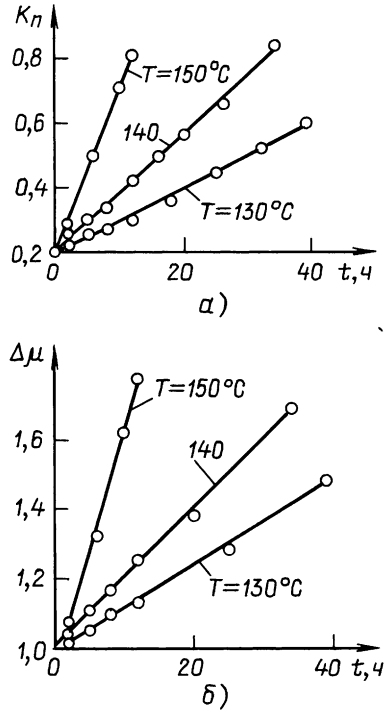


Рис. 1. Зависимости изменения коэффициентов $K_п$ (*а*) поглощения светового потока и $\Delta\mu$ (*б*) относительной вязкости от времени *t* и температуры *T* минерального трансмиссионного масла $ТС_{гип}$

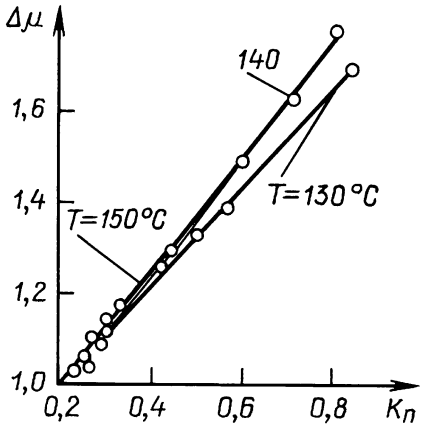


Рис. 2. Зависимости изменения коэффициента $\Delta\mu$ от коэффициента $K_п$ и температуры *T* масла $ТС_{гип}$

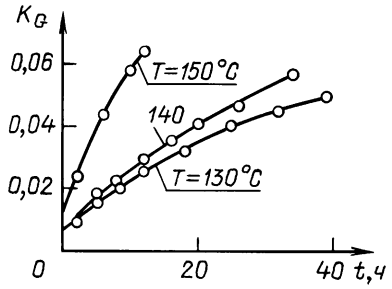


Рис. 3. Зависимости изменения коэффициента K_G от времени t испытания и температуры T масла ТС$_{гип}$

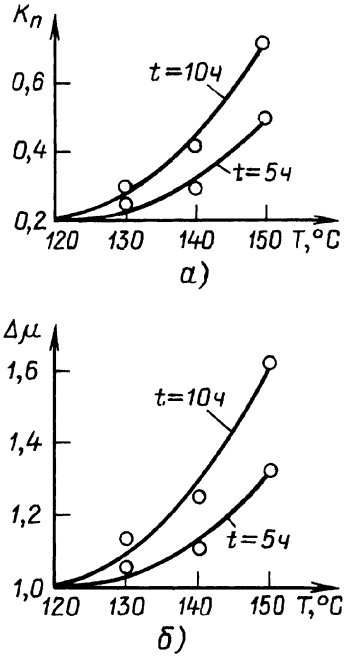


Рис. 4. Зависимости изменения коэффициентов $K_п$ (*а*) и Δμ (*б*) от температуры T масла ТС$_{гип}$ и времени t испытания

нивалось коэффициентом Δμ относительной вязкости (отношение вязкости окисленного масла к вязкости исходного масла). С уменьшением температуры (рис. 1, *б*) коэффициент относительной вязкости уменьшается, что связано с уменьшением скорости окисления.

Изменение коэффициента относительной вязкости описывается уравнением первого порядка (рис. 2) $\Delta\mu = \alpha_2(K_п - K_{п.и})$, где α_2 — коэффициент, характеризующий влияние продуктов окисления на вязкость масла; $K_{п.и}$ — коэффициент относительной вязкости исходного масла.

Летучесть трансмиссионного масла ТС$_{гип}$ (рис. 3) оценивается коэффициентом $K_G = m/m_0$, где m — масса испарившегося масла при испытании; m_0 — масса оставшегося после испытания масла.

Летучесть масла при температурах 140 и 130 °С меньше, чем при температуре 150 °С. Поэтому данный показатель может характеризовать область рабочих температур трансмиссионного масла.

Влияние температуры на коэффициент поглощения светового потока (рис. 4, *а*) оценивалось для времени испытаний 5 и 10 ч. Связь между этими параметрами описывается уравнением $K_п = \alpha T^2 + bT + c$, где α_1 и b — коэффициенты, характеризующие склонность масла к окислению; T — температура.

При температуре 150 °С скорость изменения коэффициента $K_п$ значительно увеличивается. Масло ТС$_{гип}$ начинает окисляться при температуре 120 °С. Начало окисления может служить критерием при классификации трансмиссионных масел.

Зависимости изменения относительной вязкости Δμ от температуры масла представлены на рис. 4, *б*. Значение параметра Δμ значительно увеличивается при температуре 150 °С.

Введем комплексный показатель: $K = K_п/\Delta\mu$.

При равнозначном влиянии продуктов окисления на вязкость и оптические свойства масла функция $K = f(K_п)$ (рис. 5) будет прямой, проходящей под углом 45° к осям x и y (штриховая линия). Установлено, что с увеличением коэффициента поглощения светового потока, коэффициент K уменьшается, т. е. продукты окисления в большей степени влияют на вязкость масла, чем на его оптические свойства. Причем при температурах 150 и 130 °С продукты окисления имеют одинаковый состав, так как зависимости $K = f(K_п)$ совпадают.

Сумма коэффициентов $K_п$ и K_G определяет энергию превращения, затрачиваемую на окисление и испарение масла: $E_п = K_п + K_G$. Зависимости изменения параметра $E_п$ от времени испытания (рис. 6, *а*) описываются уравнением $E_п = \alpha_3 t + E_0$, где α_3 — коэффициент, характеризующий скорость изменения энергии превращения; E_0 — начальная энергия. Зависимость показателя $E_п$ от коэффициента $K_п$ (рис. 6, *б*) определяется уравнением $E_п = A\sin\beta K_п$.

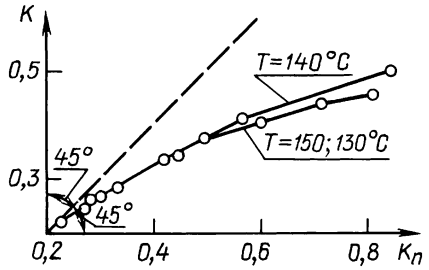


Рис. 5. Зависимости изменения коэффициента K от коэффициента $K_п$ и температуры T масла ТС$_{гип}$

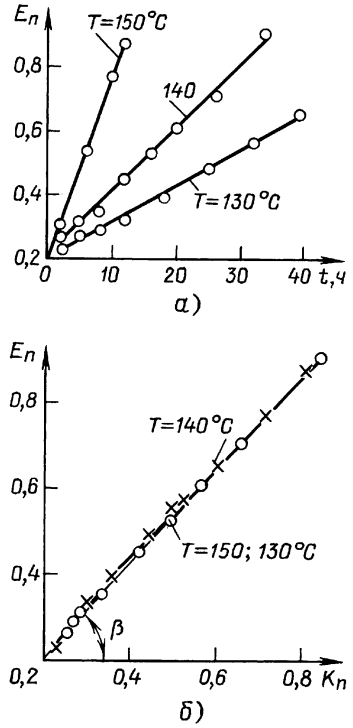


Рис. 6. Зависимости изменения показателя $E_п$ от времени (*а*) и коэффициента $K_п$ (*б*) для масла ТС$_{гип}$ при различной температуре T

Анализ показал, что с увеличением концентрации продуктов окисления значение параметра $E_п$ увеличивается, а состав продуктов окисления не зависит от температуры масла. Поэтому как параметр состояния трансмиссионного масла угол β можно использовать в качестве критерия при классификации масел по эксплуатационным свойствам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пат. 2057326 РФ:** МПК^7 G 01 N 25/02. Способ определения термоокислительной стабильности смазочных материалов.

2. **Пат. 2219530 РФ:** МПК^7 G 01 N 25/00. Способ определения термоокислительной стабильности смазочных материалов.

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 620.178.162-033.6:621

Ю. Н. ДРОЗДОВ, д-р техн. наук. (ИМАШ им. А. А. Благонравова, РАН),
В. А. НАДЕИН ("НГБ-Энергодиагностика"), Т. М. САВИНОВА (ИМАШ им. А. А. Благонравова, РАН)

Прогнозирование интенсивности изнашивания технической керамики при трении

На основании теоретических методов и экспериментальных исследований разработана расчетная зависимость, включающая обобщенные характеристики для определения интенсивности изнашивания технической керамики. Учтены механические и теплофизические свойства керамики, трещиностойкость, напряженно-деформированное и температурное состояния трущихся тел, влияние окружающей среды. Дано сопоставление с существующими зависимостями.

Введение. При создании деталей машин все более активно используется высокотехнологичная техническая керамика. Высокая твердость, жаропрочность, коррозионная и абразивная стойкость, низкий удельный вес, а также высокая (до 30 МПа · м$^{1/2}$) вязкость разрушения отдельных типов керамик обеспечили разнообразное применение этих материалов в технике. Из керамических материалов изготовляют детали газотурбинных двигателей и двигателей внутреннего сгорания, подшипников шаровых и вибрационных мельниц, механических уплотнений, химического оборудования, а также трубы, сопла, валы, передаточные механизмы, режущие инструменты.

Проблемы широкого использования керамики в качестве конструкционного материала обусловливают необходимость прогнозирования ее трибологических характеристик.

Теоретические основы. В зависимости от условий трения керамики механизм изнашивания может быть различным: абразивным, адгезионным, усталостным, эрозионным и др., с хрупким и пластическим разрушением. Прогнозирование трибологических характеристик керамических материалов представляет сложную проблему. Износ керамики зависит от геометрии контакта, свойств материала, шероховатости поверхности, особенностей микроструктуры, параметров нагружения, смазочного материала и окружающей среды. Значительную трудность представляет поиск теоретических моделей, учитывающих сложный механизм изнашивания керамики, и компонент хрупкого контактного разрушения.

В настоящее время для прогнозирования прочностных характеристик керамик широко используют два относительно хорошо отработанных теоретических подхода: линейную механику упругого разрушения и статистику Вейбулла, связывающую вероятность разрушения материала со "слабым" звеном в нем. Первое направление дало теории и практике такое важнейшее понятие, как критический коэффициент интенсивности напряжений (K_{1c}), а второе — модуль Вейбулла (m).

Хрупкое разрушение керамики может быть описано в рамках механики разрушения, которая определяет условия страгивания и роста магистральных трещин различного вида в континуальной среде. По характеру нагружения различают статические (упругие и упругопластические), динамические (упругие и упругопластические) и циклические (усталостные) задачи механики контактного разрушения. При этом необходимо учитывать деградацию материала, накопление микроповреждений, возникновение исходной трещины (очага начала разрушения), поле остаточных напряжений, растягивающие компоненты которых являются причиной возникновения системы трещин [1—3].

Исследования хрупкого контактного разрушения характеризуются значительным рассеянием результатов. Возникает необходимость статистического описания распределения дефектов, прочностных свойств материалов и учета влияния масштабного фактора. Методы механики контактного разрушения используются для определения вязкости разрушения поверхностных зон материала, описания развития поверхностных и подповерхностных трещин, определения критериев выкрашивания фрагментов поверхностного слоя и оценки их размеров и др. Закономерности роста трещин в контакте необходимо рассматривать в рамках комплексного подхода на стыке физики-химии материалов, механики разрушения, молекулярной и атомной физики, термодинамики, трибологии, статистической физики и математики.

При рассмотрении хрупких трещин разрушение материала локализуется в малой окрестности вершины трещины. Напряжения у вершины трещины связаны с сингулярной характеристикой $1/\sqrt{r}$ (где r — расстояние по радиусу от вершины трещины). Начало распространения трещины может быть выражено критериями, основанными на энергетических и силовых факторах. Энергетический критерий разрушения был предложен А. А. Гриффитсом (1921 г.), силовой — Дж. Ирвиным (1957 г.). Напряженно-деформированное состояние непосредственно в окрестности фронта трещины при вычислении потока энергии можно представить тремя составляющими: нормального разрыва, поперечного и продольного сдвигов. Численно поток энергии G равен работе, отнесенной к единице приращения длины тре-

щины: для плоской деформации $G = \frac{1-\nu^2}{E} K_1^2$, для плоского напряженного состояния $G = \frac{1}{E} K_1^2$; для трещины общего вида $G = \frac{1-\nu^2}{E}(K_I^2 + K_{II}^2) + \frac{1-\nu}{E} K_{III}^2$, где K_I, K_{II}, K_{III} — коэффициент интенсивности напряжений для трещин соответственно отрыва (или нормального разрыва), поперечного сдвига и продольного (или антиплоского) сдвига.

Энергетический критерий начала роста трещины $G = G_c$, силовой — $K = K_c$, где G_c — удельная (эффективная) работа разрушения; K_c — критический коэффициент интенсивности напряжений. Обе величины называют вязкостью разрушения.

Теоретически напряжения вблизи вершины трещины весьма велики и при $r \to 0$ стремятся к бесконечности, как величина $r^{-1/2}$. В действительности у вершины трещины образуется область пластических деформаций ($0 \leqslant r \leqslant r_p$). Для случая плоской деформации (толстые пластины) на основе критерия текучести Треска-Сен-Венана можно получить:

$$r_p = \frac{(1-2\nu)^2}{2\pi} \frac{K_I^2}{\sigma_т^2},$$

где ν — коэффициент Пуассона; $\sigma_т$ — предел текучести.

В модели Леонова — Панасюка — Дагдейла трещина начинает расти, как только ее раскрытие на фронте δ достигает критического значений δ_c. Это значение принимают за характеристику трещиностойкости материала: $\delta = \delta_c$.

В нелинейной механике разрушения используют несколько критериев, среди которых наиболее распространенным является энергетический критерий $J < J_{1c}$ (J-интеграл Райса—Черепанова), который отражает выделение энергии за счет распространения трещины и вычисляется как интеграл по любому замкнутому контуру вокруг вершины трещины:

$$J = \int_\Gamma \left(W \mathrm{d}y - \sigma_{ij} n_i \frac{\partial u_j}{\mathrm{d}x} \right) \mathrm{d}S + \int_A \alpha \sigma_{ij} \delta_{ij} \frac{\partial T}{\partial x} \mathrm{d}x\mathrm{d}y,$$

где Γ — контур интегрирования вокруг вершины трещины; A — область внутри контура Γ; W — плотность энергии деформации; n_i — нормаль к контуру Γ; u_j — перемещение точек на Γ; α — коэффициент линейного температурного расширения; $T = T(x, y)$ — температура; J_c — упругопластическая вязкость разрушения — экспериментально определяемая критическая величина J-интеграла (с величиной раскрытия δ_c трещины в ее вершине величина J_c связана зависимостью $J_{1c} = m\sigma_т\delta_c$, где $m = 1 \div 3$ — эмпирический коэффициент).

При эксплуатации обычно увеличивается опасность хрупкого разрушения, к которому предрасполагают концентраторы напряжений, динамические нагрузки, понижение температуры, увеличение размеров деталей, развитие усталостных процессов и другие факторы.

По мере развития трещины могут появиться причины его замедления или полной остановки — это уменьшение напряжений; образование зоны сжимающих остаточных напряжений у вершины трещины в результате отдельных перегрузок; появление включений и слоев более вязких материалов и т. п. Торможение трещин происходит, когда трещинодвижущая сила становится меньше силы сопротивления росту трещины. Одна из причин роста силы сопротивления — увеличение вязкости материала на пути трещины, что связано с наличием элементов других фаз в композиционных материалах. Кроме того, на поверхности часто присутствуют твердые и мягкие покрытия, нанесенные для получения каких-либо особых поверхностных свойств.

Явления, связанные с тепловым ударом, вследствие неравномерного нагревания или охлаждения материалов могут вызвать развитие имеющихся в них трещин. Напряжения, возникающие при весьма быстром изменении температуры, могут быть значительными и приводят к хрупкому разрушению и термической усталости материалов. Решение задач, связанных с распространением трещин в неравномерно нагретых телах, вызывает значительные математические трудности.

Для описания сложных процессов изнашивания технической керамики и прогнозирования ресурса узлов трения необходимо выбрать физически адекватные обобщенные характеристики изнашивания.

Обобщенные характеристики изнашивания керамики. На основании ранее разработанного теоретико-инвариантного метода расчета интенсивности изнашивания твердых тел при трении [4] найдем обобщенные характеристики для оценки изнашивания керамических материалов.

Анализ экспериментальных результатов и теоретических концепций механики разрушения, изложенный выше, позволил учесть фактор хрупкости керамики. Данный подход базируется на уравнениях эластогидродинамической теории смазки, химической кинетики, контактной теории упругости и теории прочности, учитывает теплофизические, адсорбционные и диффузионные процессы. Для этого проводятся углубленные исследования механизмов изнашивания, позволяющие объяснить влияние различных факторов и построить модель изнашивания керамических материалов, основанную не только на аппроксимации экспериментальных результатов, но и на математическом описании физической картины процесса.

Объемную интенсивность изнашивания технической керамики $I_V = \mathrm{d}V/\mathrm{d}S$ (где V — объемный износ, м^3; S — путь трения, м) с учетом физико-химического воздействия смазочного материала (окружающей среды) можно представить выражением

$$I_V = \alpha \Phi_1^a \Phi_2^b \Phi_3^c \Phi_4^d \Phi_5^e \Phi_6^g, \qquad (1)$$

В выражении (1): $\Phi_1 = fp/HV$ — фактор, характеризующий напряженное состояние контакта и безразмерную площадь фактического касания тел (здесь f — коэффициент трения; p — нормальное напряжение сжатия; HV — твердость по Виккерсу менее твердого из контактирующих материалов). Данный фактор вытекает из рассмотрения механики фрикционного контакта и успешно используется при оценке абразивного и адгезионного изнашивания;

$\Phi_2 = E(Ra)^{1/2}/K_{1c}$ — фактор, характеризующий хрупкость керамики, влияние шероховатости и модуля упругости (здесь E — модуль упругости керамики; Ra — среднеарифметическое отклонение профиля более твердого тела; K_{1c} — вязкость разрушения керамики);

$\Phi_3 = d\sigma_и^2 / K_{1c}^2$ — фактор, характеризующий влияние размера зерна, пластической зоны в области трещины и вязкость разрушения (здесь d — средний размер зерна керамики; $\sigma_и$ — прочность на изгиб керамики). Чем он больше, тем ближе разрушение к хрупкому, чем меньше — к вязкому;

$\Phi_4 = RT/E_x$ — фактор, характеризующий химическую модификацию поверхностей трения (здесь T — абсолютная температура в контакте; R — универсальная газовая постоянная; E_x — энергия активации распада межатомных связей поверхностных соединений). Химическая модификация поверхностей препятствует схватыванию и повышенному изнашиванию в тяжелых режимах трения. Износостойкость будет зависеть от соотношения скорости истирания модифицированных слоев и их образования в процессе трения, от их физико-механических свойств и размеров;

$\Phi_5 = q\delta_т/(\lambda T_{кр})$ — фактор, характеризующий влияние температурного градиента и теплового пограничного слоя (здесь q — плотность теплового потока; $\delta_т$ — толщина теплового пограничного слоя; λ — коэффициент теплопроводности материала; $T_{кр}$ — критическая температура);

$\Phi_6 = h/\chi$ — фактор, характеризующий относительную толщину смазочного слоя в контакте (здесь h — толщина смазочного слоя; χ — характерный размер режущей абразивной частицы или приведенная величина шероховатости);

α, a, b, c, d, e, g — коэффициенты, определяемые экспериментально.

Такое структурное моделирование позволяет получить модель изнашивания керамических материалов при трении, основанную на глубоких представлениях о повреждаемости и разрушении поверхностных слоев деталей, и учесть большое число параметров, описывающих различные по физической природе процессы.

Однако определение значений реальных контактных напряжений в узлах трения представляет значительную трудность. В связи с этим при прогнозировании износостойкости керамики вместо напряжения сжатия будем рассматривать параметр среднего контактного давления

$$\bar{p} = N/A_c,$$

где N — нормальная нагрузка; A_c — контурная (или номинальная) площадь.

В литературных источниках представлены данные по изнашиванию керамических материалов, работающих всухую или в режиме граничной смазки, что позволяет рассматривать выражение для объемной интенсивности изнашивания керамики, работающей при таких режимах в виде

$$I_V = \alpha\left(\frac{f\bar{p}}{HV}\right)^a \left(\frac{E\sqrt{Ra}}{K_{1c}}\right)^b \left(\frac{d\sigma_и^2}{K_{1c}^2}\right)^c \left(\frac{RT}{E_x}\right)^d \left(\frac{q\delta_т}{\lambda T_{кр}}\right)^e. \quad (2)$$

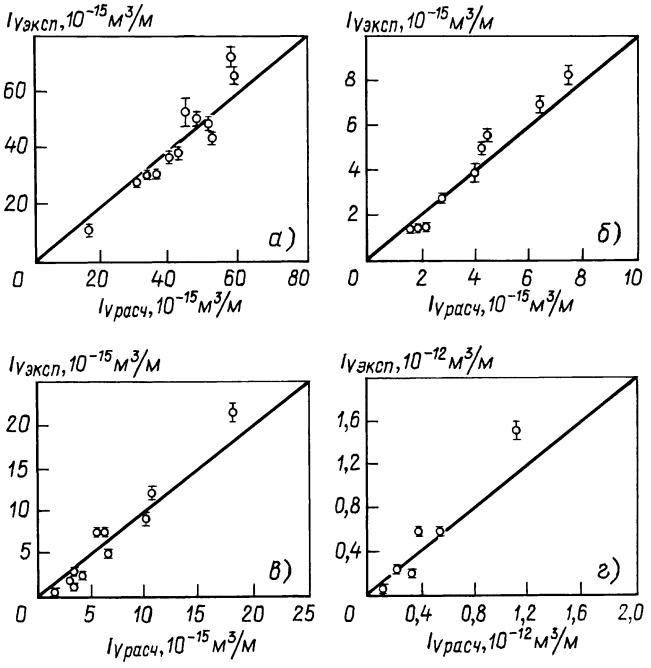
На основании обработки экспериментальных данных по изнашиванию четырех типов керамических материалов (Al_2O_3, Si_3N_4, SiC, ZrO_2), работающих всухую или в режиме граничной смазки, были получены следующие коэффициенты: $a = 0{,}8$; $b = 0{,}64$; $c = 0{,}18$; $d = 1$; $e = 0{,}14$. Величина коэффициента α зависит от вида керамического материала, технологии его получения и обработки, схемы испытаний.

В таблице представлены существующие на текущий момент полуэмпирические модели изнашивания керамических материалов по данным различных исследователей.

Развитие моделей изнашивания осуществляется в направлении как расширения границ варьирования отдельных параметров, так и увеличения их числа. Однако предлагаемые закономерности изнашивания керамических материалов не учитывают весь комплекс взаимосвязанных физических, химических и механических явлений, протекающих на поверхностях взаимодействующих тел. Именно поэтому данные зависимости описывают изнашивание даже исследованных материалов с довольно низким коэффициентом корреляции.

Сопоставление предложенной зависимости (2) для оценки изнашивания технической керамики с некоторыми экспериментальными данными и соответствующие значения коэффициента $k_{кор}$ корреляции и коэффициента α пред-

Исследователи	Зависимость	Обозначения
Эванс А. Г., 1976 г. (США) [5], для абразивного изнашивания	$V = \alpha \dfrac{\sum_{i=1}^{n} N_i^{1,25} l_i}{K_{1c}^{0,75} H^{0,5}}$	α — коэффициент; N_i — нагрузка на i-ю абразивную частицу; l_i — длина пути частицы; H — твердость
Маршалл Д. Б., Лоун Б. Р., 1982 г. (США) [6], для эрозионного изнашивания	$V = \alpha\left(\dfrac{E}{H}\right)^{5/4} \dfrac{U_к^{7/6}}{K_{1c} H^{1/6}}$	$U_к$ — кинетическая энергия единичного удара
Като К., Ким С., 1986 г. (Япония) [7, 8], для изнашивания при качении	$V = \alpha\left(\dfrac{p\sqrt{R\max}}{K_{1c}}\right)^{5,46}$	p — среднее давление; $R\max$ — наибольшая высота профиля
Аджай О., Лудема К., 1988 г. (США) [9], для абразивного изнашивания	$I_V = \alpha \dfrac{N^{1,125}}{K_{1c}^{0,5} H^{0,625}} \left(\dfrac{E}{H}\right)^{0,8}$	N — нормальная нагрузка
Ким С., 1994 г. (Корея) [8], для изнашивания при качении	$V = \alpha\left(\dfrac{p\sqrt{(1+f^2)a_1}}{K_{1c}}\right)^{4,48}$	a_1 — степень дефекта поверхности (длина трещины на поверхности)
Хсу С., Шен М., 2004 г. (США) [10]	$I_V = \alpha\sigma_{\max}\left(\dfrac{T}{T_0}\right)N$	$\sigma_{\max}$ — максимальное растягивающее напряжение; T — температура в контакте; T_0 — температура окружающей среды
Дроздов Ю. Н., Савинова Т. М., 2005 г. [11, 12], при сухом и граничном трении скольжения	$I_V = \alpha\left(\dfrac{fp}{HV}\right)^{0,8} \left(\dfrac{ERa}{K_{1c}}\right)^{0,64} \left(\dfrac{d\sigma_и^2}{K_{1c}^2}\right)^{0,18} \times \left(\dfrac{RT}{E_x}\right)\left(\dfrac{q\delta_т}{\lambda T_{кр}}\right)^{0,14}$	



Сопоставление экспериментальных данных по интенсивности изнашивания керамических материалов и результатов расчета по разработанной модели:
а) Si_3N_4, $\alpha = 3 \cdot 10^{-9}$ м^3/м, $k_{кор} = 0{,}94$; *б*) SiC, $\alpha = 1{,}2 \cdot 10^{-10}$ м^3/м, $k_{кор} = 0{,}99$; *в*) ZrO_2, $\alpha = 3{,}51 \cdot 10^{-8}$ м^3/м, $k_{кор} = 0{,}98$; *г*) ZrO_2, $\alpha = 5{,}5 \cdot 10^{-9}$ м^3/м, $k_{кор} = 0{,}98$

ставлены ниже. В частности, исследования на трение и износ керамических материалов в паре с металлическими при скольжении в среде минерального масла представлены в работе [13]. Эксперименты проводили при трении плоского керамического образца по стальному ролику в моторном масле М-10-Г$_2$к с температурой (95 ± 5)°С. Материал ролика — сталь 18ХГТ, плоские образцы изготовляли из нитрида кремния. Путь трения составлял 1,8 км, скорость скольжения 0,25 м/с. Эксперимент проводили при нагрузках 1338,25, 1725,15 и 1976,9 Н. Износ плоских образцов фиксировали путем снятия профилограмм поперек дорожки трения. Сопоставление экспериментальных величин интенсивности изнашивания испытанной керамики и результатов расчета по выражению (2) представлено на рисунке, *а*, *б*.

Исследования Metselaar H. S. C. [14] по изнашиванию циркониевой керамики при сухом скольжении проводили по схеме "шарик—диск"; материал шарика — Al_2O_3, материал диска — ZrO_2. Нагрузку изменяли от 3 до 12 Н, скорость скольжения — от 0,1 до 0,5 м/с. Величину объемного износа определяли профилографированием дорожки трения на диске. Сопоставление экспериментальных величин интенсивности изнашивания испытанной керамики и результатов расчета по выражению (2) представлено на рисунке, *в*.

Испытания Le T. H., Kim S. S. [15] на изнашивание покрытий из циркониевой керамики при сухом скольжении проводили по схеме "шарик—диск". Материал шарика — SiC, материал диска — алюминиевый сплав с покрытием ZrO_2, нанесенным методом плазменного напыления. Толщина покрытия — 350 мкм. Эксперимент проводили при нагрузках 30, 50 и 80 Н. Скорость скольжения 0,1 м/с. Величину объемного износа определяли профилографированием дорожки трения на диске. Сопоставление экспериментальных величин интенсивности изнашивания керамического покрытия и результатов расчета по выражению (2) представлено на рисунке, *г*.

Согласованность экспериментальных и расчетных данных, полученных из выражения (2), свидетельствует об адекватности методического подхода и позволяет рекомендовать предложенную расчетную зависимость для прогнозирования износа керамических материалов, работающих всухую или в режиме граничной смазки при скольжении.

Выводы

Найдены уравнения, включающие обобщенные характеристики изнашивания технической керамики. Учтены механические и теплофизические свойства керамики, трещиностойкость, напряженно-деформированное и температурное состояния фрикционного контакта, влияние окружающей среды.

На основе экспериментальных данных проведена количественная оценка степени влияния ключевых факторов на процессы трения и изнашивания керамических трущихся тел при скольжении.

Разработана модель изнашивания керамических материалов в условиях сухого и граничного трения при скольжении, позволяющая сформулировать рекомендации для прогнозирования ресурса керамических пар трения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Болотин В. В.** Механика разрушения композитов. Композитные материалы. Справочник. М.: Машиностроение, 1990. С. 158—188.
2. **Морозов Е. М., Зернин М. В.** Контактные задачи механики разрушения // Машиноведение, 1999. 543 с.
3. **Механика** контактных взаимодействий / Под ред. И. И. Воровича и В. М. Александрова. М.: Физматлит, 2001. 670 с.
4. **Дроздов Ю. Н.** Ключевые инварианты в расчетах интенсивности изнашивания при трении // Машиноведение. 1980. № 2. С. 93—98.
5. **Evans A. G., Wilshaw T. R.** Quasi-static solid particle damage in brittle solids-1. Observations, analysis and implications // Acta Met. 1976. V. 24. N 10. P. 939—956.
6. **Lawn B. R., Evans A. G., Mapshall D. B.** Elastic/Plastic indentation damage in ceramics: The median/radial crack system // J. Am. Ceram. Soc. 1982 (63). N 9—10. P. 574—581.
7. **Kim S. S., Kato K., Hokkirigawg K., Abe H.** Wear mechanism of ceramic materials in dry rolling friction // J. of Tribology. Trans. Of the ASME. 1986. 108. P. 522—526.
8. **Kim S. S., Kim S. W., Hsu S. M.** A new parameter for assessment of ceramic wear // Wear. 1994. 179. P. 69—73.
9. **Керамика** для машиностроения / А. П. Гаршин, В. М. Гропянов, Г. П. Зайцев и др. М.: ООО "Изд-во "Научтехлитиздат", 2003. 384 с.
10. **Hsu S. M., Ming Shen.** Wear prediction of ceramics // Wear. 2004. V. 256. P. 867—878.
11. **Дроздов Ю. Н., Савинова Т. М**. Получение расчетных уравнений на изнашивание технической керамики на основе теоретико-инвариантного метода // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2006. № 2. С. 60—68.
12. **Дроздов Ю. Н., Савинова Т. М.** Трибологические инварианты для технической керамики // Вестник машиностроения. 2006. № 7. С. 25—30.
13. **Дроздов Ю. Н., Хуршудов А. Г., Панин В. И.** Метод выбора керамических материалов для пары трения кулачок—толкатель // Трение и износ. 1991. Т. 14. № 3. С. 479—486.
14. **Metselaar H. S. C., Winnubst A. J. A., Schipper D. J.** Thermally induced wear of ceramics // Wear. 1999. V. 225—229. P. 857—861.
15. **Le T. H., Kim S. S., Chae Y.** Sliding wear behavior of plasma sprayed Zirconia coating. International Symposium on High-Performance Tribo-system. Daegu, Korea, 2004.

УДК 620.18:548

Ю. Г. КАБАЛДИН, академик РИА, д-р техн. наук
(Комсомольский-на-Амуре ГТУ)

Наноструктурирование металлических материалов при усталостном нагружении

Изложены результаты экспериментальных и теоретических исследований структурных изменений в дефектной подсистеме материалов. Показано, что по мере увеличения числа циклов нагружения в дефектной подсистеме происходит наноструктурирование в виде формирования субграниц. Предложен электронно-дислокационный механизм пластического деформирования поверхностных слоев металлических материалов при усталостном нагружении.

В настоящее время существуют различные взгляды на механизмы структурных превращений в дефектной подсистеме металлических материалов при усталостном нагружении. В ряде работ структурные превращения рассматриваются с позиции теории синергетики как неравновесный фазовый переход с образованием диссипативных структур в результате самоорганизации [1—5].

Согласно работе [6] дислокации являются линейными дефектами структуры материалов на наноуровне, определяющими на макроуровне при совместном взаимодействии с вакансиями устойчивость системы к сдвигу в условиях повышенного уровня запасенной в системе упругой энергии. При достижении в объеме критического уровня запасенной энергии происходит неравновесный фазовый переход с самоорганизацией в разреженной объемной среде фрактальных поверхностных объектов в виде субграниц.

В работе [7] структурные превращения в дефектной подсистеме рассматриваются с позиций образования и движения частичных дисклинаций. В работах В. И. Трефилова [5] и других формирование субструктуры связывается с полигонизационными процессами. Согласно работам [1, 2] и другим структурные превращения в дефектной подсистеме контролируются скалярной плотностью дислокаций и запасенной энергией деформации. В работе [7] отмечается, что структурные изменения в дефектной подсистеме могут быть обусловлены формированием носителей коллективных мод — структонов, что вызывает "кристаллизацию" материала субграниц при достижении критической плотности хаотических дислокаций.

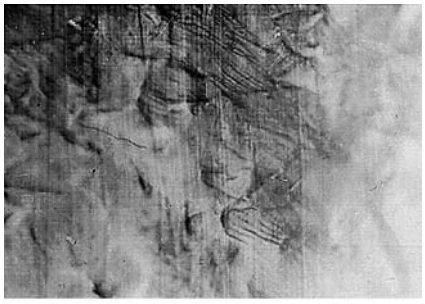
В соответствии с принципами теории синергетики самоорганизация, т. е. переход из неустойчивого состояния в устойчивое, сопровождается снижением производства энтропии [8]. При этом открытая система обменивается как энергией, так и информацией с внешней средой. Основоположником теории синергетики Г. Хакеном [9, 10] проведен анализ изменения информации (информационной энтропии Шеннона H) при неравновесном фазовом переходе. Показано, что при этом система приобретает способность хранить информацию. Поэтому информация Шеннона H может характеризовать упорядоченность (устойчивость) системы при нарушении ее симметрии. Однако роль информации на основе принципов теории синергетики при структурных превращениях в дефектной подсистеме материалов в литературе не отмечалась.

В связи с этим следует также указать на чрезвычайно плодотворную идею В. Е. Панина [11, 12] о роли информации при структурных превращениях, согласно которой в электронно-энергетическом спектре кристаллической решетки уже заложен генетический код, определяющий структурные превращения при сильно возбужденном состоянии кристаллов, появление новых разрешенных состояний и степеней свободы. Такую информацию в соответствии с классификацией Г. Хакена [9, 10] следует называть генетической.

Исследования механизмов структурообразования при усталостном нагружении проводили на установке, описанной в работе [13]. В процессе испытаний регистрировали сигналы акустической эмиссии (АЭ). Далее сигналы АЭ подвергали анализу с определением фрактальной размерности D_F и информационной энтропии Шеннона H.

Электронно-микроскопические исследования тонких фольг выполняли с использованием просвечивающего электронного микроскопа JEM-7A. Исследовали образцы из стали 20 после их усталостного нагружения. Исследования повреждаемости поверхностных слоев в виде полос скольжения и микротрещин осуществляли на растровом электронном микроскопе JSM-3U при различных циклах нагружения.

На рис. 1 представлены микрофотографии структурных изменений стали 20 на макро- и микроуровнях. На рис. 1, *а* видно, что на начальных стадиях циклического упрочнения материалов образуется специфический рельеф в виде впадин и выпуклостей. По мере увеличения числа циклов нагружения в благоприятно ориентированных зернах феррита формируются линии скольжения, а затем устойчивые полосы скольжения и микротрещины (рис. 1, *б*). При электронно-микро-



а)

б)

Рис. 1

скопическом исследовании установлено, что при циклическом нагружении образование дислокаций сосредоточено вблизи границ ферритных зерен. Их формирование происходит уже на стадии микротекучести. По мере возрастания числа циклов нагружения в ферритных зернах на стадии деформационного упрочнения образуется хаотическая, а затем ячеистая дислокационная структура (рис. 2).

При анализе сигналов АЭ установлено [13], что с ростом числа циклов нагружения увеличиваются как информационная энтропия, так и фрактальная размерность D_F. Значения D_F находились в интервале $1 \leqslant D_F \leqslant 3$. Рост фрактальной размерности свидетельствует также о том, что в дефектной подсистеме происходит не только периодическая временна́я, но и периодическая пространственная организация дислокаций вследствие увеличения числа степеней свободы.

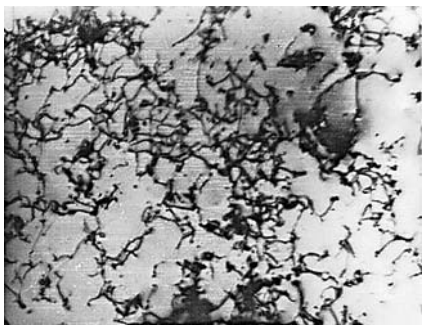


Рис. 2

На основании выполненных исследований разработан механизм структурообразования в дефектной подсистеме и возникновения коллективных эффектов. Его суть заключается в следующем. При образовании дислокации создается локальное внутреннее напряжение, и возникает сигнал (он регистрируется как сигнал АЭ), т. е. передается определенная информация, которая суммируется с информацией от образования других дислокаций. В итоге формируется внутреннее механическое поле вследствие сильного согласованного взаимодействия дислокаций, которое при $\rho \approx \rho_{кр}$, т. е. при критических параметрах в подсистеме, обеспечивает коллективные эффекты. В работе [7] указывается, что реакция системы дислокаций на внешнее воздействие определяется не столько индивидуальными свойствами дефекта, сколько солитонными свойствами ансамбля дислокаций в целом. Иначе говоря, дислокацию можно представить как солитон, обладающий волновым пакетом с длиной волны λ. Солитонными свойствами, по-видимому, обладает каждая дислокация, однако солитонные свойства дислокаций в большей степени проявляются при их кооперативном взаимодействии. Таким образом, волновой пакет является характеристикой как отдельной дислокации, так и их ансамбля. Поэтому энергию поступательного движения дислокаций (ансамбля) можно описать солитонным уравнением. Следует также отметить, что механизм кооперативного взаимодействия в работе [7] не указан.

Волновой механизм поступательного движения дислокаций можно изучить на примере развития линий скольжения в полосы скольжения. В работе [14] отмечается, что при движении дислокаций происходит их размножение и переход в соседние плоскости. Линия скольжения одновременно с удлинением расширяется. Это приводит к тому, что она приобретает вид клина, сужающегося по мере удаления от ребра-источника. Клинообразность заметна лишь на больших расстояниях, и уже это говорит о том, что скорость расширения линии скольжения гораздо меньше (на несколько порядков) скорости ее удлинения.

Поскольку перемещение дислокаций в кристалле приводит к образованию многоатомных ступенек на поверхности образца, содержащей выходы винтовых компонент дислокаций, винтовые полосы скольжения должны образовывать макроступеньки по всей ширине полосы. Если эти ступеньки достаточно велики, а поверхность кристалла достаточно ровная, они могут быть обнаружены с помощью интерференционного микроскопа. Интерференционная картина одной из полос, а также вид полосы после избирательного травления выявляют дислокации в виде отдельных ямок.

Результаты исследований, приведенные в работе [14], свидетельствуют о волновых свойствах дислокаций. Обладая волновым пакетом, дислокации могут преодолевать различные препятствия, что приводит к повышению плотности дислокаций в полосах скольжения. При плотности ρ дислокаций, соответствующей критическому значению ($\rho_{кр} \approx 10^{14}$), происходит перестройка дислокаций с образованием субграниц и субзерен (ячеек). Волновые свойства дислокаций оказывают, как будет пояснено ниже, большое влияние на их формирование.

Согласно теории синергетики [8—10] дефектная подсистема является термодинамически неустойчивой, нелинейной подсистемой, что обусловливает в ней периодическое, хаотическое состояние и структурные переходы в более устойчивое состояние с нарушением симметрии и разрушением прежних когерентных структур. Способность дефектной подсистемы накапливать информацию при структурных превращениях свидетельствует о том, что она обладает памятью, т. е. вновь образованные структуры помнят о прежнем структурном состоянии.

Как отмечалось выше, существует ряд механизмов, объясняющих структурные перестройки в дефектной подсистеме [1—3, 5] — от хаотического распределения дислокаций к более организованному с образованием ячеек и фрагментов. Наделение

ансамбля дислокаций волновыми свойствами позволяет предложить механизм структурной перестройки как результат самоорганизации в дефектной подсистеме, являющейся открытой нелинейной системой. Наличие волновых свойств обеспечивает как движение ансамбля дислокаций, так и перестройку дислокационных структур при внешнем воздействии. При совпадении частот групп дислокаций резонансы вызывают хаотическое состояние (волновой хаос) в дефектной подсистеме. Иначе говоря, различные дислокации обладают различными длинами волн, а следовательно, и частотами. Поэтому хаотическое состояние в дефектной подсистеме, предшествующее структурной перестройке — самоорганизации, происходит при равенстве частот колебаний ансамблей дислокаций. Вероятность этого события возрастает при $\rho \approx \rho_{кр}$.

Таким образом, модель поступательного движения ансамбля дислокаций как волнового пакета обеспечивает в условиях резонансных явлений формирование субграниц и субзерен. Дислокации — это дефект кристаллического строения, поэтому волновой пакет не расплывается, т. е. не испытывает дисперсию. Следовательно, устойчивость таких волн позволяет как преодолевать всевозможные энергетические барьеры [5], так и осуществлять перестройку групп дислокаций в организованные (упорядоченные) структуры — субграницы и субзерна (как самоподдерживающийся процесс) На рис. 3 приведена микрофотография структуры субграницы [15] при высокотемпературной деформации чистого алюминия ($T = 623$ K, $\sigma = 2{,}8$ МН/м^2), на которой видно, что структура субграницы имеет винтовую упорядоченную укладку в виде отдельных групп дислокаций.

В работе [14] рассмотрена модель механизма образования субграницы, согласно которой в субзерне объемом L может осуществляться скольжение дислокаций на расстояние d_s. На субгранице движение дислокаций прекращается, и на обеих сторонах субграницы образуются "блоки" разноименных дислокаций. При восхождении на $d_s/4$ происходит аннигиляция разноименных дислокаций. При этом генерируются дислокационные петли (с площадью порядка L_s^2), что позволяет процессу деформации развиваться дальше.

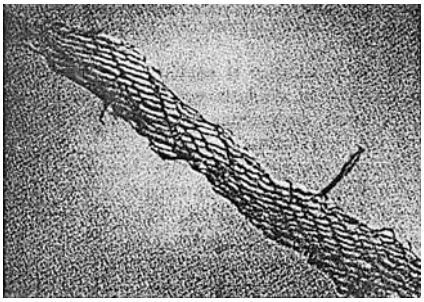


Рис. 3

Автор работы [14] считает, что движущей силой процесса восхождения дислокаций в рассматриваемой модели выступает напряжение деформации, при этом используются взаимодействия разноименных дислокаций. При уменьшении расстояния между дислокациями скорость восхождения значительно возрастает и начинает зависеть от напряжения в четвертой степени. Для скопления дислокаций вводится коэффициент концентрации напряжений. Развитие макроскопической сетки дислокаций лимитируется процессами диффузии вакансий [13], поскольку именно они определяют скорость восхождения дислокаций. Рост сетки сопровождается растяжением связывающих сегментов и возникновением новых дислокаций, образующих дополнительные связи в других участках сетчатой структуры. Средние размеры ячеек сетки при этом уменьшаются. Очень приближенно можно принять, что скорость увеличения длины сегментов дислокационной сетки пропорциональна скорости r процессов восстановления сетки, а скорость уменьшения длины сегментов — скорости процессов деформационного упрочнения.

Как указывалось выше, образование сетки дислокаций при их перестройке может определяться диффузией точечных дефектов (массопереносом) [5, 7], возникающих в большом количестве в результате пересечения дислокаций при их движении. Однако скорость такой диффузии при нормальной температуре мала. Такого рода диффузия должна быть особенно существенной при высоких плотностях дислокаций (т. е. тем больше, чем больше упрочнение) и может быть причиной "переползания" взаимодействующих дислокаций, ускорения неконсервативного движения порогов, закручивания дислокаций, имеющих винтовую компоненту вектора Бюргерса, в геликоиды и т. д. Учитывая, что размер области, охваченной указанной дислокационой перестройкой, определяется параметром L субзерен, и зная коэффициент D линейной диффузии, характерное время перестройки можно оценить величиной $\approx L_s^2/D$. По различным данным [7] $L_s \approx 10^{-5} \div 10^{-3}$ см, $D \approx 10^{-9}$ см^2/с. Для среднего размера субзерна $L_s \approx 10^{-4}$ см находим, что $L_s^2/D \approx 10$ с.

Полученное время t можно применять для ориентировочной оценки. Однако диффузионная модель формирования полигональной сетки [5, 7] не объясняет механизма образования субграниц.

На наш взгляд, решающим фактором в перестройке (самоорганизации) дислокаций является волновой механизм поступательного движения дислокаций вследствие резонансных явлений. Поэтому движущейся силой самоорганизации дислокаций в упорядоченные структуры (ячейки, фрагменты, субграницы) являются резонансы. Упорядоченная (см. рис. 3) структура субграниц, по-видимому, обусловлена наложением друг на друга групп дислокаций. Ротационный характер формирования субграницы вызван согласованным движением групп дислокаций с близкими частотами, но разными направлениями, что связано с наличием у них спина, т. е. вихревого движения как во времени, так и в пространстве. Спин — это волновое свойство материи. Следовательно, ротационный характер пространственного формирования субграницы подтверждает наличие волновых свойств у дислокаций и влияние этих свойств на образование субграниц. Согласно теореме Гельмгольца [16] для сохранения завихренности (локального вихря) необходимо, чтобы вихри формировались в паре. Вихревое движение является наиболее низкоэнергетическим и связано с собственным моментом движения. При одинаковом направлении спины

оказывают стягивающее действие на группы дислокаций. Выше указывалось, что дислокации имеют винтовую комопненту вектора Бюргерса. В результате поступательное движение дислокаций будет происходить с закручиванием. Можно полагать, что группы дислокаций как квантовые системы будут излучать энергию дискретно.

Согласованность действий групп дислокаций не может быть реализована без обмена информацией между ними. В связи с этим следует указать, что спин не имеет массы либо заряда [16]. Однако его появление у дислокаций указывает на то, что это свойство заложено самой Природой, точнее квантовым происхождением Вселенной. В работе [16] показано, что спин — проявление квантового характера развития микромира, его связи со временем и пространством. Поэтому спин будет оказывать стягивающее действие не только на дислокации, но и на обмен информацией между ними.

Таким образом, разработанная нами модель самоорганизаций дислокаций в дефектной подсистеме основывается на влиянии резонансных явлений в структурообразовании субграниц, а следовательно, и субзерен. Поэтому формирование субграниц следует рассматривать как квантовое явление, в котором большую роль играет квантовый (волновой) хаос, обусловленный резонансными явлениями. Следует также отметить, что размер границ (субграниц) ячеек составляет $\approx 20 \div \div 30$ нм (см. рис. 2). Поэтому структурные превращения в дефектной подсистеме можно классифицировать как наноструктурирование. Образование наноструктур в виде субграниц объясняет их повышенную сопротивляемость внешним нагрузкам [6]. Критерием их устойчивости может являться фрактальная размерность.

Согласно работам [11, 12] деформируемое твердое тело — многоуровневая система, в которой деформация согласованно реализуется на различных масштабных уровнях: нано-, микро-, мезо-, макро-. На каждом уровне формируются свои типы неравновесных деформационных дефектов. Они возникают в результате локальных структурно-фазовых переходов в деформируемом твердом теле. Можно полагать, что структурно-фазовые переходы на нано- и микроуровне определяют условия зарождения усталостных микротрещин.

Известно, что при усталостном нагружении пластически деформируется, прежде всего, поверхностный слой [3, 4]. В результате в циклически деформируемых локальных объемах формируются растягивающие и сжимающие напряжения, а также касательные напряжения [17]. При этом формируется "холмистый" рельеф (рис. 1, *а*). Подобный рельеф, на наш взгляд, свидетельствует о формировании выпуклостей ("холмов") вследствие ротации структурных элементов как целого звена в зонах сдвиговой деформации.

С позиции теории синергетики [8—10] исходный материал, подвергаемый усталостному нагружению, следует рассматривать как систему, находящуюся в термодинамическом равновесии. При внешнем нагружении поверхностный слой как подсистема [3] выходит из термодинамического равновесия и переходит в неустойчивое состояние вследствие роста энтропии. Рост энтропии в локальных циклически деформируемых объемах приводит к смещению атомов и вызывает здесь хаотическое состояние. В результате будет изменяться степень перекрытия внешних слабосвязанных электронов, осуществляться процесс "возбуждения" атомов, увеличиваться их атомный объем и изменяться прочность химического (межатомного) взаимодействия [18]. Перераспределение электронной плотности, энергии и заряда будет вызывать и перестройку электронной конфигурации атомов. Таким образом, при внешнем нагружении локальные структурно-фазовые изменения будут происходить не только в дефектной подсистеме, но и в электронной.

Атомный механизм деформации твердых тел рассмотрен в работе [18], согласно которой изменение степени перекрытия электронных орбиталей (волновых функций электронов) происходит как при растяжении, так и при сжатии цепочки атомов. Это означает [19] нарушение симметрии кристаллической решетки и уменьшение прочности межатомного взаимодействия и, как следствие, снижение ее сдвиговой устойчивости. Можно полагать, что атомы, находящиеся в локальных зонах циклического деформирования, в которых реализуются неравновесные структурно-фазовые переходы, образуют единую квантовую систему, которую можно рассматривать как нанокластер. Когерентное взаимодействие атомов и электронов в этой квантовой системе (кластере) следует изучать на основе законов квантовой механики [19]. Поэтому в ней происходит смещение атомов, а следовательно, изменение степени перекрытия электронных орбиталей и изменение (увеличение) атомного объема, увеличение числа степеней свободы и образование новой электронной конфигурации атомов. В результате изменяются информационное и энергетическое состояния этой квантовой системы. Таким образом, при внешнем механическом нагружении исходный материал в результате структурно-фазовых переходов изменяет и квантовое состояние в зонах локализации деформации. С увеличением зоны растягивающих или сжимающих напряжений с ростом числа циклов нагружения будет увеличиваться и число атомов, вовлекаемых в кластер, устойчивость которого будет уменьшаться вследствие снижения прочности межатомного взаимодействия [19]. Согласно работе [20] прочность межатомного взаимодействия будут определять спиновые квантовые числа. При антипараллельных спинах завихренность оказывает стягивающее воздействие на электронные облака, т. е. на прочность межатомного взаимодействия. Иначе говоря, спины электронов будут определять симметрию их волновых функций.

Как указывалось выше, дислокации являются линейными дефектами на наноуровне. Коллективное взаимодействие дислокаций — результат наноструктурирования. Поэтому группу дислокаций можно рассматривать также как нанокластер, т. е. как квантовую систему. В связи с этим изложенный выше дислокационный (солитонный) механизм деформации материалов, способствующий реализации других механизмов деформации на нано- и

мезоуровне, путем образования субграниц, ячеек (см. рис. 2) и фрагментов, по-видимому, будет неполным, поскольку в нем не учтены атомный механизм деформации твердых тел, взаимодействие дефектной и электронной подсистем.

Проведенные термодинамический и квантовый анализы структурного состояния деформируемой кристаллической решетки показывают, что при усталостном нагружении материалов происходит наноструктурирование основных носителей деформации. В связи с этим нами [19] разработан электронно-дислокационный (кластерный) механизм деформации твердых тел как результат динамического смещения атомов, перестройки их электронной структуры в локальных циклически деформируемых объемах кристаллической решетки, а также структурных изменений в дефектной подсистеме с образованием атомных и дислокационных нанокластеров (квантовых систем) и последующего их согласованного взаимодействия при внешнем нагружении вследствие обмена информацией.

Таким образом, для реализации структурно-фазовых переходов в кристаллической решетке необходимы согласованные действия электронной и дефектной подсистем. Согласованность, в свою очередь, возможна только в результате обмена информацией между ними. Ранее указывалось [19], что электроны хранят информацию об эволюции атома. Энергетический потенциал электрона хранится и передается при межатомном взаимодействии в виде волн де Бройля. Кроме того, наличие спина, т. е. собственного момента электрона, обеспечивает ему свойство нелокальности, т. е. связь с другими электронами во времени и в пространстве. Поэтому изменение распределения спинов будет сказываться на возможности электрона передавать информацию с высокой скоростью (мгновенно). Это волновое свойство электрона положено в основу квантовой телепортации [21]. Роль спиновых квантовых чисел, как указывалось выше, является также определяющей при межатомном взаимодействии.

Следует отметить, что в условиях растягивающих или сжимающих напряжений движение дислокаций, обладающих определенным зарядом, будет происходить по ослабленным межатомным связям в электрическом поле, создаваемом ядрами и внутренними электронами атомов, входящими в нанокластер (квантовую систему). Поэтому функции параметра порядка и информатора будет выполнять электрическое поле, вызывая образование ротационных структур в электронной и дефектной подсистеме, т. е. формирование локального вихря в виде суперпозиции спинов электронов, атомного кластера, определяющего его устойчивость, и вихревых субграниц (см. рис. 3). Как указывалось выше, как электронные ансамбли, так и солитоны обладают информацией, т. е. памятью. Поэтому атомные и дислокационные наноструктуры могут обмениваться информацией, а, следовательно, действовать согласованно. Взаимосвязь электронной и дефектной подсистем подтверждается также линейной зависимостью плотности электронных состояний на уровне Ферми и энергии дефекта упаковки (э. д. у.) [5]. Следовательно, электронная структура, образующаяся при формировании атомного кластера посредством обмена информацией, будет влиять на подвижность дислокаций, механизм деформации и пространственную организацию дислокаций в кристаллической решетке.

Как указывалось, в работе В. Е. Панина [11] высказано предположение, что в электронно-энергетическом спектре уже заложен генетический код, определяющий в нем структурные превращения. Известно [22], что генетический код служит тем алгоритмом, который задает последовательность расположения атомов и атомных групп. По-видимому, это тип (симметрия) кристаллической решетки. Можно полагать, что электронная структура атомного кластера будет определять плоскость низкоэнергоемкого скольжения, подвижность дислокационного кластера и механизм его структурной перестройки в дефектной подсистеме, например в ГЦК решетке — плоскость легкого скольжения [11, 17].

Проведенные термодинамический и квантовый анализы позволили предположить механизм зарождения и роста усталостных микротрещин как результат последовательных, согласованных (кооперативных) переходов на различных структурных уровнях. На низшем (нано-) уровне размножение дислокаций приводит к росту искажений кристаллической решетки, снижению ее сдвиговой устойчивости с образованием разорванных межатомных связей и полос локализации деформации. При низких ε-степенях деформации основным ее механизмом является двойникование. Переход хаотической дислокационной структуры с нарушенной симметрией кристаллической решетки в ячеистую и фрагментированную (как результат самоорганизации) контролируется внутренним механическим и электрическим полями, являющимися параметром порядка и информатором. Формирование наноструктур в виде субграниц и рост степени перекрытия электронных орбиталей повышают сдвиговую устойчивость кристаллической решетки к движению вновь генерируемых дислокаций при дальнейшем росте деформации. Однако образование полос устойчивого скольжения в зонах локализации деформации, накопление здесь энтропии, разрушение субграниц и снижение устойчивости атомных кластеров и в связи с этим переход на более высокий структурный уровень приводит к тому, что накопленная деформация передается в смежные зерна либо в приграничную зону деформации, вызывая здесь ротационные движения зерен, образование микротрещин в смежных зернах либо на межзеренных границах как результат обмена информацией и согласованного действия между структурными элементами (зернами, стыками зерен). Таким образом, в соответствии с принципом подчинения солитоны и электронные ансамбли в виде локального вихря из антипараллельных спинов электронов атомов, образующих кластер, действуя согласованно, будут передавать накопленную информацию в смежные зерна. Энергетический потенциал дислокационного кластера (группы солитонов) оказывается достаточным для преодоления границ зерен (рис. 1, *б*). Как видно на рис. 1, *б*, развитие микротрещин происходит из зерна в зер-

но, либо с образованием межзеренных трещин.

Необходимо отметить, что ротационный характер движения структурных элементов в условиях сдвиговой информации на мезоуровне самоподобно реализуется и на наноуровне (см. рис. 3) в виде ротационного характера образования субграниц из групп дислокаций и локального вихря из антипараллельных спинов электронов. Поэтому, на наш взгляд, устойчивость структурных элементов при таком характере их формирования будет определяться, по-видимому, критическим углом их скручивания. Известно, что квантовая устойчивость выше, чем устойчивость динамических систем в классической механике. В частности, в отличие от других систем деформируемый атом может восстанавливать свою структуру. Свойство самоподобного образования структур на различных масштабных уровнях должно быть заложено самой Природой, квантовым характером образования Вселенной [16]. Наличие самоподобия приводит к мысли, что некоторые инварианты, которые мы наблюдаем на мезоуровне, в частности ротационные эффекты при пластическом течении путем поворота зерен как целого [17], ранее реализуются на микро- (нано-) уровне. Иначе говоря, наноуровень "программирует" характер движения структурных элементов на мезоуровне. Это также обусловливает и согласованное развитие деформации на различных структурных уровнях. Таким образом, кластерный подход позволяет объяснить механизмы согласованной передачи пластических сдвигов через границы зерен в деформируемом поликристалле (см. рис. 1, *б*) путем обмена информацией. Для этого необходимо формирование на границах зерен группы дислокаций, т. е. кластера. Иначе говоря, локальные структурные превращения распространяются в смежные зерна в виде деформационных дефектов — кластеров. Из-за различия их квантовых состояний часть информации теряется. В результате на границах зерен будут образовываться межзеренные микротрещины (см. рис. 1, *б*) и система перейдет в новое более устойчивое состояние с образованием диссипативных структур — нано- и микротрещин. Этот период определяется степенью деформационного упрочнения и остаточного ресурса пластичности материала. Таков, на наш взгляд, масштабный переход от нано- к микроуровню пластической деформации и микроразрушению, основанный на электронно-дислокационном подходе.

Разработанные новые критерии оценки структурного состояния материалов и электронно-дислокационный механизм пластической деформации в металлических материалах позволяет прогнозировать их усталостную прочность в режиме реального времени. Как показали исследования [18], предложенный механизм структурообразования дает возможность успешно решать и другую актуальную проблему в материаловедении — разработку материалов с заданными свойствами, обеспечивающих формирование устойчивых наноструктур.

Важным направлением в материаловедении является упрочнение материалов (деталей) с целью уменьшения локализации деформаций при циклическом нагружении, вызывающих образование микротрещин. В связи с этим становятся понятными целенаправленные пути повышения сопротивляемости материалов разрушению при пластическом деформировании (экструзии, прокатке, ковке и т. д.), в частности — сообщение структуре материалов при упрочнении определенной информации для перехода ее в более устойчивое состояние с образованием более прочных структурных элементов в виде наноразмерных субграниц.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Накопление** дефектов, запасенная упругая энергия и самоорганизация субструктуры / Н. А. Конева, Д. В. Лычагин, Л. И. Гришкина, Э. В. Козлов // Физические аспекты прогнозирования разрушения и деформирования гетерогенных материалов. Л.: 1987. С. 20—35.
2. **Дислокационные** субструктуры и их трансформация при усталостном нагружении (обзор) / Н. А. Конева, Л. А. Теплякова, О. В. Соснин и др. // Изв. вузов. Физика. 2002. № 3. С. 87—98.
3. **Терентьев В. Ф.** Усталостная прочность металлов и сплавов. М.: Интермед Инжиниринг, 2002. 288 с.
4. **Терентьев В. Ф.** Эволюция структуры при усталости металлов как результат самоорганизации диссипативных структур // Синергетика и усталостное разрушение металлов. М.: Наука, 1989. С. 78—87.
5. **Трефилов В. И., Мильман Ю. В., Фирсов С. А.** Физические основы прочности тугоплавких металлов. Киев: Наукова думка, 1975. 315 с.
6. **Иванова В. С.** Введение в междисциплинарное материаловедение. М.: УРСС, 2005. 252 с.
7. **Кооперативные** деформационные процессы и локализация деформации / В. А. Лихачев, В. Е. Панин и др.; отв. ред. В. В. Немошкаленко. Киев: Наукова думка, 1989. 320 с.
8. **Николис Г., Пригожин И.** Структурообразование в неравновесных системах. М.: Мир, 1979. 512 с.
9. **Хакен Г.** Информация и самоорганизация. Макроскопический подход к сложным системам: Пер. с англ. / Предисл. Ю. Л. Климантовича. 2-е изд. М.: КомКнига, 248 с.
10. **Хаген Г.** Синергетика. Иерархия неустойчивостей в самоорганизующихся системах и устройствах. М.: Мир, 1985. 411 с.
11. **Атомвакансное** состояние в кристаллах / В. Е. Панин, В. Г. Егорушкин и др. // Изв. вузов. Физика. 1987. № 1. С. 5—16.
12. **Физическая** мезомеханика и компьютерное конструирование материалов / В. В. Панин, В. Е. Егорушкин, П. В. Макаров и др. Новосибирск: Наука, 1995. Т. 1. 297 с.
13. **Кабалдин Ю. Г., Муравьев С. Н.** Прогнозирование усталостной прочности материалов на основе искусственного интеллекта // Металлургия машиностроения. 2004. № 6. С. 29—39.
14. **Смирнов Б. И.** Дислокационная структура и упрочнение кристаллов. Л.: Наука, 1981. 236 с.
15. **Судзуки Т., Есинага Х., Такеути С.** Динамика дислокаций и пластичность: Пер. с яп. М.: Мир, 1969. 296 с.
16. **Низовцев В. В., Кривицкий В. А.** Вихревые аспекты геодинамики // Ротационные процессы в геологии и физике / Отв. ред. Е. Е. Милановский. М.: КомКнига, 2007. С. 165—179.
17. **Эффект** шахматной доски в распределении напряжений и деформаций на интерфейсах в нагруженном твердом теле / В. Е. Панин, А. В. Панин, Д. Д. Моисеенко и др. // Докл. РАН. 2006. Т. 109. № 5. С. 606—610.
18. **Григорович В. К.** Металлическая связь и структура металлов. М.: Наука, 1988. 296 с.
19. **Кабалдин Ю. Г.** Синергетика. Информационные модели самосборки наносистем и наноструктурирования материалов при внешнем механическом воздействии. Комсомольск-на-Амуре: КнАГТУ, 2007. 187 с.
20. **Степанов Н. Ф.** Квантовая механика и квантовая химия. М.: Мир, 2001. 519 с.
21. **Бауместер Д., Экерт А., Цеймингер А.** Физика квантовой информации. М.: Постмаркет, 2002. 376 с.
22. **Шредингер Э.** Что такое жизнь? М.: Атомиздат, 1972. 156 с.

УДК 621.92:621.833

Е. И. ФРАДКИН (Москва), А. Ю. ЛЕБЕДЕВ (Московская область)

Шлифование зубчатых колес с большим числом зубьев на зубошлифовальном станке мод. 5843

Показан резерв расширения технологических возможностей отечественного зубошлифования станка мод. 5843 с коническим кругом – шлифование изделий с очень большим числом зубьев ($z > 250$), не связанных с модернизацией оборудования, а обусловленных назначением большего, чем обычно. Составлены таблицы по подбору сменных зубчатых колес гитары для шлифования изделий с числом зубьев от 250 до 350 и приведены примеры настройки гитары и ограничения такого приема обработки.

Диапазон чисел зубьев обрабатываемых изделий — важная характеристика зубообрабатывающих станков: зубофрезерных, зубодолбежных, зубошлифовальных. В технической литературе прошлого века этот показатель, как правило, указывали [1], но в последнее время он не встречается в технических характеристиках [2, 3]. В статье [4] в числе технических параметров упомянут и диапазон зубьев колес, шлифуемых на станках с червячным абразивным кругом швейцарской фирмы Reishauer. Для станков RZ 362, RZS и RZ 820 максимальное число зубьев шлифуемого изделия $z_{max} = 600$. Названная статья подтолкнула к проработке вопроса по увеличению максимального числа зубьев изделия, шлифуемого на станках с коническим кругом. В настоящее время максимальное число зубьев изделия, шлифуемого на отечественном станке мод. 5М841, согласно паспортным данным $z_{max} = 200$, на станке мод. 5843 — $z_{max} = 250$, а на станке Niles ZSTZ 630 C_2 (ФРГ) — $z_{max} = 140$, что значительно меньше, чем на упомянутых станках с червячным абразивным кругом.

Максимальное число зубьев, которое можно нарезать на изделии с помощью зубофрезерного и зубодолбежного станков, зависит от постоянной гитары деления $c_{дел}$ и имеющегося набора сменных зубчатых колес станка. Известно, что сменные зубчатые колеса гитары деления зубофрезерного станка подбирают по формуле

$$u = AB/CD = c_{дел}k/z, \qquad (1)$$

где u — передаточное отношение гитары деления; A, B, C, D — числа зубьев сменных зубчатых колес гитары; k — число заходов червячной фрезы; z — число зубьев нарезаемого зубчатого колеса.

Из формулы (1) следует, что на конкретном станке максимальное число зубьев можно нарезать при u_{min}, т. е. в том случае, если зубчатые колеса A и C подобраны с минимальным, а зубчатые колеса B и D — с максимальным числом зубьев из имеющегося набора. При необходимости максимальное число нарезаемых зубьев можно существенно увеличить путем применения многозаходных червячных фрез ($k = 2$, 3 и т. д.), однако это требует, как правило, финансовых вложений и значительных организационных мероприятий. Набор сменных зубчатых колес гитары деления при нарезании зубчатых колес с четным числом зубьев двухзаходной червячной фрезой может быть таким же, как при нарезании однозаходной фрезой зубчатого колеса с вдвое меньшим число зубьев ($0{,}5z$). Например, при нарезании зубчатого колеса с $z = 140$ двухзаходной червячной фрезой сменные зубчатые колеса A, B, C, D могут быть такими же, как при нарезании зубчатого колеса с $z = 70$ однозаходной фрезой.

Аналогично при нарезании трехзаходной червячной фрезой изделия с числом зубьев, кратным трем, набор сменных зубчатых колес гитары деления может быть таким же, как при нарезании однозаходной фрезой изделий с числом зубьев $z/3$. Например, сменные зубчатые колеса A, B, C и D гитары деления любого зубофрезерного станка могут быть одинаковыми при нарезании изделия с $z = 120$ трехзаходной червячной фрезой и с $z = 40$ однозаходной фрезой. Таким образом, применение многозаходных червячных фрез позволит не только уменьшить время нарезания зубьев, но и расширить технологические возможности оборудования, существенно увеличив максимальное число нарезаемых зубьев.

Рассмотрим настройку гитары деления зубошлифовальных станков с коническим кругом. Сменные зубчатые колеса гитары отечественных зубошлифовальных станков моделей 5843 и 5М841 выбирают по формуле

$$u = AB/БГ = c_{зш}z_i/z, \qquad (2)$$

где u — передаточное отношение настроенной гитары; A, $Б$, B и $Г$ — числа зубьев сменных зубчатых колес гитары (принято обозначать буквами русского алфавита); $c_{зш} = 3$ — постоянная кинематической цепи деления зубошлифовальных станков (передаточное отношение верхней червячной пары втрое больше передаточного отношения нижней червячной пары); z_i — число пропускаемых при делении зубьев.

Сравнивая формулы (1) и (2), легко заметить их структурное сходство. При зубофрезеровании максимальное число нарезаемых зубьев можно увеличить (не меняя набора сменных зубчатых колес), используя многозаходные червячные фрезы (параметр k), а при зубошлифовании — путем увеличения числа пропускаемых при делении зубьев (параметр z_i). Причем, как было сказано выше, применение многозаходных червячных фрез скорее всего потребует дополнительных финансовых вложений (увеличения доли овеществленного труда в стоимости изделия). Увеличение параметра z_i при зубошлифовании не требует дополнительного изготовления детали, нужен лишь новый расчет настройки гитары деления.

Но при зубошлифовании нельзя увеличивать z_i пропорционально увеличению числа z зубьев шлифуемого изделия. Дело в том, что при зубофрезеровании двухзаходной червячной фрезой можно нарезать изделия и с нечетным, и с четным числом зубьев, но предпочтительнее первое. При зубошлифовании недопустимо, чтобы значе-

ния параметров z и z_i были одновременно четными, одновременно кратными трем, пяти, семи и т. д., они не должны иметь общих множителей, иначе шлифовальный круг возвратится в первую шлифуемую впадину раньше, чем будут прошлифованы все зубья изделия.

В руководстве к зубошлифовальному станку мод. 5843 обоснованно рекомендуется для изделий с $z = 130$ число пропускаемых при делении зубьев $z_i = 11$, а сменные зубчатые колеса имеют следующие числа зубьев $A = 72$, $Б = 120$, $В = 44$ и $Г = 104$. Следовательно, для изделий с $z = 260$ недопустимо назначать $z_i = 22$, сохраняя значения A, $Б$, $В$ и $Г$ даже при вдвое увеличенном плече рычага, так как в этом случае будет правильно прошлифована только половина из имеющихся впадин, после чего шлифовальный круг возвратится в первую шлифованную впадину (на заготовке будут чередоваться прошлифованные и "черные" впадины). Точно так же недопустимо шлифование изделий с $z = 390$ при $z_i = 33$: в этом случае будет прошлифована только одна треть впадин, после чего круг возвратится в исходное положение.

При зубофрезеровании можно использовать двух- и трехзаходную червячную фрезу для нарезания изделий соответственно с $z = 260$ и $z = 390$, сохранив в гитаре деления те же сменные зубчатые колеса, которые использовались при нарезании зубчатого колеса с $z = 130$ однозаходной фрезой.

Была поставлена задача расширить приведенную в руководстве к станку мод. 5843 таблицу подбора сменных зубчатых колес гитары с $z = 250$ до $z = 350$, охватив в этом диапазоне как можно больше значений z. В табл. 1 приведены все значения z от 252 до 300, для которых удалось подобрать сменные зубчатые колеса гитары из имеющегося набора, обеспечив при этом абсолютно точное передаточное отношение согласно формуле (2). Таких изделий 36. Для 14 зубчатых колес в этом диапазоне не удалось подобрать сменные зубчатые колеса, обеспечивающие абсолютно точное передаточное отношение. К проблемным изделиям относятся зубчатые колеса с простым числом зубьев (251; 257; 263...293), а также изделия, число зубьев которых кратно простому числу зубьев более ста ($254 = 2 \cdot 127$; $262 = 2 \cdot 131$; $274 = 2 \cdot 137$; $278 = 2 \cdot 139$ и $298 = 2 \cdot 149$).

В диапазоне чисел зубьев от 101 до 150 (включительно) имеется 10 "проблемных" значений z, для которых невозможна точная настройка гитары. В диапазонах от 151 до 200 и от 201 до 250 — по 12 "проблемных" значений z. В диапазоне от 301 до 350 (табл. 2) "проблемных" значений z еще больше — 19, т. е. 38 %. Из сказанного следует, что с увеличением числа зубьев шлифуемого изделия возможность точной настройки гитары уменьшается.

Не удалось подобрать сменные зубчатые колеса из имеющегося набора для изделия с $z = 343 = 7^3$, хотя это число не является простым и оно не кратно простому числу более ста. Это единственное исключение из ранее сказанного правила.

Сменные зубчатые колеса гитары подбирали не только из условия требуемого передаточного отношения согласно формуле (2), но и с учетом их сцепляемости

$$\left.\begin{aligned} &А \leqslant 100; \\ &Г \leqslant 132; \\ &116 \leqslant В + Г \leqslant 204; \\ &А + Б + В + Г \geqslant 330; \\ &2В + Г < 293; \\ &Б + В + Г < 331. \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

В табл. 1 и 2 для каждого z приведено, как правило, два значения z_i и соответственно два набора сменных зубчатых колес гитары. Почему параметр z_i влияет на точность зубошлифования, рассмотрим ниже. При z от 251 до 300 благоприятные значения z_i встречаются примерно с одинаковой частотой при бóльших и меньших значениях z_i. При z от 301 до 350 чаще предпочтительными являются бóльшие значения z_i. Относительно производительности предпочтительным всегда является меньшее значение z_i.

Таблица 1

Порядковый номер	z	z_i	A	$Б$	$В$	$Г$	Максимальный торцевой модуль m_t, мм	N_{max} (N_{max}/z)
1	252	13 25*	52 90	126 120	45 50	120 126	3,5 3,5	155 (0,62) 131 (0,52)
2	253	15 24	45 60	115 132	60 72	132 115	3,5 3,5	135 (0,53) 137 (0,54)
3	255	26 28*	50 84	125 102	78 50	102 125	3,5 3,5	206 (0,81) 173 (0,68)
4	256	11* 13	45 45	120 120	44 52	128 128	3,5 3,5	163 (0,64) 197 (0,77)
5	258	13* 25	52 90	129 129	45 50	120 120	3,5 3,5	139 (0,54) 227 (0,88)
6	259	22 25*	48 72	112 112	66 50	111 111	3,5 3,5	153 (0,59) 145 (0,56)
7	260	21* 27	84 81	130 130	45 60	120 120	3,4 3,4	161 (0,62) 183 (0,70)
8	261	22 25*	80 50	120 116	44 80	116 120	3,4 3,4	178 (0,68) 167 (0,64)

Порядковый номер	z	z_i	*А*	*Б*	*В*	*Г*	Максимальный торцевой модуль m_t, мм	N_{max} (N_{max}/z)
9	264	13 25*	45 50	120 88	52 65	132 130	3,4 3,4	203 (0,77) 169 (0,64)
10	265	16 28*	52 72	130 120	48 56	106 106	3,4 3,4	149 (0,56) 142 (0,54)
11	266	15 25*	45 90	126 126	54 45	114 114	3,3 3,3	195 (0,73) 149 (0,56)
12	267	26 28*	52 56	89 89	65 65	130 130	3,3 3,3	154 (0,58) 143 (0,54)
13	268	45* 55	48 48	128 128	90 110	67 67	2,25 1,8	137 (0,51) 229 (0,85)
14	270	13	44	132	52	120	3,3	187 (0,69)
15	272	25 27*	80 45	128 120	45 81	102 102	3,3 3,3	185 (0,68) 141 (0,52)
16	273	22 25*	72 80	126 112	44 50	104 130	3,3 3,3	211 (0,78) 142 (0,52)
17	275	21* 24	70 80	110 110	45 45	125 125	3,2 3,2	144 (0,52) 149 (0,54)
18	276	25 35*	70 35	115 115	50 100	112 80	3,2 2,9	265 (0,96) 205 (0,74)
19	279	16* 26	64 70	132 105	44 52	124 124	3,2 3,2	157 (0,56) 161 (0,58)
20	280	27* 33	45 72	120 112	81 66	105 120	3,2 3,0	197 (0,70) 263 (0,94)
21	282	25 35*	50 70	94 94	65 65	130 130	3,2 2,9	203 (0,72) 145 (0,52)
22	284	45* 55	48 45	128 120	90 110	71 71	2,25 1,8	183 (0,64) 253 (0,89)
23	285	16 28*	50 50	125 125	48 84	114 114	3,1 3,1	196 (0,69) 173 (0,61)
24	286	21* 25	70 90	130 132	45 50	110 130	3,1 3,1	177 (0,62) 183 (0,64)
25	287	15* 20	54 45	126 105	45 60	123 123	3,1 3,1	153 (0,53) 244 (0,85)
26	288	13* 25	44 65	132 104	52 50	128 120	3,1 3,1	155 (0,54) 265 (0,92)
27	289	24 30*	54 54	102 102	56 70	119 119	3,1 3,1	277 (0,96) 183 (0,66)
28	290	33* 39	90 90	100 100	44 52	116 116	3,0 2,6	167 (0,58) 171 (0,59)
29	291	20 25	44 50	132 97	60 65	97 130	3,1 3,1	160 (0,55) 163 (0,56)
30	292	45 55*	48 80	128 73	90 66	73 128	2,25 1,8	279 (0,96) 223 (0,76)
31	294	25 55*	80 80	112 112	45 66	126 84	3,0 1,8	247 (0,84) 155 (0,53)
32	295	16 27*	48 78	118 130	52 54	130 118	3,0 3,0	166 (0,56) 153 (0,52)
33	296	15* 25	48 50	128 111	45 72	111 128	3,0 3,0	217 (0,73) 225 (0,76)
34	297	20* 25	56 70	126 126	50 50	110 110	3,0 3,0	193 (0,65) 202 (0,68)
35	299	18 24*	60 80	130 130	45 45	115 115	3,0 3,0	216 (0,72) 162 (0,54)
36	300	47* 49	94 84	100 100	60 70	120 120	2,1 2,0	217 (0,72) 251 (0,84)

* Предпочтительные значения z_i.

Таблица 2

Порядковый номер	z	z_i	*А*	*Б*	*В*	*Г*	m_t, мм	N_{max} (N_{max}/z)
1	301	18 24*	48 60	112 105	54 54	129 129	3,0 3,0	184 (0,61) 163 (0,54)
2	304	15* 25	48 70	128 112	45 45	114 114	2,9 2,9	223 (0,73) 231 (0,76)
3	305	26* 27	72 72	120 120	52 54	122 122	2,9 2,9	176 (0,58) 192 (0,63)
4	306	25* 35	50 70	102 102	60 60	120 120	2,9 2,9	257 (0,84) 271 (0,89)
5	308	15 27*	45 81	132 112	48 48	112 132	2,9 2,9	267 (0,87) 251 (0,82)
6	310	27 33*	66 60	110 100	54 66	124 124	2,9 2,9	287 (0,93) 263 (0,85)
7	312	25 35*	60 70	104 104	50 60	120 120	2,8 2,8	287 (0,92) 205 (0,66)
8	315	16 26*	50 52	125 105	48 60	126 120	2,8 2,8	256 (0,81) 206 (0,65)
9	316	39* 47	48 94	128 79	78 45	79 120	2,5 2,1	235 (0,74) 268 (0,85)
10	318	25 35*	50 70	106 106	60 60	120 120	2,8 2,8	229 (0,72) 209 (0,66)
11	319	24* 25	60 50	110 110	48 60	116 116	2,8 2,8	226 (0,71) 268 (0,84)
12	320	21 27*	56 72	128 128	54 45	120 100	2,8 2,8	259 (0,81) 237 (0,74)
13	322	25 27*	50 72	115 112	60 45	112 115	2,75 2,75	219 (0,68) 167 (0,52)
14	323	24* 30	56 54	119 102	54 60	114 114	2,75 2,75	175 (0,54) 183 (0,57)
15	324	25 35*	50 70	108 108	60 60	120 120	2,75 2,75	311 (0,96) 287 (0,89)
16	325	22 24*	60 60	130 130	44 48	100 100	2,75 2,75	192 (0,59) 176 (0,54)
17	328	15* 25	48 70	128 112	45 45	123 123	2,7 2,7	175 (0,53) 223 (0,68)
18	329	30 32*	54 54	126 126	60 64	94 94	2,7 2,7	318 (0,97) 257 (0,78)
19	330	47 49*	94 70	110 120	50 84	100 110	2,1 2,0	323 (0,98) 229 (0,69)
20	332	35 45*	56 90	83 120	60 45	128 83	2,7 2,25	313 (0,94) 273 (0,82)
21	333	22 28	44 44	132 132	66 84	111 111	2,7 2,7	227 (0,68) 226 (0,68)
22	335	54* 56	52 52	130 130	81 84	67 67	1,8 1,8	277 (0,83) 329 (0,98)
23	336	25 47*	50 94	112 112	60 45	120 90	2,6 2,1	215 (0,64) 193 (0,57)
24	338	21* 25	72 50	104 130	35 60	130 104	2,6 2,6	177 (0,52) 311 (0,92)
25	340	33 47*	54 45	102 100	66 94	120 102	2,6 2,1	237 (0,70) 217 (0,64)
26	341	18 25*	54 50	124 124	48 60	132 110	2,6 2,6	322 (0,94) 191 (0,56)
27	342	25 35*	60 50	120 114	50 70	114 100	2,6 2,6	301 (0,88) 215 (0,63)
28	344	21* 25	54 45	128 129	56 70	129 112	2,6 2,6	213 (0,62) 289 (0,84)
29	345	22 26*	44 52	132 115	66 60	115 120	2,6 2,6	298 (0,86) 199 (0,58)
30	348	25 35*	50 70	116 116	60 50	120 100	2,5 2,5	181 (0,52) 179 (0,51)
31	350	27 33*	45 81	125 126	72 44	112 100	2,5 2,5	337 (0,96) 297 (0,85)

* Предпочтительные значения z_i.

Выборочно взятые значения z от 355 до 1000 (табл. 3) указывают на возможность точной настройки гитары деления для шлифования зубчатых колес с числом зубьев 500, 800 и 1000, причем $z = 1000$ нельзя считать максимальным значением. Например, для шлифования изделия с $z = 1600$ можно предложить следующий вариант наладки: $z_i = 143$; $A = 52$; $Б = 128$; $В = 66$; $Г = 100$; при максимально возможном в данном случае модуле $m = 0{,}5$ мм и прямых зубьях длина плеча рычага $l = 493{,}35$ мм (максимальное плечо рычага на этом станке $l_{max} = 700$ мм); отношение максимального числа впадин, шлифуемых между двумя соседними, к числу

Таблица 3

Порядковый номер	z	z_i	A	$Б$	$В$	$Г$	m_t, мм	N_{max} (N_{max}/z)
1	355	52* 54	52 54	130 130	78 78	71 71	2,0 1,9	198 (0,56) 309 (0,87)
2	360	47 73*	94 73	120 120	50 90	100 90	2,1 1,4	337 (0,94) 217 (0,60)
3	365	52 54*	52 52	130 130	78 81	73 73	2,0 1,9	358 (0,98) 196 (0,54)
4	370	33* 39	81 81	120 120	44 52	111 111	2,4 2,4	213 (0,58) 351 (0,95)
5	375	14* 28	52 70	130 120	35 48	125 125	2,4 2,4	241 (0,64) 308 (0,82)
6	380	33 39	81 81	120 120	44 52	114 114	2,3 2,3	353 (0,93) 341 (0,90)
7	385	26* 32	54 48	126 112	52 64	110 110	2,3 2,3	311 (0,81) 373 (0,97)
8	390	49* 67	70 67	130 130	56 90	80 90	2,0 1,5	199 (0,51) 227 (0,58)
9	395	44 56*	44 56	130 130	78 78	79 79	2,25 1,8	386 (0,98) 261 (0,66)
10	400	27* 33	48 48	128 128	54 66	100 100	2,25 2,25	237 (0,59) 303 (0,76)
11	410	39 47*	81 45	123 123	52 94	120 100	2,1 2,1	389 (0,95) 253 (0,62)
12	420	67* 71	65 65	130 130	67 71	70 70	1,5 1,4	257 (0,61) 349 (0,83)
13	430	33 47*	81 94	120 100	44 45	129 129	2,1 2,1	417 (0,97) 247 (0,57)
14	440	39 47*	81 94	120 100	52 45	132 132	2,0 2,0	361 (0,82) 337 (0,77)
15	450	47 49*	94 70	100 100	44 56	132 120	2,0 2,0	383 (0,85) 349 (0,78)
16	500	21 33*	54 66	120 120	35 45	125 125	1,8 1,8	381 (0,76) 303 (0,61)
17	550	21 27*	54 54	132 132	35 45	125 125	1,6 1,6	419 (0,76) 387 (0,70)
18	600	49 67*	35 67	120 100	84 60	100 120	1,5 1,5	551 (0,92) 403 (0,67)
19	650	21 33*	45 44	130 130	35 54	125 120	1,4 1,4	619 (0,95) 453 (0,70)
20	700	39* 73	45 54	125 126	52 73	112 100	1,3 1,3	359 (0,51) 537 (0,77)
21	750	49 67*	84 48	120 120	35 67	125 100	1,2 1,2	551 (0,73) 403 (0,54)
22	800	33 67*	45 45	125 120	44 67	128 100	1,1 1,1	703 (0,88) 597 (0,75)
23	1000	67* 71	45 45	120 120	67 71	125 125	0,9 0,9	597 (0,60) 831 (0,83)

* Предпочтительные значения z_i.

зубьев $N_{max}/z = 0{,}63$. Для изделия с $z = 1800$ предлагается следующая наладка: $z_i = 91$; $A = 35$; $Б = 125$; $B = 65$; $Г = 120$, при максимально возможном в данном случае модуле $m = 0{,}5$ мм и прямых зубьях $l = 314$ мм; $N_{max}/z = 0{,}55$.

Рассмотрим более подробно влияние числа пропускаемых при делении зубьев на отклонение окружного шага и шага зацепления. Это не связано ни с кинематическими погрешностями станка, ни с погрешностью установки шлифуемой заготовки, но связано с процессом резания — с износом шлифовального круга, в первую очередь, и с тепловыми деформациями шпиндельного узла.

Вопрос выбора оптимального z_i многократно прорабатывался в 90-е годы прошлого столетия [5—8]. Эксперименты [5] показали, как влияет соотношение параметров z и z_i на отклонение шага при одинаковой искусственно созданной тангенциальной погрешности шлифования. В статье [7] предложен оптимальный выбор z_i для различных значений z при равномерном электронном делении, а в статье [8] — при неравномерном делении по специальной программе. В работе [9] показано проявление прогнозируемых отклонений шага и шага зацепления при шлифовании закаленных прямозубых колес модулем $m = 10$ мм с $z = 73$ и шириной венца $b = 120$ мм в реальных производственных условиях (на Московском локомотивно-ремонтном заводе).

На большинстве зубошлифовальных станков после шлифования одной впадины происходит деление на один угловой шаг. В этом случае слабым местом относительно точности обработки является зона смыкания — наибольшее отклонение окружного шага и шага зацепления следует ожидать между первой и последней шлифуемыми впадинами. Причем, если это отклонение связано главным образом с износом шлифовального круга, то отклонения шагов зацепления по разным сторонам зубьев будут иметь противоположный знак, а если с тепловыми деформациями шпиндельного узла, то одинаковый знак.

Однако на зубошлифовальных станках моделей 5М841 и 5843 и на спецстанках, созданных на их базе, после шлифования одной впадины деление выполняют не на один, а на z_i угловых шагов. В этом случае непросто сразу определить, какая впадина (вторая или последняя) будет прошлифована раньше. Например, при $z = 41$ и $z_i = 7$ вторая впадина будет прошлифована раньше, чем последняя (41-я), а при $z_i = 8$, наоборот, 41-я впадина будет прошлифована раньше, чем вторая.

Обозначим число впадин, шлифуемых между первой и второй, N_1, а между первой и последней — N_2. Бóльшее из этих значений обозначим N_{max}, а меньшее — N_{min}. В статьях [6, 7] показано, что всегда $N_{max} + N_{min} = z$. Поэтому $0{,}5 < N_{max}/z < 1$. Если необходимо, чтобы влияние износа шлифовального круга было как можно меньше, то следует выбирать z_i таким образом, чтобы значение N_{max} было минимальным при заданном z.

Оптимизация z_i важна, прежде всего, для изделий с большим числом зубьев, так как в этом случае износ шлифовального круга больше. Поэтому в табл. 1, 2 и 3 указаны значения N_{max} и N_{max}/z. Отношение N_{max}/z характеризует, насколько удачно выбран параметр z_i для данного изделия.

При определении N_{max} были использованы расчеты Ю. Л. Серебряного, выполненные 15 ÷ 17 лет назад, но нигде не опубликованные. Так как они ограничены значениями $z_{max} = 400$ и $z_{i\ max} = 30$, данные расчеты использовались лишь частично. Значения N_{max}, приведенные в табл. 3 и частично в табл. 1 и 2, вычислялись по формуле, приведенной в статье [10].

Для оценки ожидаемых отклонений шага при шлифовании изделий с лучшими из двух возможных значений z_i (отмечены знаком "*") составлена табл. 4. Наилучший выбор z_i по ожидаемой точности обработки получили для зубчатых колес с наименьшим из рассмотренных чисел (см. табл. 1), а наихудший — для диапазона 301 ÷ 350 чисел зубьев (см. табл. 2). В первом случае отличные и хорошие значения $N_{max}/z \leqslant 0{,}7$ составили 89 %, а плохих значений $N_{max}/z > 0{,}8$ совсем нет, во втором случае $N_{max}/z \leqslant 0{,}7$ составили 61 %, а $N_{max}/z > 0{,}8$—26 %.

Для всех 90 рассмотренных изделий удалось осуществить 45,6 % отличных наладок ($0{,}51 \leqslant N_{max}/z \leqslant 0{,}60$), 31,1 % хороших наладок ($0{,}61 \leqslant N_{max}/z$, $N_{max}/z \leqslant 0{,}70$), 12,2 % посредственных наладок ($0{,}71 \leqslant N_{max}/z \leqslant 0{,}80$) и 11,1 % плохих наладок ($N_{max}/z \geqslant 0{,}81$).

В большинстве случаев максимальный торцевой модуль m_t ограничен числом зубьев z шлифуемого изделия. Нет ничего удивительного в том, что для изделий с $z = 252$ максимальный торцевой модуль равен 3,5 мм, для изделий с $z = 350$ — $m_{t\ max} = 2{,}5$ мм, а для изделий с $z = 800$ — $m_{t\ max} = 1{,}0$ мм.

Однако в ряде случаев максимальный торцевой модуль ограничен не z, а числом пропускаемых при делении зубьев z_i: ограничения по максимальному плечу рычага $l_{max} = 700$ мм наступают раньше, чем ограничения по максимальному диаметру шлифуемой заготовки ($d_{max} = 800$ мм для обычного шлифования и $d_{max} = 900$ мм для шлифования с пониженной точностью). К таким изделиям относятся изделия: $z = 268$ ($268 = 4 \cdot 67$); 284 ($284 = 4 \cdot 71$); 292 ($292 = 4 \cdot 73$); 316 ($316 = 4 \cdot 79$); 335 ($335 = 5 \cdot 67$); 355 ($355 = 5 \cdot 71$); 365 ($365 = 5 \cdot 73$);

Таблица 4

Диапазон числа зубьев шлифуемого изделия (число значений z)	N_{max}/z				
	0,51÷0,60	0,61÷0,70	0,71÷0,80	0,81÷0,90	0,91÷0,99
252÷300 (36)	20	12	4	—	—
301÷350 (31)	11	8	4	8	—
355÷1000 (23) (выборочно)	10	8	3	2	—

395 (395 = 5 · 79), а также изделия с z = 300; 330; 360; 390; 420. Числа 67, 71, 73 и 79 не раскладываются на множители, поэтому при шлифовании изделий с числом зубьев, кратным этим числам, в гитару необходимо устанавливать сменные зубчатые колеса (*Б* или *Г*) с числом зубьев 67; 71; 73 и 79 соответственно. Тогда для того, чтобы обеспечить условие сцепляемости $A + Б + B + Г \geqslant 330$, следует назначать бóльшие значения z_i, а это автоматически ограничивает максимальный модуль шлифуемого изделия.

Такое же ограничение имеется в составленной таблице по подбору сменных шестерен гитары, которая прилагается к руководству станка. В частности, для изделия с z = 134 (134 = 2 · 67) рекомендовано z_i = 25 и, как следствие, максимальный торцевой модуль $m_{t\,\max}$ ограничен значением 4,0 мм, в то время как изделий с z = 133 и z = 135 модуль $m_{t\,\max}$ = 6,5 мм. Аналогично для изделия с z = 146 (146 = 2 · 73) ранее разработанная таблица рекомендует z_i = 25, ограничивая максимальный торцевой модуль значением 4,0 мм, в то время как у изделий с рядом расположенными числами зубьев z = 141 и 143 модуль $m_{t\,\max}$ = 6,0 мм.

Таким образом, отчетливо просматривается очень небольшая область зубчатых колес, которые вопреки паспортным данным невозможно прошлифовать на станке мод. 5843. Она дополняет аналогичную область, относящуюся в основном к косозубым крупномодульным колесам [11].

Однако при необходимости путем небольших затрат данное ограничение можно преодолеть. Для этого нужно дополнительно изготовить сменные зубчатые колеса с удвоенным числом ранее перечисленных чисел зубьев (134, 142, 146 и т. д.). В этом случае появляется возможность уменьшения значения z_i и соответственно увеличение $m_{t\,\max}$.

Пример 1. Предположим, что надо прошлифовать прямозубое зубчатое колесо модулем m = 3,0 мм с числом зубьев z = 268 (268 = 4 · 67). В этом случае табл. 1 ограничивает модуль значением $m_{t\,\max}$ = 2,25 мм, (при отсутствии сменного зубчатого колеса с z = 134). Однако, если изготовить сменное зубчатое колесо с z = 134, то можно назначить z_i = 27 (вместо прежнего z_i = 45!); сменные зубчатые колеса будут иметь: A = 54; $Б$ = 134; B = 78 и $Г$ = 104; максимальный торцевой модуль $m_{t\,\max}$ = 3,3 мм, $N_{\max}/z$ = 139/268 = 0,52 (отличный результат!) и длина плеча рычага l = 558,9 мм (при $l_{\max}$ = 700 мм).

Пример 2. Нужно прошлифовать прямозубое зубчатое колесо модулем m = 3 мм с числом зубьев z = 284 (284 = 4 · 71) (ширина венца и коэффициент смещения значения не имеют). В этом случае табл. 1 ограничивает модуль значением $m_{t\,\max}$ = 2,25 мм, поскольку z_i = 45. Однако, если в наборе имеется сменное зубчатое колесо с z = 142, то приемлемо назначить z_i = 13, тогда числа зубьев сменных зубчатых колес гитары: A = 52, $Б$ = 142, B = 45 и $Г$ = 120; $m_{t\,\max}$ = 3,1 мм, $N_{\max}/z$ = 0,54 (лучше, чем при z_i = 45) и длина плеча рычага l = 269,1 мм.

Сменные зубчатые колеса с непривычно большим числом зубьев (134 и более) могут занимать место только зубчатого колеса *Б*, так как по условию сцепляемости $Г \leqslant 132$.

Таблица 5

Порядковый номер	z	z_i	A	$Б$	B	$Г$	m_t, мм	$N_{\max}$ ($N_{\max}/z$)
1	300	19	**38**	100	65	130	3,0	221 (0,74)
2	304	17	48	128	**51**	114	2,9	161 (0,53)
3	306	19 23	**38** **46**	120 102	65 65	130 130	2,9 2,9	161 (0,53) 173 (0,57)
4	308	17	**51**	132	45	105	2,9	163 (0,53)
5	324	23	**46**	108	60	120	2,75	169 (0,52)
6	330	19	**38**	110	65	130	2,7	191 (0,58)
7	335	19 22	**38** 44	134* 134*	60 60	100 100	2,7 2,7	194 (0,58) 198 (0,59)
8	350	37 41	**74** **82**	100 100	48 48	112 112	2,5 2,5	227 (0,65) 241 (0,69)
9	355	21	**42**	142*	60	100	2,5	186 (0,52)
10	360	29	**87**	120	44	132	2,5	211 (0,59)
11	365	18	**36**	146*	60	100	2,4	223 (0,61)
12	380	37	45	120	**74**	95	2,3	227 (0,60)
13	385	41	54	126	**82**	110	2,3	216 (0,56)
14	390	37	**74**	130	60	120	2,3	253 (0,65)
15	420	37	**74**	105	45	120	2,1	227 (0,54)

* Число зубьев дополнительно изготовленных сменных зубчатых колес.

Вторая особенность табл. 1—3 заключается в том, что среди рекомендованных значений z_i отсутствуют простые числа: 17; 19; 23; 29; 31; 37 и 41, в то время как среди предложенных есть значения: 45; 47; 49; 54 и т. д., т. е. заметно бóльше ранее указанных. Это объясняется тем, что в существующем наборе сменных зубчатых колес станка мод. 5843 нет зубчатых колес с числом зубьев, кратным указанным, но меньше 100 (например 51; 68; 85; 38; 57; 76; 46; 69 и т. д.), а использование зубчатых колес с числом зубьев более 100 невозможно по условию сцепляемости.

Однако в наборе к станку мод. 5М841 есть сменные зубчатые колеса с числом зубьев меньшим 100 и кратным упомянутым простым числам: 17; 19; 23 и т. д. Причем сменные зубчатые колеса гитары станков моделей 5М841 и 5843 взаимозаменяемы: у них одинаковый модуль (m = 1,5 мм) и одинаковое посадочное отверстие. Поэтому, если на предприятии есть станки обеих моделей, возможно использование сменных зубчатых колес одного станка для потребности другого.

Использование некоторых сменных зубчатых колес станка мод. 5М841 для настройки гитары станка мод. 5843 при шлифовании изделий с очень большим числом зубьев может обеспечить назначение меньшего z_i и, как следствие, большего модуля шлифуемого изделия. Возможен и другой положительный эффект вследствие назначения ранее "недоступных" z_i — получение меньшего значения N_{max}, и соответственно меньшего значения N_{max}/z.

Значения, представленные в табл. 5, используют при наладке сменных зубчатых колес станков моделей 5843 и 5М841. Благодаря сменным зубчатым колесам станка мод. 5М841 удалось увеличить торцевой модуль у восьми изделий: изделия с z = 300 (с 2,1 до 3,0 мм); с z = 330 (с 2,1 до 2,7 мм); с z = 335 (с 1,8 до 2,7 мм); с z = 355 (с 2,0 до 2,5 мм); с z = 360 (с 2,1 до 2,5 мм); с z = 365 (с 2,0 до 2,4 мм); с z = 390 (с 2,0 до 2,3 мм); с z = 420 (с 1,5 до 2,1 мм). А у семи изделий — с z = 304; 306; 308; 324; 350; 380 и 385, сохранив прежний модуль, удалось уменьшить N_{max}/z на 0,2 ÷ 0,36 (в среднем на 0,28). Если на предприятии нет станка мод. 5М841, то достичь желаемого результата можно изготовлением дополнительных сменных зубчатых колес с числом зубьев, выделенных в табл. 5 полужирным шрифтом.

Выводы

1. Расширение технологических возможностей зубообрабатывающих станков — увеличение максимального числа нарезаемых или шлифуемых зубьев, можно обеспечить:

при зубофрезеровании путем применения многозаходных червячных фрез;

при зубодолблении путем применения долбяков с бóльшим числом зубьев;

при зубошлифовании на станках с коническим кругом (в первую очередь, на отечественных станках моделей 5843 и 5М841) путем назначения бóльшего числа пропускаемых при делении зубьев z_i.

В этом случае при зубофрезеровании и зубодолблении требуются дополнительные затраты (приобретение нового зуборезного инструмента), а при зубошлифовании — только расчет непривычной наладки с большим значением z_i.

2. В диапазоне значений z = 251 ÷ 350 возможна точная настройка гитары без изготовления дополнительных сменных зубчатых колес для 67 изделий из 100 возможных. Расчеты показали, что z = 350 не является максимальным числом зубьев изделия, которое можно прошлифовать на станке мод. 5843. Возможна настройка гитары на шлифование изделий с z = 400; 500; 800; 1000 и даже 1600 и 1800 зубьев. При этом диаметр шлифуемого зубчатого колеса не может превышать 800 мм (или 900 мм с некоторой потерей точности).

3. При шлифовании зубчатых колес с очень большим числом зубьев ($z \geqslant 200$) важное значение имеет показатель N_{max}/z, который зависит от соотношения z и z_i, но строгой зависимости между этими параметрами нет. Всегда $0{,}5 < N_{max}/z < 1$. В имеющемся диапазоне следует выбирать такое значение z_i, чтобы N_{max}/z было минимальным. В этом случае уменьшится влияние износа шлифовального круга и тепловых деформаций на отклонения шага. В рассмотренных наладках значение $N_{max}/z \leqslant 0{,}7$ получили для 69 изделий из 90.

4. Для уменьшения N_{max}/z, а также для увеличения максимального модуля шлифуемого изделия целесообразно использовать не только сменные зубчатые колеса станка мод. 5843, но и станка мод. 5М841, поскольку они взаимозаменяемы. Если на предприятии есть только станок мод. 5843, а станка мод. 5М841 нет, то необходимые сменные зубчатые колеса (отмеченные в табл. 5) следует изготовить.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Коган Г. И.** Изготовление цилиндрических колес со шлифованными зубьями. М.: Машгиз, 1962. 239 с.
2. **Производство** зубчатых колес / С. Н. Калашников, А. С. Калашников, Г. И. Коган и др. Под ред. Б. А. Тайца. М.: Машиностроение, 1990. 463 с.
3. **Сильвестров Б. Н.** Зубошлифовальные работы. М.: Высшая школа, 1985. 272 с.
4. **Калашников А. С.** Современная технология высокопроизводительного шлифования зубьев // Технология машиностроения. 2001. № 2. С. 61—63.
5. **Фрадкин Е. И., Колобанов М. В., Вереина Л. И.** Зависимость погрешностей шага зубчатого колеса от точности настройки гитары деления зубошлифовального станка // СТИН. 1994. № 5. С. 7—10.
6. **Фрадкин Е. И.** Повышение точности зубошлифования оптимальным делением // Вестник машиностроения. 1995. № 8. С. 22—27.
7. **Вереина Л. И., Фрадкин Е. И.** Уменьшение погрешностей шага при зубо- и шлицешлифовании // СТИН. 1997. № 11. С. 16—21.
8. **Фрадкин Е. И.** Оптимальная очередность шлифования впадин зубьев и шлицев // Вестник машиностроения. 2003. № 12. С. 50—56.
9. **Фрадкин Е. И.** Точность крупномодульных шлифованных зубчатых колес из разных сталей // Вестник машиностроения. 2003. № 4. С. 58—63.
10. **Вереина Л. И., Фрадкин Е. И.** Точность шлифования цилиндрических зубчатых колес на станках разных моделей // СТИН. 1999. № 2. С. 13—17.
11. **Серебряный Ю. Л., Фрадкин Е. И.** Особенности настройки зубошлифовальных станков на число зубьев, пропускаемых при делении // Станки и инструмент. 1989. № 2. С. 13—15.

УДК 621.924

М. Г. ИСУПОВ, Л. Л. ЛУКИН, кандидаты технических наук (Ижевский ГТУ)

Технологические характеристики газоабразивной струи

Проведенные в последние годы исследования [1—3] показали, что газоабразивную струю можно эффективно использовать для формообразования микрорельефа поверхностей с повышенной маслоемкостью — смазочных микрокарманов (СМ) и смазочных микроканавок (МК). В процессе обработки одновременно участвуют тысячи абразивных частиц. Высокая производительность и отсутствие направленного силового воздействия, изменяющего размеры обрабатываемых деталей, делает этот вид обработки эффективным, особенно для прецизионных деталей трения. Однако технологические характеристики газоабразивной струи практически не изучены.

Рассмотрим особенности газоабразивной струи, используемой в технологии формообразования микрорельефа поверхности с повышенной маслоемкостью.

Техническая характеристика газоабразивной струи включает в себя три составляющие: показатели газовой струи, параметры абразивных частиц и характеристики совместного движения газовой и твердой фаз. Особенность движения газовзвесей заключается в разнице движений двух фаз, вызванной различием их плотностей. При этом газовая фаза является несущей, ее параметры определяют скорость и распределение твердой фазы, т. е. абразивных частиц. Но твердая фаза также оказывает влияние на скорость газовой фазы.

Как показали исследования [4], при отношении расхода абразивных частиц к расходу газовой фазы $G_а/G_г < 0{,}5$ влияние твердой фазы на параметры газовой фазы незначительно и при решении прикладных задач может не учитываться. Это позволяет использовать теорию струй однофазного течения [5], поэтому деление струи на начальный и основной участки (рис. 1) во внимание не принимается. По разным источникам значения параметров находятся в пределах: $x = 5 \div 6{,}2$, угол $2\beta = 14 \div 25°$. Площадь сечения струи [6] $S_с = d_с + 2x\mathrm{tg}\beta$.

Расстояние от сопла до обрабатываемой поверхности рассчитывается по формуле $\bar{x} = x/d_с$, где $\bar{x}$ — длина начального участка; $d_с$ — диаметр технологического сопла.

На начальном участке струи профиль скоростей сохраняет форму, приобретенную в сопле, т. е. соответствует закону "1/7" [5]: $v/v^* = 8{,}74(yv^*/\nu)^{1/7}$, где v — скорость газовой фазы на расстоянии y от оси струи; $v^* = \sqrt{\tau_0/\rho_г}$ — динамическая скорость (τ_0 — касательное напряжение на стенке сопла, $\rho_г$ — плотность газовой фазы); ν — кинематическая вязкость газовой фазы.

Касательное напряжение на стенке сопла находится по формуле [5] $\tau_0 = 0{,}03325\rho_г \bar{v}^{7/4}\nu^{1/4}r_с^{1/4}$, где $\bar{v} = 4Q/F_с$ — среднерасходная скорость газовой фазы; $Q_г$ — расход газовой фазы; $F_с$ — площадь сечения технологического сопла; $r_с$ — радиус технологического сопла.

На начальном участке скорость на оси принимается постоянной. Распределение скоростей газовой фазы по сечению газоабразивной струи на основном участке струи описывается формулой Г. Шлихтинга [5]: $\dfrac{v}{v_{0с}} = \left[1 - \left(\dfrac{y}{R_с}\right)^{3/2}\right]^2$, где $v_{0с}$ — скорость струи; $R_с$ — радиус газоабразивной струи.

Изменение скорости струи на оси описывается формулой Залманзона [6]: $\dfrac{v_x}{v_0} = \left(0{,}3 + 0{,}4\dfrac{x}{d_с}\right)^{-1}$, где v_0 — скорость газовой фазы струи в технологическом сопле.

Приведенных выше характеристик достаточно для описания динамики несущей газовой фазы.

Технологическими параметрами абразивных частиц являются их размеры, масса, углы и радиусы скругления выступов частиц, определяющие их режущие свойства. Масса абразивных частиц различной зернистости определялась в работе [3]. Форму частицы условно считаем сферой. Диаметр частицы находим как среднее значение наибольшего и наименьшего диаметров частиц. К параметрам газоабразивной струи можно отнести скорость движения частиц определенной массы, которая определяет силу удара и эффективный радиус обработки.

Скорость твердой фазы в технологическом сопле находится по формуле

$$v_0 = kv_г\sqrt{\frac{3}{2}c_x\frac{\rho_г}{\rho_а}\frac{l}{D}}, \qquad (1)$$

где c_x — коэффициент сопротивления; $\rho_а$ — плотность материала абразивных частиц; l — длина сопла; D — диаметр абразивных частиц.

Коэффициент c_x сопротивления (коэффициент парусности, так как скорость частиц всегда меньше скорости газовой фазы) определяется по методике, приведенной в работе [7]. Для абразивных частиц диаметром $100 \div 600$ мкм при скорости газовой фазы $100 \div 300$ м/с параметр $c_x = 0{,}4$.

Формула (1) отличается от аналогичной формулы для частиц сферической формы [7] наличием коэффициента $k = 2{,}4$, что обусловлено несимметричной формой абразивных частиц и их вращением при полете в разных направлениях. Формула (1) дает погрешность расчета ±20 % относительно данных, полученных экспериментально.

Для получения более точных значений скорости удара абразивных частиц можно воспользоваться методикой определения скорости удара, приведенной в работе [8], суть которой заключается в следующем. Определяют не скорость удара абра-

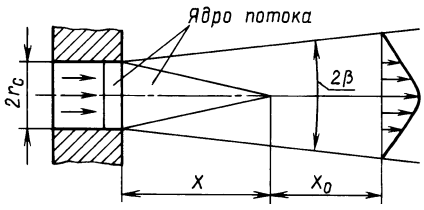


Рис. 1. Схема распределения скоростей газовой фазы на начальном и основном участках струи

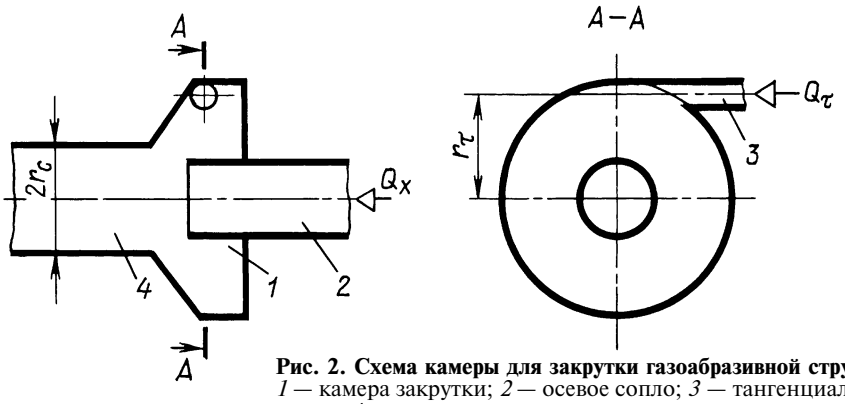


Рис. 2. Схема камеры для закрутки газоабразивной струи: *1* — камера закрутки; *2* — осевое сопло; *3* — тангенциальное сопло; *4* — технологическое сопло

Рис. 3. Поверхность, обработанная газоабразивной струей без управляющего воздействия

зивных частиц по неподвижной поверхности, что достаточно сложно, а скорость удара подвижной поверхности, которая представляет собой вращающуюся вокруг своей оси пластину, по неподвижным абразивным частицам. Частицы вводятся в плоскость вращения пластины с помощью газоабразивного сопла, установленного перпендикулярно оси вращения пластины. Давление p на входе в газоабразивное сопло минимальное, приблизительно равно 0,2 бар, что необходимо для преодоления динамического напора воздуха, возникающего при вращении пластины. Измерив угловую скорость вала, на котором закреплена пластина тахометром, и, зная радиус r расположения микролунок на пластине, можно найти скорость удара абразивных частиц: $v_{уд} = \omega r$. Затем определяют скорость удара тех же абразивных частиц по той же пластине, но при газоабразивной обработке: $v_1 = v_0 \dfrac{h_1}{h_0}$, где v_0 — скорость удара при вращении пластины; h_1 h_0 — глубина микролунок при газоабразивной обработке и вращении пластины соответственно.

Уменьшение скорости абразивных частиц после их вылета из сопла исследовано в работе [9]. Скорость удара абразивных частиц диаметром $D = 100 \div 600$ мкм при расстоянии от сопла до поверхности обработки $x \leqslant 10$ находится по формуле $v \approx 1{,}25 v_0$.

При выполнении СМ к вышеперечисленным показателям следует добавить начальную закрутку газоабразивной струи, которая обеспечивает заданную концентрацию абразивных частиц в плоскости удара с обрабатываемой поверхностью. Оптимальное значение отношения площади S_c сечения струи к диаметру d смазочного микрокармана находится в пределах $1 \div 3{,}2$ [11].

Начальная закрутка газоабразивной струи определяется по формуле $Z_0 = Q_\tau r_\tau / Q_x r_c$, где Q_x, Q_τ — соответственно осевой и тангенциальный расходы газовой фазы; r_τ — плечо закрутки.

Схема камеры для закрутки газоабразивной струи показана на рис. 2. В неуправляемой газоабразивной струе распределение абразивных частиц происходит по экспоненциальной зависимости [4]: $C = C_x e^{-\bar{y}}$, где $\bar{y} = 0{,}7(y/r_{0,5})^{1,33}$ — относительная координата (y — текущий радиус струи, $r_{0,5}$ — расстояние от оси струи до точки с половинным расходом абразивных частиц); C_x — концентрация абразивных частиц в осевой зоне струи.

На рис. 3 показана поверхность с СМ, обработанная неуправляемой газоабразивной струей. На рис. 4, *а*, б, показаны сечения отпечатков, полученные на стекле, соответственно при неуправляемой и управляемой газоабразивной струе. Для частиц диаметром $100 \div 600$ мкм при оптимальной закрутке $Z_{опт}$ газоабразивной струи от 0,75 до 1,0 можно достичь достаточно равномерного рас-

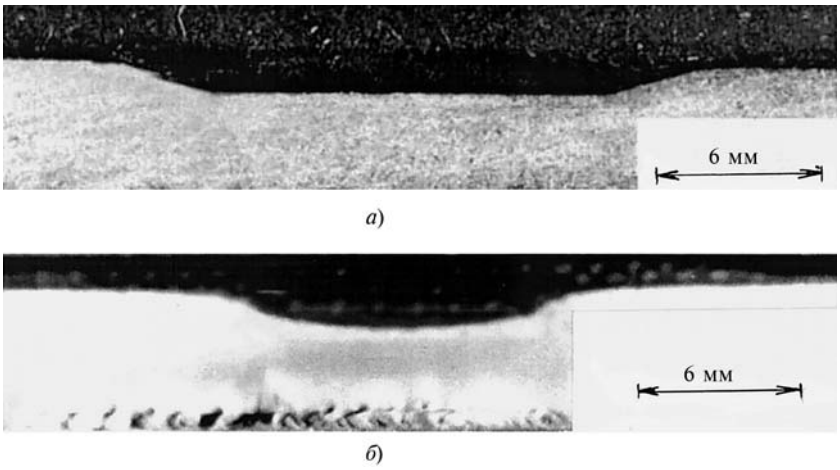


Рис. 4. Сечения отпечатков на стекле

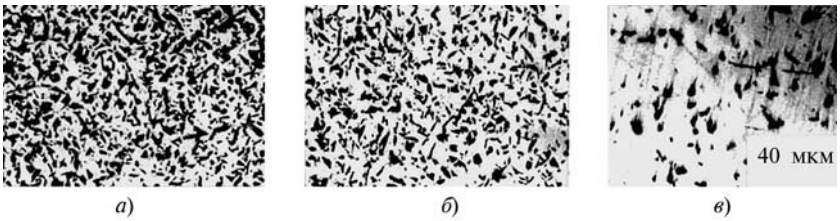


Рис. 5. Смазочные микрокараманы на стальной поверхности: $S_{см}$ — суммарная площадь смазочных микрокарманов; *а*) $Z_0 = 0{,}3$; $S_{см} = 37{,}72$ %; *б*) $Z_0 = 0{,}9$; $S_{см} = 23{,}79$ %; *в*) $Z_0 = 1{,}8$; $S_{см} = 14{,}18$ %

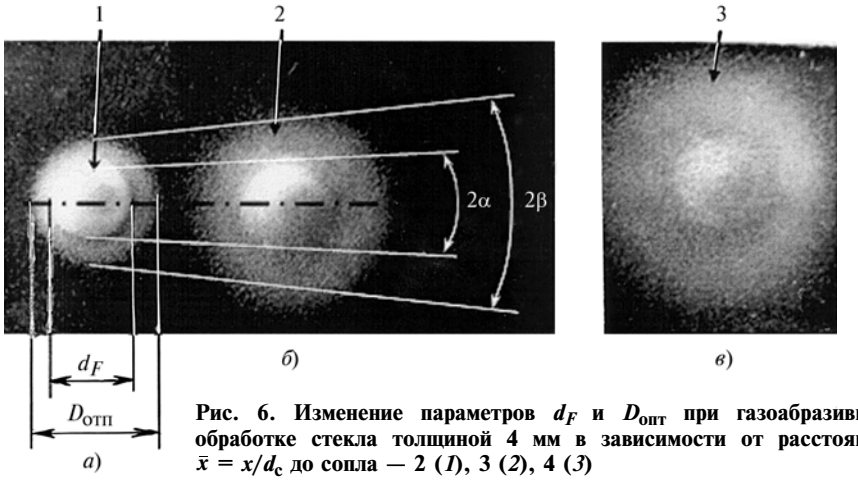


Рис. 6. Изменение параметров d_F и $D_{опт}$ при газоабразивной обработке стекла толщиной 4 мм в зависимости от расстояния $\bar{x} = x/d_c$ до сопла — 2 (*1*), 3 (*2*), 4 (*3*)

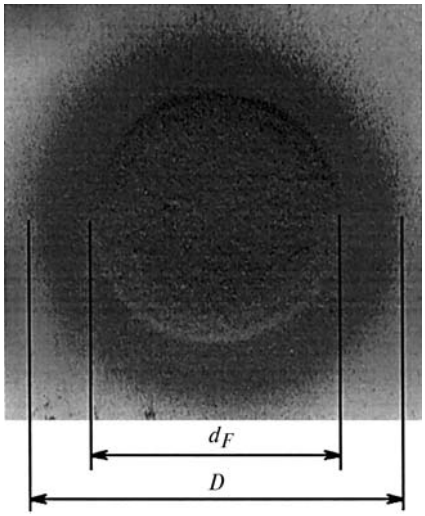


Рис. 7. Отпечаток газоабразивной струи при регулируемой закрутке ($\bar{x}$ = 3)

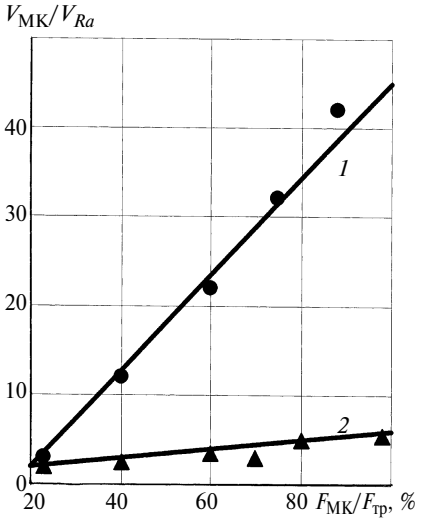


Рис. 8. Зависимости изменения параметра $V_{отн}$ для поверхности с частично-регулярным микрорельефом от параметра $F_{отн}$ при глубине МК 9,9 мкм и различной шероховатости исходной иррегулярной поверхности:
1) Ra = 0,04 мкм (R_{max} = 0,246 мкм); 2) Ra = 1 мкм (R_{max} = 5 мкм), v = 2, (b = 2,68 — коэффициент, прямые — расчетные значения)

пределения абразивных частиц по сечению струи. На рис. 5 показаны микрофотографии смазочных карманов на стальной поверхности при различной регулируемой закрутке газоабразивной струи и разной продолжительности обработки.

Неравномерное распределение скоростей газовой фазы по сечению газоабразивной струи приводит к неравномерности скорости движения абразивных частиц: в осевой зоне струи скорость частиц максимальная, на периферии — близка к нулю. Поэтому введем такой параметр, как эффективный диаметр d_F обработки (рис. 6). Из отпечатков газоабразивных струй видно, что за окружностью d_F сила ударов абразивных частиц мала и интенсивность обработки недостаточна. Для неуправляемой струи $d_F \approx 0{,}5D_{опт}$ ($D_{опт}$ — диаметр отпечатка газоабразивной струи на плоскости обработки), для управляемой $dF = 0{,}66D_{опт}$ (рис. 7). В пределах диаметра d_F скорость ударов и распределение концентрации соответствуют расчетным значениям [формула (1)].

Формообразование смазочных микроканавок рассмотрено в работе [11]. Экспериментально установлено, что оптимальная площадь МК 0,5 ÷ 2 мм, ширина МК равна их шагу.

Введем показатели относительной маслоемкости поверхности $V_{отн} = V_{МК}/V_{Ra}$ (где $V_{МК}$ — объем микрокарманов; V_{Ra} — объем смазочного материала в углублениях поверхности с иррегулярной шероховатостью) и $F_{отн} = (F_{МК}/F_{тр})100$ (где $F_{отн}$ — относительная площадь микрокарманов; $F_{МК}$ — суммарная площадь микрокарманов; $F_{тр}$ — номинальная поверхность трения). На рис. 8 показаны зависимости относительного объема СМ от относительной площади поверхности трения, занятой СМ. В диапазоне $F_{МК}/F_{тр}$ = 0,25 ÷ 0,45 объем смазки увеличивался в 2 ÷ 17 раз при значении исходной иррегулярной шероховатости Ra = 0,04 мкм, для Ra = 1 мкм в 1,2 ÷ 2,6 раза.

Таким образом, получено, что относительное расстояние от сопла до обрабатываемой поверхности находится в пределах 2 ÷ 6. Для выравнивания концентрации абразивных частиц по сечению газоабразивной струи выполняется ее начальная закрутка. Оптимальное значение начальной закрутки Z_0 для абразивных частиц диаметром 100 ÷ 600 мкм находится в пределах 0,75 ÷ 1,0.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Исупов М. Г.** Шероховатость поверхности, получаемая струйноударной обработкой // Вестник машиностроения. 1999. № 11. С. 50—52.

2. **Исупов М. Г.** Создание частично-регулярного микрорельефа (ЧРМР) струйно-абразивной обработкой // Изв. ВУЗов. Машиностроение. 1999. № 4. С. 58—61.

3. **Исупов М. Г.** Струйно-абразивная технология формообразования смазочных микрокарманов // Вестник машиностроения. 2003. № 11. С. 55—57.

4. **Лаатс М. К., Фришман Ф. А.** О допущениях, применяемых при расчете двухфазной струи // Изв. АН СССР. Механика жидкости и газа. 1970. № 2. С. 186—191.

5. **Шлихтинг Г.** Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 711 с.

6. **Залманзон Л. А.** Теория элементов пневмоники. М.: Наука, 1969. 507 с.

7. **Кудинов В. В., Иванов В. Н.** Нанесение плазмой тугоплавких покрытий. М.: Машиностроение, 1981. 190 с.

8. **Исупов М. Г.** Создание антифрикционной поверхности струйно-абразивной обработкой // Трение и износ. 2005. Т. 26. № 4. С. 428—433.

9. **Кролевец Д. И.** Расчет рассеивания дискретной фазы в двухфазном крупнозернистом струйном течении. Днепропетровск: Деп. в ВИНИТИ. 1983. № 550. 24 с.

10. **Пат. № 2.215.642 РФ.** Способ управления процессом струйно-абразивной обработки .

11. **Исупов М. Г.** Струйно-абразивный способ формообразования регулярного микрорельефа // Наукоемкие технологии. 2004. № 6. С. 15—17.

УДК 621.983:539.974

Е. Ю. ПОЛИКАРПОВ, канд. техн. наук (РКК "Энергия"),
В. Н. ЧУДИН, д-р техн. наук (РГО ТУПС)

Изотермическое формообразование деталей с утолщениями

Приводятся соотношения для оценок кинематики, сил и сплошности материала при горячем выдавливании и высадке изделий. Использован энергетический метод расчета для вязкопластического деформирования.

Деталями с краевыми утолщениями являются силовые элементы шпангоутов корпусов летательных аппаратов, днищ емкостей, арматуры трубопроводов двигательной установки. Их изготовляют штамповкой с нагревом или без нагрева в зависимости от обрабатываемых материалов. Последние упрочняются и, с другой стороны, проявляют релаксацию напряжений при деформировании с нагревом. Эти факторы влияют на технологические силы, степени формоизменения, качество изделий. Технология требует обоснованных режимов обработки, что возможно на основе расчетных методов. В связи с этим рассмотрим процессы формообразования утолщений выдавливанием и высадкой.

Механическое состояние деформируемого материала выразим функцией

$$\sigma_e = A\psi^{\eta}\varepsilon_e^m\,\xi_e^n, \qquad (1)$$

где ε_e, ξ_e — соответственно эквивалентные деформация и скорость деформации; ψ — сплошность материала при его деформировании; A, m, n — константы упрочнения; η — константа разрушения.

Воспользуемся энергетическим уравнением равновесия деформируемого материала в соответствии с верхнеграничной теоремой пластичности [1]. Применительно к жесткоблочным полям скоростей перемещений при плоской схеме деформаций и условии текучести Мизеса это уравнение запишем в виде:

$$qaV_0 \leqslant \Sigma\left(\frac{1}{\sqrt{3}}\sigma_{e\text{р}}V_{\text{р}}l_{\text{р}} + \tau_k V_k l_k\right). \qquad (2)$$

Здесь q — внешнее давление на контуре заготовки; $\sigma_{e\text{р}}$ — эквивалентные напряжения на линиях разрыва скоростей перемещений; $\tau_{\text{к}}$ — касательное напряжение на границах трения; V_0, $V_{\text{р}}$, $V_{\text{к}}$ — соответственно скорости движения материала на входе в матрицу, на линиях разрыва скоростей и на контактных границах трения; a, $l_{\text{р}}$, k_r — длины линий соответственно приложения давления, разрыва скоростей и границ трения.

Выдавливание

Схема прямого выдавливания с полем скоростей перемещений и годограф скоростей представлены соответственно на рис. 1, *а*, *б*. Поле принято жесткоблочным. Оно кинематически возможно при условиях для углов α, β:

$$\frac{a}{c} = \frac{\sin\alpha\cos(\beta-\gamma)}{\cos\beta\sin(\alpha-\gamma)};$$

$$h = a\text{ctg}\alpha + c\,\text{tg}\beta.$$

Установим, используя годограф, кинематику поля скоростей. Скорости движения блоков:

$$V_0,\ V_1 = \frac{V_0\sin\alpha}{\sin(\alpha-\gamma)};\ V_2 = \frac{a}{c}V_0;\ V_3 = 0. \qquad (3)$$

Касательные скорости на линиях разрыва:

$$\left.\begin{aligned}&(V_{\text{р}})_\tau = (V_{01})_\tau = \frac{V_0\sin\gamma}{\sin(\alpha-\gamma)};\ (V_{12})_\tau = \frac{aV_0\sin\gamma}{c\cos(\beta-\gamma)};\\ &(V_{13})_\tau = V_1;\ (V_{20})_\tau = V_{\text{к}} = V_2.\end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

На всех линиях разрыва, в том числе на контактной границе трения, эквивалентные скорости деформаций и деформации определяем в соответствии с выражениями:

$$(\xi_e)_{\text{р}} = \frac{2(V_{\text{р}})_\tau}{\sqrt{3}l_{\text{р}}}; \qquad (5)$$

$$(\varepsilon_e)_{\text{р}} = (\xi_e)_{\text{р}}\frac{\Delta h}{V_0}, \qquad (6)$$

где $(V_{\text{р}})_\tau$ — разрывы касательных скоростей по формулам (4); Δh — рабочий ход пуансона;

$$l_{\text{р}} = l_{01} = \frac{a}{\sin\alpha};\ l_{12} = \frac{c}{\cos\beta};\ l_{13} = \frac{h}{\cos\gamma};\ l_{02} = l_{\text{к}} \qquad (7)$$

— длины линий разрыва скоростей.

Эквивалентные напряжения на линиях разрыва получим подстановкой выражений (5), (6) в уравнение (1), т. е.:

$$(\sigma_e)_{\text{р}} = A\psi^{\eta}\left(\frac{\Delta h}{V_0}\right)^m\left(\frac{2(V_{\text{р}})_\tau}{\sqrt{3}l_{\text{р}}}\right)^{m+n}, \qquad (8)$$

где $(V_{\text{р}})_\tau$ — разрывы скоростей (4); $l_{\text{р}}$ — длины линий разрыва (7).

Касательное напряжение трения на матрице примем в виде

$$\tau_{\text{к}} = \mu(\sigma_e)_{\text{к}}, \qquad (9)$$

где $(\sigma_e)_{\text{к}}$ — интенсивность напряжений; μ — коэффициент трения.

Здесь контактному нормальному напряжению (9) соответствует выражение (8) при $(V_{\text{р}})_\tau = V_2$, $l_{\text{р}} = l_{\text{к}}$.

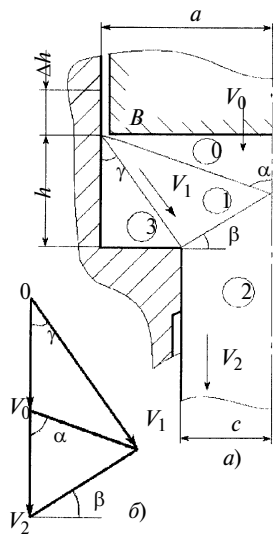


Рис. 1

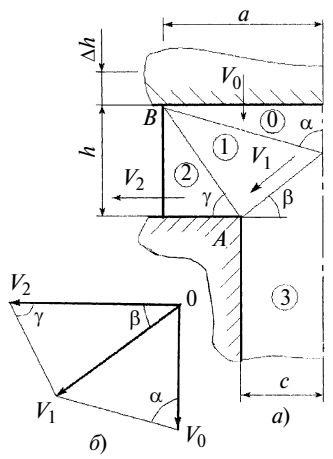


Рис. 2

Подставим соотношения (8) и (9) с учетом выражений для скоростей (4) и длин линий разрыва (7) в неравенство (2). Получим следующую оценку давления прямого выдавливания:

$$q \leqslant \frac{A}{2a}\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\right)^{1+m+n}(\Delta h)^m V_0^n\left[\psi_{01}^{\eta}\left(\frac{\sin\gamma}{\sin(\alpha-\gamma)}\right)^{1+m+n}\times\right.$$
$$\times\left(\frac{a}{\sin\alpha}\right)^{1-m-n}+\psi_{12}^{\eta}\left(\frac{a\sin\gamma}{c\cos(\alpha+\beta)}\right)^{1+m+n}\times$$
$$\times\left(\frac{c}{\cos\beta}\right)^{1-m-n}\psi_{13}^{\eta}\left(\frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha-\gamma)}\right)^{1+m+n}\times$$
$$\left.\times\left(\frac{h}{\cos\gamma}\right)^{1-m-n}+\mu\psi_{20}\sqrt{3}\left(\frac{a}{c}\right)^{1+m+n}l_{\text{к}}^{1-m-n}\right]. \quad (10)$$

Здесь ψ_{01}, ψ_{12}, ψ_{10}, ψ_{20} — сплошности материала на соответствующих линиях разрыва, расчет которых рассмотрим ниже. Отметим, что $\psi = 1$ соответствует штамповке без учета потери сплошности.

Высадка

Схема высадки фланца с полем скорости перемещений и годограф скоростей показаны соответственно на рис. 2, *а*, *б*. Поле должно удовлетворять условиям:

$$\frac{a}{h} = \frac{\sin\alpha\sin(\beta+\gamma)}{\sin\gamma\cos(\alpha-\beta)};$$

$$h = a\,\mathrm{ctg}\alpha + c\,\mathrm{tg}\beta,$$

из которых устанавливают углы α, β. Скорости в этом поле определяются аналогично изложенному выше соотношениями:

$$\left.\begin{aligned}&(V_{01})_\tau = \frac{V_0\cos\beta}{\cos(\alpha-\beta)};\ (V_{12})_\tau = \frac{aV_0\sin\beta}{h\sin(\beta+\gamma)};\\&(V_{13})_\tau = V_1 = \frac{V_0\sin\alpha}{\cos(\alpha-\beta)};\ (V_{20})_\tau = V_{\text{к}} = V_2 = \frac{a}{h}V_0.\end{aligned}\right\} \quad (11)$$

Эквивалентные скорости деформаций, деформации, напряжения записываются в соответствии с выражениями (5), (6), (8), (9). Длины линий разрыва скоростей определяются геометрией поля, т. е.:

$$l_{01} = \frac{a}{\sin\alpha};\ l_{12} = \frac{h}{\sin\gamma};\ l_{13} = \frac{c}{\cos\beta};\ l_{02} = l_{\text{к}} = a - c. \quad (12)$$

Подстановка выражений (11), (12) с учетом уравнения (1) в неравенство (2) дает следующую оценку давления высадки:

$$q \leqslant \frac{A}{2a}\left(\frac{2}{\sqrt{3}}\right)^{1+m+n}(\Delta h)^m V_0^n\left[\psi_{01}^{\eta}\left(\frac{\cos\beta}{\cos(\alpha-\beta)}\right)^{1+m+n}\times\right.$$
$$\times\left(\frac{a}{\sin\alpha}\right)^{1-m-n}+\psi_{12}^{\eta}\left(\frac{a\sin\beta}{h\sin(\beta+\gamma)}\right)^{1+m+n}\times$$
$$\times\left(\frac{h}{\sin\gamma}\right)^{1-m-n}\psi_{13}^{\eta}\left(\frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha-\beta)}\right)^{1+m+n}\times$$
$$\left.\times\left(\frac{c}{\cos\beta}\right)^{1-m-n}+\mu\psi_{20}^{\eta}\sqrt{3}\left(\frac{a}{h}\right)^{1+m+n}(a-c)\right]. \quad (13)$$

Оценка сплошности заготовки

Рассчитаем сплошность деформируемого материала. Она определяет качество изделия и безопасные в отношении разрушения материала условия штамповки. Воспользуемся уравнениями механики разрушения [2, 3].

Ряду материалов соответствует деформационная теория разрушения. При этом состояние сплошности определяется уравнением

$$d\psi = 1 - \frac{d\varepsilon_e}{d(\varepsilon_e)_{\text{пр}}}, \quad (14)$$

где $1 \geqslant \psi \geqslant 0$ — сплошность материала при эквивалентной деформации $0 \leqslant \varepsilon_e \leqslant (\varepsilon_e)_{\text{пр}}$; $(\varepsilon_e)_{\text{пр}}$ — предельная деформация материала при данной температуре.

Подстановка выражения (6) с учетом равенства (5) в уравнение (14) приводит к зависимости, определяющей сплошность на линиях разрыва скоростей, т. е.

$$\psi = 1 - \frac{2(\Delta h)(V_{\text{р}})\tau}{V_{\text{з}}l_{\text{р}}V_0}. \quad (15)$$

Расчет по зависимости (15) проводится подстановкой в него скоростей (4) и длин линий разрыва (7) — для прямого выдавливания или скоростей (11) и линий разрыва (12) — для высадки.

Сплошность определяется зависимостью (15), зависит от степени формоизменения и не зависит от скорости операций.

Ряду других материалов соответствует кинетическая теория прочности. С учетом соотношений (5) и (8) сплошность можно выразить уравнением

$$d\psi = -\frac{1}{A_*}\sigma_e\xi_e\mathrm{d}t =$$
$$= -\psi^n\frac{A(\Delta h)^m}{A_*(V_0)^{1+m}}\left(\frac{2(V_{\text{р}})_\tau}{\sqrt{3}l_{\text{р}}}\right)^{1+m+n}\mathrm{d}(\Delta h), \quad (16)$$

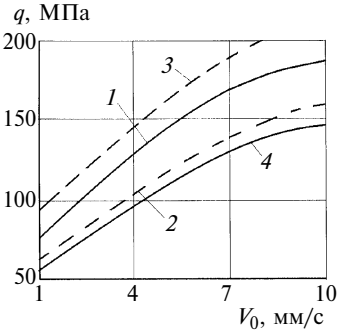


Рис. 3

Рис. 4

Материал	Операция	Скорость V_0, мм/с	Значение сплошности Ψ для точек	
			A	*B*
ВТ14	Выдавливание (рис. 1, *а*)	—	0,40	0,75
	Высадка (рис. 2, *а*)	—	0,15	0,65
ВТ6С	Выдавливание (рис. 1, *а*)	1,0	0,27	0,48
		0,5	0,35	0,57

где A_* — константа уравнения для данного материала при заданной температуре.

Из уравнения (15) при $\eta = 1$ получим

$$\psi = \exp\left[-\frac{A}{A_*(1+m)}\left(\frac{\Delta h}{V_0}\right)^{1+m}\left(\frac{2(V_\text{р})_\tau}{\sqrt{3}l_\text{р}}\right)^{1+m+n}\right], \quad (17)$$

а при $\eta \neq 1$

$$\psi = \left[1 - \frac{1-\eta}{1+m}\frac{A}{A_*}\left(\frac{\Delta h}{V_0}\right)^{1+m}\left(\frac{2(V_\text{р})_\tau}{\sqrt{3}l_\text{р}}\right)^{1+m+n}\right]^{\frac{1}{1-\eta}}. \quad (18)$$

Для расчета сплошности на линиях разрыва, в том числе на границе трения, необходимо в зависимости (17) и (18) подставить касательные скорости (4) и длины линий разрыва (7) — для выдавливания и соответственно выражения (11) и (12) — для высадки. Состояние сплошности материала зависит от конечной деформации и скорости проведения операции. Условие $\psi > 0$ в зависимостях (15), (17) и (18) определяет отсутствие разрушения и, следовательно, возможность реализации принятой степени формообразования.

Результаты расчета

Расчеты выполнены для операций прямого выдавливания и высадки фланца изделий из титановых сплавов ВТ14 при 950 °С и ВТ6С при 860 °С.

Деформирование принято нелинейно-вязким. Первому из материалов соответствует уравнение сплошности (14) с константами $A = 145$ МПа·с^n, $m = 0$, $n = 0{,}35$, $(\varepsilon_e)_\text{пр} = 1{,}23$, $\eta = 0{,}45$; второму — уравнение (18) с константами $A = 405$ МПа·с^n, $A_* = 55$ МПа, $m = 0$, $n = 0{,}45$, $\eta = 0{,}45$ [3]. Размеры заготовок: $a = 10$ мм, $c = 5$ мм, $h = 20$ мм, $\Delta h = 10$ мм. Коэффициент трения $\mu = 0{,}15$.

Опасными в отношении возможного разрушения являются точки *A* и *B* — пересечение линий разрыва (см. рис. 1 и 2). Результаты расчета сплошности представлены в таблице.

Как следует из результатов расчета, при выдавливании сплошность материала сохраняется в бóльшей мере, чем при высадке изделий одинаковых размеров. В связи с этим здесь могут быть достигнуты бóльшие степени формообразования. Для первого из рассмотренных сплавов сплошность зависит только от накопленной деформации; для второго — от деформации и скорости операции, причем она падает с увеличением скорости.

Рассчитаны также давления на операции. На рис. 3 приведены зависимости давления от скорости операции при выдавливании и высадке детали из сплава ВТ14 с учетом (линии *1* и *2*) и без учета (линии *3* и *4*) повреждаемости материала. Как видим, давление существенно зависит от скорости операции, и при высадке оно меньше, чем при выдавливании изделия тех же размеров. Потеря сплошности уменьшает давление. Значительно снижается давление при низких скоростях штамповки на гидропрессовом оборудовании. Данные по технологии штамповки приведены в работе [3]. Образцы деталей представлены на рис. 4.

Выводы

1. Изотермическая штамповка фланцевых утолщений сопровождается деформационным упрочнением и разупрочнением в связи с вязкими свойствами материалов, что влияет на силы операций и сплошность материала изделий.

2. Регулирование скорости обработки позволяет уменьшать как технологические силы, так и повреждаемость материала, что способствует обеспечению качества изделий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Унксов Е. П. и др.** Теория пластических деформаций металлов. М.: Машиностроение, 1983. 598 с.

2. **Романов К. И.** Механика горячего формоизменения металлов. М.: Машиностроение, 1993. 240 с.

3. **Яковлев С. П. и др.** Изотермическое деформирование высокопрочных анизотропных материалов. Тула: ТулГУ. Машиностроение-1, 2003. 427 с.

УДК 169.175.5/8

В. К. АСТАНИН, канд. техн. наук, И. К. АСТАНИН, канд. географ. наук
(Воронежский Госагроуниверситет им. К. Д. Глинки)

Схема штамповки изделий из листа

Предложен вариант использования встроенной функции floor(x) Mathcad в решении прикладной задачи: оценке эффективности схем листовой штамповки изделий в зависимости от соотношения ширины листа к диаметру штампуемой детали. Показано, что использование шахматной схемы штамповки бывает эффективно не при всех соотношениях диаметра детали и ширины листа. Чтобы избежать дополнительных затрат, необходимо предварительно выполнить расчет по предложенной методике.

Ряд широко распространенных изделий изготовляют штамповкой из листа: тарелки, стаканчики, контейнеры для упаковки сельскохозяйственной продукции, подставки, поддоны и другие изделия. При этом листовой материал предварительно разрезают на карты, которые подают в рабочую зону пресса для штамповки из них готовых изделий. Этот метод подачи листовой заготовки неэффективен, так как теряется часть материала, идущая на припуск между штампуемыми изделиями и между изделием и краем карты. Альтернативной является схема штамповки в шахматном порядке, однако она сложнее и требует дополнительного переоборудования пресса. Возникает вопрос: всегда ли эффективно использовать шахматную схему штамповки? Для ответа на него рассмотрим схемы, приведенные на рис. 1.

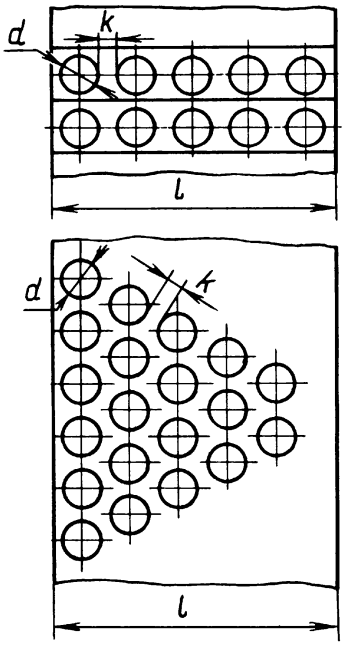


Рис. 1

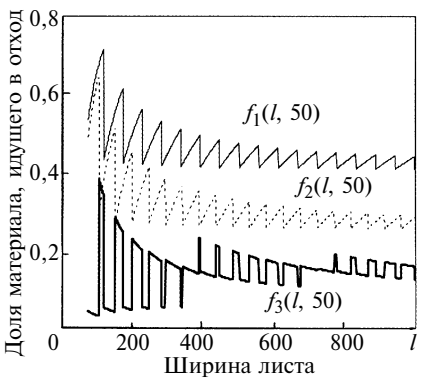


Рис. 2

Шаг штамповки определяется выражениями: $b = d + 2k$ при линейной схеме и $b_1 = (d + k)\sqrt{3}/2$ при шахматной схеме, где d — диаметр штампуемой детали; k — припуск материала.

Число рядов деталей, которые можно разместить на ленте заданной ширины при штамповке по линейной схеме — $n \approx (l - k)/(d + k)$; по шахматной схеме — $n_1 \approx 2(l - k)/(\sqrt{3}(d + k)]$.

Принимаем условие: во избежание брака на ленте может быть размещено только целое число рядов деталей. Это условие реализует функция floor(x) Mathcad 12* при штамповке:

по линейной схеме —

$$n = \text{floor}\frac{l-k}{d+k};$$

по шахматной схеме —

$$n_1 = \text{floor}\frac{2(l-k)}{\sqrt{3}(d+k)}.$$

Тогда доли материала, идущего в отход, определятся выражениями:

$$f1 = 1 - \frac{\pi d^2}{4l(d+2k)}\text{floor}\frac{l-k}{d+k}$$ при линейной схеме штамповки;

$$f2 = 1 - \frac{\pi d^2}{4l(d+k)}\text{floor}\frac{2(l-k)}{\sqrt{3}(d+k)}$$

при шахматной схеме штамповки.

Графики зависимостей долей материала, идущего в отход, от ширины листа (кривые f_1 и f_2) при неизменном диаметре 50 мм штампуемых деталей представлены на рис. 2. Кривая f_3 (l, 50) представляет собой разность: $f_3 = f_2 - f_1$. Как видно из рис. 2, кривые $f_1(l, 50)$ и $f_2(l, 50)$, отражающие потери материала в отход, на некоторых участках имеют возрастающий характер. Это объясняется тем, что при увеличении ширины листа в пределах определенного значения, число рядов остается неизменным, поэтому доля неиспользуемого материала возрастает. Когда ширина листа достигает значения, при котором на нем может быть размещен дополнительный ряд деталей, на графиках наблюдается скачкообразное падение величины доли материала, идущего в отход.

Дальнейшее увеличение ширины листа приводит к возрастанию потерь материала вплоть до значения ширины листа, при котором на нем размещается еще один ряд. Обе кривые имеют подъемы, чередующиеся с резкими спадами.

Из-за того, что шаги расположения рядов деталей при разных видах штамповки различаются, кривая $f_3(l, 50)$ разности долей материала, идущего в отход, имеет то подъемы, то спады. Особенно резкие скачки значений наблюдаются при малой ширине листа, соразмерной с диаметром детали. При ширине листа, значительно (в 10 раз и более) превышающей диаметр детали, разность между долями в пользу шахматной схемы штамповки приобретает стабильный характер — в пределах 15 ÷ 20 %.

Таким образом, использование шахматной схемы штамповки бывает эффективно не при всех соотношениях диаметра детали и ширины листа. Для того чтобы исключить непроизводительные затраты, необходимо предварительно выполнить расчет по предложенной выше методике, чтобы оценить, будет ли экономия материала при планируемом соотношении диаметра детали и ширины листа превышать затраты на переналадку технологического оборудования.

* **Кирьянов Д. В.** Самоучитель Mathcad 12. СПб.: БХВ-Петербург, 2004. 576 с.

УДК 621.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ,
доктора технических наук (МГУПИ)

Разработка новой теории резания. 6. Определение основных параметров процесса резания*

С помощью новой теории определен коэффициент утолщения стружки при отсутствии упрочнения, а также с учетом скоростного и деформационного упрочнения. Найдены скорость деформации в процессе резания, глубина проникновения пластической деформации в обрабатываемую заготовку ниже острия резца, максимальное давление на передней поверхности резца. Сопоставлением с многочисленными экспериментальными данными независимых исследователей показана высокая точность полученных теоретических формул.

Остановимся более подробно на определении важнейшей характеристики — толщины h_2 стружки, и на сопоставлении результатов выполненного нами теоретического исследования с имеющимися экспериментальными данными.

Для промежуточного подтверждения приемлемости полученных результатов определим варьируемый параметр h_2 в предположении полного отсутствия как скоростного, так и деформационного упрочнения.

Если $\sigma_s = \text{const}$, то уравнение (156) (см. В. М. 5, с. 65) сводится к виду:

$$\frac{1}{4uh_1\cos\gamma} - \frac{2\mu_1 l + (0{,}5+\mu)uh_1}{2h_2^2}\cos\gamma = 0,$$

или

$$\frac{h_2^2}{2uh_1\cos\gamma} = [2\mu_1 l + (0{,}5+\mu)uh_1]\cos\gamma,$$

откуда

$$h_2 = \cos\gamma\sqrt{uh_1[4\mu_1 l + (1+2\mu)uh_1]}\,. \quad (215)$$

В полученное выражение входит длина l (см. В. М. 5, рис. 40) поверхности контакта стружки с резцом. Поскольку мы не проводили специальных теоретических исследований в области $BCDK$ стружки, то для вычисления длины l используем экспериментальную** закономерность [20, с. 11, 12].

Согласно этой закономерности, контакт стружки с передней поверхностью инструмента кончается в точке пересечения передней поверхности и линии, проведенной из точки B (рис. 46) под углом 45° к передней поверхности инструмента [по этой закономерности при $\gamma = 0$ (см. В. М. 5, с. 69, рис. 45) $l = h_2$]. Из рис. 46 следует, что при этом

$$l = OD - OC = OL + LD - x_C = OL + KD - KL - x_C =$$

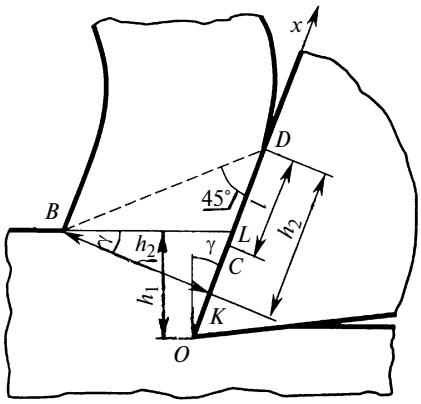


Рис. 46. К определению длины контакта стружки с передней поверхностью резца

$$= \frac{h_1}{\cos\gamma} + h_2 - h_2\text{tg}\gamma - uh_1 = h_2(1-\text{tg}\gamma) + uh_1\left(\frac{1}{u\cos\gamma} - 1\right). \quad (216)$$

Подставив равенство (216) в выражение (215), приходим к квадратному уравнению

$$h_2^2 - 4\mu_1\cos^2\gamma(1-\text{tg}\gamma)uh_1h_2 - \left[4\mu_1\left(\frac{1}{u\cos\gamma} - 1\right) + 1 + 2\mu\right] \times u^2h_1^2\cos^2\gamma = 0,$$

из которого

$$h_2 = \left\{2\mu_1\cos^2\gamma(1-\text{tg}\gamma) + \sqrt{[2\mu_1\cos^2\gamma(1-\text{tg}\gamma)]^2 + \left[4\mu_1\left(\frac{1}{u\cos\gamma} - 1\right) + 1 + 2\mu\right]\cos^2\gamma}\right\} \times uh_1. \quad (217)$$

Таким образом, коэффициент утолщения стружки при отсутствии упрочнения:

$$k_c = \frac{h_2}{h_1} = u\left\{2\mu_1\cos^2\gamma(1-\text{tg}\gamma) + \sqrt{[2\mu_1\cos^2\gamma(1-\text{tg}\gamma)]^2 + \left[4\mu_1\left(\frac{1}{u\cos\gamma} - 1\right) + 1 + 2\mu\right]\cos^2\gamma}\right\}. \quad (218)$$

Для сопоставления с экспериментальными данными примем, что $\mu_1 = \mu$. В этом случае формула (218) примет вид:

$$k_c = u\left\{2\mu_1\cos^2\gamma(1-\text{tg}\gamma) + \sqrt{[2\mu\cos^2\gamma(1-\text{tg}\gamma)]^2 + \left[4\mu\left(\frac{1}{u\cos\gamma} - 1\right) + 1 + 2\mu\right]\cos^2\gamma}\right\}. \quad (219)$$

Для дальнейшей конкретизации нужно задать коэффициент u в полученных ранее выражениях. При $\gamma = 0$ мы использовали координату

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1 ÷ № 5 (далее В. М. 1—В. М. 5) за 2008 г., продолжение № 7 за 2008 г.

** Список литературы — см. В. М. 1, с. 67.

$x_C = h_1$ (см. В. М. 5, с. 69, рис. 45), т. е. в соответствии с формулой (147) (см. В. М. 5, с. 64) принимали $u = 1$. Так как строгое математическое определение формы верхней границы BC (см. В. М. 5, рис. 40) в зависимости от переднего угла γ весьма громоздко и трудоемко, а практическая ценность такого исследования очень мала, то целесообразно принять, что значение коэффициента $u = 1$ и соответственно $x_C = h_1$ сохраняется для любых углов $\gamma \geqslant 0$. Поскольку эксперименты показывают [42, с. 50, рис. 34], что при $\gamma < 0$ координата x_C начинает превышать толщину h_1 срезаемого слоя, увеличиваясь с уменьшением угла γ, то это целесообразно учесть формулой $x_C = h_1(1 - \sin\gamma)$. Таким образом, равенства, определяющие коэффициент u, будут иметь вид:

$$\begin{cases} u = 1 \text{ при } \gamma \geqslant 0; \\ u = 1 - \sin\gamma \text{ при } \gamma < 0. \end{cases} \qquad (219а)$$

Для практических расчетов при отсутствии смазки следует принимать коэффициент трения $\mu = 0{,}5$, а при наличии — $\mu = 0{,}3$. Последнее обусловлено тем, что в процессах резания из-за больших контактных напряжений смазка плохо проникает в зону резания и быстро оттуда вытесняется, поэтому практически никогда не будет достигаться $\mu = 0{,}1$. К сведению укажем, что для обеспечения $\mu = 0{,}1$ в процессах выдавливания на поверхности заготовки с помощью фосфатирования создают специальный слой — носитель смазки, способный выдерживать очень большие давления. Поэтому после насыщения пор этого слоя раствором мыла получают высокоэффективное смазочное покрытие, обеспечивающее на ограниченном ходе процесса выдавливания коэффициент трения $\mu = 0{,}1$ [1].

В книге [10, с. 422] указано, что экспериментальные данные, полученные М. Мерчантом при резании стали, хорошо описываются зависимостью, которая в наших обозначениях имеет вид:

$$k_{\text{с.э}} = \frac{1}{\sin\left(40^\circ + \dfrac{\gamma - \operatorname{arctg}\mu}{2}\right)}, \qquad (220)$$

где $k_{\text{с.э}}$ — экспериментальный коэффициент утолщения стружки.

Сопоставление результатов вычислений по формуле (219) с экспериментальными данными М. Мерчанта, полученными при резании стали с коэффициентом трения $\mu = 0{,}3$ и 0,5, представлено соответственно в табл. 1 и 2. Расхождение определялось по формуле $\delta = \left|\dfrac{k_{\text{с}} - k_{\text{с.э}}}{k_{\text{с}}}\right| 100\ \%$.

Из табл. 1 и 2 видна достаточно хорошая сходимость расчетных и экспериментальных данных. Но в связи с несколько повышенным расхождением при коэффициенте трения $\mu = 0{,}5$ (см. табл. 2) следует указать и на экспериментальные данные, полученные при $\mu = 0{,}5$ другими исследователями при резании различных сплавов (табл. 3).

Вместе с тем из рис. 32, *б* [7, с. 81] видно, что для целого ряда материалов, например свинца или латуни Л62, экспериментальный коэффициент $k_{\text{с.э}}$ утолщения стружки значительно (примерно в 1,5 ÷ 2 раза) превышает вычисленное нами значение.

В связи с этим важно указать, что обрабатываемый материал может иметь склонность к скоростному упрочнению, т. е. характеризоваться зависимостью $\sigma_s = \sigma_s(\xi_i)$ (даже при нормальной температуре, например, сильную зависимость от скорости деформации имеет напряжение текучести свинца; при повышенных температурах скоростным упрочнением обладает большинство материалов). А из формулы (162) (см. В. М. 5, с. 65) видно, что скорость деформации зависит от параметра h_2, и следовательно при скоростном упрочнении $\sigma_s = \sigma_s(h_2)$. При этом из формулы (162) также видно, что при увеличении толщины стружки h_2 скорость

Таблица 1

γ^{o}	30	25	20	15	10	5	0	−5	−10	−15	−20	−25
$k_{\text{с}}$	1,25	1,40	1,55	1,68	1,81	1,91	2,00	2,21	2,39	2,55	2,68	2,76
$k_{\text{с.э}}$	1,38	1,44	1,50	1,58	1,68	1,78	1,91	2,05	2,23	2,44	2,71	3,05
δ, %	10,3	2,6	2,7	5,9	7,3	6,9	4,7	6,9	6,8	4,2	1,3	10,5

Таблица 2

γ^{o}	30	25	20	15	10	5	0	−5	−10	−15	−20	−25
$k_{\text{с}}$	1,50	1,73	1,97	2,19	2,40	2,58	2,73	3,05	3,35	3,61	3,82	3,96
$k_{\text{с.э}}$	1,50	1,58	1,67	1,78	1,90	2,05	2,22	2,44	2,70	3,04	3,48	4,07
δ, %	0,0	8,8	15,0	18,8	20,6	20,5	18,6	20,1	19,2	15,7	8,9	2,8

Таблица 3

Сплав	γ^{o}	$k_{\text{с}}$	$k_{\text{с.э}}$	δ, %	Исследователь	Источник
Сталь 40	0	2,73	2,37	13,1	Т. Н. Лоладзе	[20, с. 39]
У12	0	2,73	2,70	1,1	М. Ф. Полетика	[42, с. 116]
30Х	0	2,73	2,60	4,8	Н. Н. Зорев	[42, с. 25]
30ХГС	0	2,73	2,60	4,8	А. И. Исаев	[38, с. 104]
ХН51ВМТЮКФР	0	2,73	2,70	1,1	А. Д. Макаров	[38, с. 29]
У8А	8	2,47	2,50	1,2	А. Д. Макаров	[38, с. 35]
40ХН2МА	10	2,40	2,45	2,1	А. Д. Макаров	[38, с. 30]

деформации ξ_i уменьшается. Следовательно, минимизация с учетом скоростного упрочнения будет приводить к увеличению расчетной толщины стружки h_2, определяемой из уравнения (156) (см. В. М. 5, с. 65).

Покажем это на примере свинца, для которого на с. 81 книги [7] при скорости резания $v_0 = 1000$ мм/с (60 м/мин) получен экспериментальный коэффициент утолщения стружки $k_{\text{с.э}} = 5{,}3$.

Укажем, что для большинства дальнейших расчетов нами будет приниматься значение коэффициента трения $\mu = 0{,}5$, поскольку известно, что проникновение смазки к острию резца из-за больших давлений является весьма затруднительным [7, 20], а кроме того, такое значение коэффициента трения учитывает обычно имеющую место адгезию (схватывание, слипание) обрабатываемого металла с металлом резца.

Отметим, что для численного решения уравнения (156) не обязательно вычислять производную. Значительно проще, задавая значения h_2 с определенным шагом, найти такое h_2, при котором выражение в фигурных скобках примет минимальное значение. Подготовим это выражение для численного исследования, приняв $\gamma = 0$, $\mu = \mu_1 = 0{,}5$, $l = h_2$ [формула (216)) и $l_3 = 0$ (трение по задней поверхности резца учитывать не будем). В результате минимизируемое выражение, стоящее в фигурных скобках уравнения (156), примет вид:

$$m = \sigma_s\left(1{,}5 + 0{,}25\frac{h_2}{h_1} + 0{,}5\frac{h_1}{h_2}\right). \quad (221)$$

Средняя скорость деформации, определяемая формулой (162) (см. В. М. 5, с.65), конкретизируется в виде

$$\xi_i = 2{,}31\frac{v_0}{h_2}. \quad (222)$$

Для описания зависимости напряжения текучести свинца от скорости деформации используем формулу А. Рейто [28, с. 71], которую с учетом экспериментальных данных [19, с. 142, рис. 5.134] можно записать в виде

$$\sigma_s = 20\xi_i^{0,4}, \quad (223)$$

где ξ_i задаем в с^{-1}, а σ_s получаем в МПа.

Для численного расчета требуется задать конкретное значение толщины срезаемого слоя. Выполним расчет для резания с $h_1 = 2$ мм. Зададимся каким-нибудь начальным значением h_2, например, $h_2 = 9{,}5$ мм, после чего, последовательно используя формулы (222), (223) и (221), вычисляем $m_1 = 502{,}83$ МПа. Затем увеличим исходное значение h_2 на определенную величину, например на 0,5 мм, после чего повторим расчет. В результате при $h_2 = 10$ мм получим $m_2 = 502{,}71$ МПа. Поскольку эта величина меньше m_1, это означает, что мы двигаемся в направлении минимума. Если бы оказалось, что $m_2 > m_1$, то исходное значение h_2 надо было бы дальше не увеличивать, а, наоборот, уменьшать. При следующем значении $h_2 = 10{,}5$ мм получится $m_3 = 502{,}98$ МПа, которое уже больше m_2. Следовательно, минимум нами пройден и он соответствует значению $h_2 = 10$ мм. Для этого значения коэффициент утолщения стружки $k_{\text{с}} = 10/2 = 5$, что отличается от экспериментального значения $k_{\text{с.э}} = 5{,}3$ всего на 6 %.

Продемонстрированную минимизацию легко выполнить с помощью не только компьютера, но даже и обычного калькулятора.

Следует отметить, что для свинца получены [7, с. 81, рис. 32, *б*] близкие значения коэффициентов утолщения стружки и при других скоростях резания. Например, при скорости $v_0 = 2000$ мм/с (120 м/мин) получен экспериментальный коэффициент утолщения стружки $k_{\text{с.э}} = 5{,}0$. Если повторить расчеты с этим значением скорости, то можно получить $m_1 = 663{,}49$ МПа при $h_2 = 9{,}5$ мм, $m_2 = 663{,}33$ МПа при $h_2 = 10$ мм и $m_3 = 663{,}69$ МПа при $h_2 = 10{,}5$ мм. Следовательно, минимум нами пройден и он соответствует значению $h_2 = 10$ мм. Таким образом, в этом случае теоретическое значение коэффициента утолщения стружки $k_{\text{с}} = 10/2 = 5$ будет полностью совпадать с экспериментальным.

Обрабатываемый материал может также иметь склонность к деформационному упрочнению, т. е. характеризоваться зависимостью $\sigma_s = \sigma_s(e_i)$ (за исключением свинца, большинство материалов, включая латунь, при умеренных температурах обладают заметным деформационным упрочнением). Из формулы (197) (см. В. М. 5, с. 67) ясно видно, что, во-первых, и при деформационном упрочнении $\sigma_s = \sigma_s(h_2)$, а, во-вторых, при увеличении толщины h_2 стружки накопленная деформация e_i будет уменьшаться. Следовательно, минимизация с учетом деформационного упрочнения также будет приводить к увеличению расчетной толщины h_2 стружки, определяемой из уравнения (156).

Покажем это на примере латуни Л62, для которой получены [7, с. 81] экспериментальные коэффициенты утолщения стружки $k_{\text{с.э}} = 4{,}00...4{,}75$.

При $\gamma = 0$ и $\mu = 0{,}5$ средняя накопленная деформация, определяемая формулой (198) (см. В. М. 5, с. 68) конкретизируется в виде:

$$e_i = 1{,}155(1 + \text{e}^{-s/h_2})\frac{s}{h_2}. \quad (224)$$

В соответствии с кривой упрочнения латуни Л62, показанной на рис. 5.20, *б* [19 с. 106], наиболее точная аппроксимация, коэффициенты которой определяются по методике из раздела 3.1 работы [3], имеет вид:

$$\sigma_s = 1060 - 830\text{e}^{-e_i} + \\ + 130\text{e}^{-10e_i} \text{ МПа}. \quad (225)$$

Эта аппроксимация с высокой точностью описывает реальную кривую упрочнения на всем ее протяжении.

Снова выполним расчет для резания с $h_1 = 2$ мм. Среднюю накопленную деформацию будем определять при значении рабочего хода резца, равном половине толщины срезаемого слоя, т. е. при $s = h_1/2 = 1$ мм. Изменяя h_2 аналогично рассмотренному выше примеру со скоростным упрочнением и последовательно используя формулы (224), (225) и (221), получаем: $m_1 = 1145{,}1$ МПа при $h_2 = 7{,}5$ мм, $m_2 = 1144{,}8$ МПа при $h_2 = 8$ мм и $m_3 = 1146{,}8$ МПа при $h_2 = 8{,}5$ мм. Таким образом, минимум будет при значении $h_2 = 8$ мм. Следовательно, в этом случае теоретическое значение коэффициента утолщения стружки $k_{\text{с}} = 8/2 = 4$ будет полностью совпа-

дать с минимальным экспериментальным значением.

Теперь выполним расчет, определяя среднюю накопленную деформацию при значении рабочего хода резца, равном толщине срезаемого слоя, т. е. при $s = h_1 = 2$ мм. В этом случае получим: $m_1 = 1473{,}3$ МПа при $h_2 = 9$ мм, $m_2 = 1472{,}1$ МПа при $h_2 = 9{,}5$ мм и $m_3 = 1472{,}5$ МПа при $h_2 = 10$ мм. Следовательно, в этом случае теоретическое значение коэффициента утолщения стружки $k_c = 9{,}5/2 = 4{,}75$ будет полностью совпадать с максимальным экспериментальным значением.

Следует указать на то, что эксперименты показывают определенное изменение коэффициента утолщения стружки в зависимости от скорости резания. В общем случае с увеличением скорости v резания коэффициент утолщения стружки будет уменьшаться (рис. 47, *а*, соответствующий рис. 32 *б*, приведенному в книге [7, с. 81]). Для некоторых обрабатываемых материалов, например свинца, склонного к скоростному упрочнению и практически не имеющего деформационного упрочнения, уменьшение коэффициента утолщения стружки будет сравнительно невелико. Это уменьшение может быть объяснено и полностью описано математически с учетом известного уменьшения среднего коэффициента контактного трения с повышением скорости резания (сравните табл. 1 и 2).

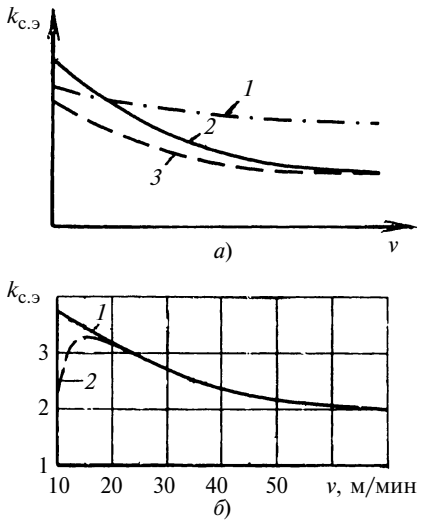


Рис. 47. Зависимости коэффициента $k_{с.э}$ утолщения стружки от скорости v резания: *а* — свинца (*1*), армко-железа (*2*), латуни (*3*); *б* — сталей 10 (*1*) и У8А (*2*)

Значительно больше влияет на коэффициент утолщения стружки повышение скорости резания материалов, испытывающих деформационное упрочнение, таких как армко-железо, сталь, алюминиевые сплавы или латунь. Для таких материалов изменение коэффициента утолщения стружки будет тем заметнее, чем интенсивнее упрочняется данный материал, т. е. чем круче наклонена кривая его упрочнения. Например, по данным справочников [18, 19] средний угол наклона кривой упрочнения к оси деформации армко-железа будет примерно в 1,5 раза больше, чем латуни Л62. В соответствии с этим уменьшение коэффициента утолщения стружки с ростом скорости резания у армко-железа будет существенно более интенсивным, чем у латуни (см. рис. 47, *а*). Приведенные кривые экспериментально получил М. Ф. Полетика, причем интересно отметить, что обе кривые при увеличении скорости резания стремятся к одному и тому же значению $k_c = 2{,}7$, установленному нами теоретически для $\gamma = 0$ без учета упрочнения (см. табл. 2). Такое поведение материалов, испытывающих деформационное упрочнение, имеет простое объяснение. Как известно, с повышением скорости резания значительно растет температура в зоне резания (например, по данным работы [38] при изменении скорости v резания стали У8А с 30 до 50 м/мин средняя температура в зоне резания увеличивалась с 400 до 600 °С, а при точении жаропрочного сплава ХН51ВМТЮКФР при $v = 5$ м/мин температура равнялась 600 °С, при $v = 20$ м/мин — 750 °С, при $v = 30$ м/мин — 850 °С, при $v = 45$ м/мин — 950 °С). А, как известно, с повышением температуры интенсивность деформационного упрочнения металлов снижается, и при достижении определенной температуры упрочнение исчезает вовсе, что и приводит к соответствующему уменьшению коэффициента утолщения стружки.

Подтвердим сказанное конкретным математическим расчетом. Попробуем получить показанное на

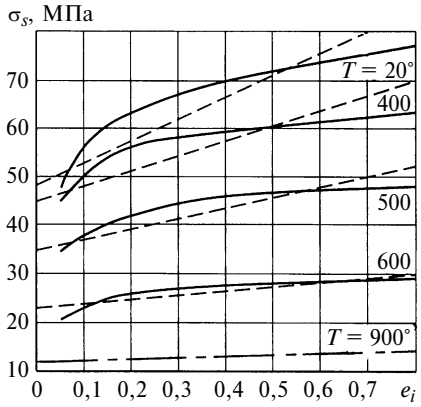


Рис. 48. Кривые упрочнения немецкой стали С15 (сплошные линии) и их линейные аппроксимации (штриховые линии) при разных температурах *T*: штрихпунктирная линия получена путем математической обработки штриховых линий

рис. 47, *б* (соответствует рис. 16 в книге [38, с. 29]) изменение коэффициента утолщения стружки при точении заготовки из стали 10 резцом с $\gamma = 0$ при подаче $S_{об} = 0{,}2$ мм/об. Стандартная сталь 10 содержит около 10 % углерода и имеет предел прочности $\sigma_в = 340$ МПа [34, с. 12] или [19, с. 61]. Но в книге [38, с. 25] указано, что использованная в опытах сталь содержала 0,14 % углерода и имела предел прочности $\sigma_в = 412$ МПа. Согласно справочнику [19, с. 61] таким показателям полностью соответствует немецкая сталь С15, кривые упрочнения которой при разных температурах показаны на рис. 48 (соответствует рис. 5.15, *а* [19, с. 104]). Поскольку начальные участки кривых в справочнике [19] не заданы (т. е. отсутствуют и начальные напряжения текучести), то это делает применение показательных аппроксимаций (6) (см. В. М. 1, с. 59) нецелесообразным. Для максимального уменьшения субъективности аппроксимации не будем пытаться учесть отсутствующий начальный участок заданных кривых, а станем использовать в расчетах средние линейные аппроксимации известных участков кривых упрочнения.

С учетом указанной величины подачи выполним расчет для резания с $h_1 = 0{,}2$ мм. Среднюю накопленную деформацию будем определять при значении рабочего хода

резца, равном толщине срезаемого слоя, т. е. при $s = h_1 = 0{,}2$ мм.

Сначала выполним расчет для начальной температуры 20 °С, используя аппроксимацию кривой упрочнения

$$\sigma_s = 480 + 462e_i, \text{ МПа}. \quad (225а)$$

Изменяя h_2 на выбранную постоянную величину, равную 0,02 мм, и последовательно используя формулы (224), (225а) и (221), получаем: $m_1 = 1880{,}8$ МПа при $h_2 = 0{,}72$ мм, $m_2 = 1880{,}6$ МПа при $h_2 = 0{,}74$ мм и $m_3 = 1881{,}0$ МПа при $h_2 = 0{,}76$ мм. Таким образом, минимум будет при значении $h_2 = 0{,}74$ мм. Следовательно, в этом случае теоретическое значение коэффициента утолщения стружки $k_c = 0{,}74/0{,}2 = 3{,}7$ (совпадает с экспериментальным начальным значением $k_{с.э}$ на рис. 47, *б*).

Теперь повторим расчет уже для температуры 400 °С, используя аппроксимацию кривой упрочнения $\sigma_s = 450 + 312{,}5e_i$, МПа.

В этом случае получим: $m_1 = 1585{,}2$ МПа при $h_2 = 0{,}63$ мм, $m_2 = 1585{,}1$ МПа при $h_2 = 0{,}65$ мм и $m_3 = 1585{,}8$ МПа при $h_2 = 0{,}67$ мм. Таким образом, минимум будет при значении $h_2 = 0{,}65$ мм. Следовательно, в этом случае теоретическое значение $k_c = 0{,}65/0{,}2 = 3{,}25$ (совпадает с экспериментальным значением $k_{с.э}$ на рис. 47, *б* при $v = 20$ м/мин).

Далее проведем расчет для температуры 500 °С, используя аппроксимацию кривой упрочнения $\sigma_s = 350 + 212{,}5e_i$, МПа.

В этом случае получим: $m_1 = 1185{,}7$ МПа при $h_2 = 0{,}58$ мм, $m_2 = 1185{,}2$ МПа при $h_2 = 0{,}60$ мм и $m_3 = 1185{,}3$ МПа при $h_2 = 0{,}62$ мм. Таким образом, минимум будет при значении $h_2 = 0{,}60$ мм. Следовательно, теоретическое значение $k_c = 0{,}60/0{,}2 = 3{,}0$ (совпадает с экспериментальным значением $k_{с.э}$ на рис. 47, *б* при $v = 25$ м/мин).

Далее выполним расчет для температуры 600 °С, используя аппроксимацию кривой упрочнения $\sigma_s = 230 + 87{,}5e_i$, МПа.

В этом случае получим: $m_1 = 692{,}2$ МПа при $h_2 = 0{,}48$ мм, $m_2 = 691{,}7$ МПа при $h_2 = 0{,}50$ мм и $m_3 = 691{,}8$ МПа при $h_2 = 0{,}52$ мм. Таким образом, минимум будет при значении $h_2 = 0{,}50$ мм. Следовательно, теоретическое значение $k_c = 0{,}50/0{,}2 = 2{,}5$ (совпадает с экспериментальным значением $k_{с.э}$ на рис. 47, *б* при $v = 35$ м/мин).

В завершение выполним расчет для температуры 900 °С, используя аппроксимацию кривой упрочнения $\sigma_s = 120 + 25e_i$, МПа.

В этом случае получим: $m_1 = 322{,}2$ МПа при $h_2 = 0{,}40$ мм, $m_2 = 322{,}0$ МПа при $h_2 = 0{,}42$ мм и $m_3 = 322{,}1$ МПа при $h_2 = 0{,}44$ мм. Таким образом, минимум будет при значении $h_2 = 0{,}42$ мм. Следовательно, теоретическое значение $k_c = 0{,}42/0{,}2 = 2{,}1$ (совпадает с экспериментальным значением $k_{с.э}$ на рис. 47, *б* при $v = 55$ м/мин).

На практике при точении некоторых материалов наблюдается еще более сложное изменение коэффициента утолщения стружки. Например, при точении стали У8А с увеличением скорости резания коэффициент утолщения стружки сначала возрастает, а после достижения максимума при определенной скорости начинает уменьшаться (кривая *2* на рис. 47, *б*, соответствующая рис. 23 в книге [38, с. 35]); аналогичная кривая для стали 30ХГС показана на рис. 72 [38, с. 104]. Такой характер начального участка кривой изменения коэффициента утолщения стружки объясняется тем, что при обработке данной стали до достижения определенной скорости резания на резце наблюдается образование нароста, изменяющего фактический передний угол резца (см. В. М. 5, с. 68, рис. 44), а после достижения упомянутой скорости происходит срыв нароста, который полностью исчезает [38]. Укажем, что так как числовые значения коэффициентов утолщения стружки у сталей 10 и У8А совпадают, то для наглядности оба графика совмещены на одном рис. 47, *б*, хотя следует отметить, что из-за различия температурных эффектов реальный график для стали У8А значительно более вытянут — до значений $v = 500$ м/мин.

Теперь продемонстрируем математическое описание графика изменения коэффициента утолщения стружки материалов, у которых при низких скоростях резания наблюдается образование нароста. Поскольку мы не располагаем кривыми упрочнения стали У8А при повышенных температурах, ограничимся расчетом только начального участка кривой *2* (см. рис. 47, *б*) (до совпадения с кривой *1*), при наличии упомянутых кривых упрочнения расчет после прохождения максимума будет полностью аналогичен представленному выше для стали 10. Для расчета используем аппроксимацию кривой упрочнения стали У8А для температуры 20 °С (соответствует рис. 5.22 [19, с. 106]):

$$\sigma_s = 700 + 437{,}5e_i, \text{ МПа}. \quad (225б)$$

С учетом образования нароста определим начальный коэффициент утолщения стружки, приняв, что нарост изменяет фактический передний угол резца с $\gamma = 0$ до $\gamma = 30°$. При $\gamma = 30°$, $\mu = \mu_1 = 0{,}5$, $l_3 = 0$ с учетом формулы (216) минимизируемое выражение, стоящее в фигурных скобках уравнения (156) (см. В. М. 5, с. 65), примет вид:

$$m = \sigma_s\left(1{,}3 + 0{,}289\frac{h_2}{h_1} + 0{,}5\frac{h_1}{h_2}\right), \quad (225в)$$

а формула (198) (см. В. М. 5, с. 68) для определения накопленной деформации —

$$e_i = (1 + e^{-0{,}866S/h_2})\frac{s}{h_2}. \quad (225г)$$

По-прежнему выполним расчет для резания с $h_1 = 0{,}2$ мм. Среднюю накопленную деформацию, как и ранее, будем определять при значении рабочего хода резца, равном толщине срезаемого слоя, т. е. при $s = h_1 = 0{,}2$ мм. Изменяя h_2 с выбранным определенным шагом и последовательно используя формулы (225г), (225б) и (225в), получаем: $m_1 = 2219{,}8$ МПа при $h_2 = 0{,}50$ мм, $m_2 = 2218{,}7$ МПа при $h_2 = 0{,}52$ мм и $m_3 = 2219{,}3$ МПа при $h_2 = 0{,}54$ мм. Таким образом, минимум будет при значении $h_2 = 0{,}52$ мм. Следовательно, в этом случае теоретическое значение коэффициента утолщения стружки $k_c = 0{,}52/0{,}2 = 2{,}6$ (близко к начальному значению для кривой *2* на рис. 47, *б*).

Теперь проведем вычисления для момента, когда нарост исчезнет и передний угол резца вновь станет равным нулю. В этом случае, после-

довательно используя формулы (224), (225б) и (221), получаем: m_1 = 2390,4 МПа при h_2 = 0,60 мм, m_2 = 2390,2 МПа при h_2 = 0,62 мм и m_3 = 2391,0 МПа при h_2 = 0,64 мм. Таким образом, минимум будет при значении h_2 = 0,62 мм. Следовательно, теоретическое значение коэффициента утолщения стружки k_c = 0,62/0,2 = 3,1 (близко к максимальному значению $k_{с.э}$ для кривой *2* на рис. 47, *б*).

Представленные нами числовые примеры позволяют сделать обоснованный вывод, что разработанная теория позволяет с достаточной точностью получать различные реальные зависимости изменения коэффициентов утолщения стружки при увеличении скорости резания.

В книге [20, с. 15] указано, что для процессов резания характерны значения скорости деформации $\xi_i = 10^3...10^4$ с$^{-1}$. Проверим формулу (162) (см. В. М. 5, с. 65). При $\gamma = 0$, $\mu = 0{,}5$ и обычных для процесса резания значениях $h_2 = 1$ мм и $v_0 = 0{,}5$ м/с получаем $\xi_i = 1{,}16 \cdot 10^3$ с$^{-1}$, а при значениях $h_2 = 0{,}5$ мм и $v_0 = 2$ м/с — $\xi_i = 9{,}24 \cdot 10^3$ с$^{-1}$, что совпадает с указанным реальным диапазоном значений скорости деформации.

Проверим выражение (213) (см. В. М. 5, с. 69), определяющее глубину h_4 проникновения пластической деформации ниже острия резца. В книге [7, с. 94] указано, что по данным А. М. Розенберга, полученным при обработке мягкой стали с весьма малой скоростью резания, при толщине срезаемого слоя h_1 = 0,4 мм глубина проникновения пластической деформации ниже острия резца $h_{4э}$ = 0,25 мм, а при h_1 = 4,1 мм — $h_{4э}$ = 3,50 мм. Взяв из табл. 2 найденное нами при $\mu = 0{,}5$ и $\gamma = 0$ теоретическое значение k_c = 2,73, по формуле

$$h_2 = k_c h_1 \qquad (226)$$

находим, что при h_1 = 0,4 мм — h_2 = 1,09 мм и в соответствии с формулой (213) h_4 = 0,31 мм (δ = 19,4 %), а при h_1 = 4,1 мм — h_2 = 11,19 мм и h_4 = 3,25 мм (δ = 7,7 %). Таким образом, расчетные значения достаточно хорошо соответствуют экспериментальным данным.

Для определения возможного упрочнения обработанной поверхности детали (т. е. определения наклепа в области проникновения пластической деформации ниже острия резца) подставим $\mu = 0{,}5$ в формулу (197) (см. В. М. 5, с. 67) и конкретизируем выражение, определяющее накопленную деформацию в рассматриваемой области в момент ее прохождения за острие резца:

$$e_i = 2{,}31 s\cos\gamma / h_2. \qquad (227)$$

Это выражение позволяет оценить упрочнение обработанной поверхности по кривой упрочнения материала заготовки или по ее аппроксимации типа (225).

При несвободном точении, которое является часто встречающимся частным случаем процесса резания, целесообразно представить формулу (214) (см. В. М. 5, с. 69) в следующем виде:

$$h_4 = 1{,}5(\mu - 0{,}3)k_c S_{об}(1 - \sin\gamma), \qquad (227а)$$

где $S_{об}$ — продольная подача на один оборот заготовки, мм/об.

Из сравнения с формулой (226) видно, что здесь мы заменили толщину h_1 срезаемого слоя на подачу, чем в общем случае несколько завысили результат при главных углах резца в плане, сильно отличающихся от 90°. Это обосновано тем, что при несвободном точении в резании участвует не только главная режущая кромка, но и вспомогательная кромка, дающая дополнительное увеличе-

Таблица 4

Сплав	μ	*v*, м/мин	$S_{об}$, мм/об	$k_{с.э}$	$h_{4э}$, мкм	h_4, мкм	δ, %	h_4 [38], мкм	δ, %
ХН77ТЮР	0,50	22,5	0,08	3,6	95	87	9,2	106	10,4
		27,5		3,7	86	89	3,4	110	21,8
		34,0		3,3	72	79	8,9	95	24,2
	0,45	0,18	0,20	2,8	95	126	24,6	188	49,5
		28,0		2,6	85	117	27,4	162	47,5
		47,0		2,5	112	112	0,0	144	22,2
15Х18Н12С4ТЮ	0,50	28,0	0,10	3,4	126	102	23,5	120	5,0
		58,0		2,7	85	81	4,9	88	3,4
		92,0		2,2	85	66	28,8	64	32,8
	0,45	36,0	0,20	2,9	80	130	38,5	194	58,8
		75,0		2,1	85	94	9,6	115	26,1
		94,0		1,8	90	81	11,1	95	5,3

Таблица 5

$S_{об}$, мм/об	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45
h_4, мкм	59	89	119	149	178	208	238	268
$h_{4э}$, мкм	60	100	125	145	165	185	205	225
δ, %	1,7	12,4	5,0	2,7	7,3	11,1	13,9	16,0

ние глубины и величины наклепа в зоне обработанной поверхности независимо от величины главного угла в плане. Поэтому, как показывают эксперименты [38], глубина наклепа сильно зависит лишь от переднего угла резца, но мало зависит от главного угла резца в плане.

В работе [38] приведены результаты обширных экспериментальных исследований наклепанного слоя обработанной поверхности, которые показали, что на толщину этого слоя и величину наклепа помимо геометрических факторов резания влияет скорость резания, изменяющая коэффициент утолщения стружки и температуру резания. Увеличение температуры резания способствует интенсификации процесса разупрочнения и снижению наклепа. Кроме того, в работе [38] установлено, что подача влияет на наклеп не только как геометрический фактор, увеличение которого повышает глубину наклепа. По данным экспериментов при увеличении подачи температура резания возрастает, а коэффициент трения несколько снижается (при определенных скоростях), что может приводить к уменьшению глубины и степени наклепа.

Сопоставим результаты экспериментального определения глубины наклепанного слоя, представленные в табл. 23 [38, с. 136] с расчетами по формуле (227а). Для расчетов используем экспериментальные значения коэффициентов утолщения стружки, указанные в упомянутой табл. 23 работы [38], а физическое влияние увеличения подачи учтем соответствующим уменьшением коэффициента трения. Для сравнения также приведем и указанные в работе [38] расчетные значения h_4, полученные по формулам, предложенным Л. М. Даниеляном [38, с. 135] (в этом случае расчет надо выполнять, последовательно используя две формулы, которые более сложны, чем предлагаемая нами, и не учитывают влияние коэффициента трения). Результаты сопоставления расчетных значений глубины наклепанного слоя обточенной поверхности с экспериментальными данными при $\gamma = 0$ приведены в табл. 4.

Табл. 4 показывает удовлетворительную сходимость результатов расчета по формуле (227а) с экспериментальными данными и более высокую точность по сравнению с формулами А. М. Даниеляна, которые, по мнению А. Д. Макарова, "могут быть рекомендованы для практического использования лишь в качестве первого приближения" [38].

В табл. 5 сопоставлены расчетные значения глубины наклепанного слоя обточенной поверхности титанового сплава ВТ3-1 с экспериментальными данными, представленными в книге [45, с. 101], $\gamma = 10°$, $\mu = 0{,}5$, $k_c = 2{,}4$, $v = 40$ м/мин.

Экспериментальные данные, полученные при определении максимального давления σ_n, действующего на переднюю поверхность резца, которые приведены на рис. 19 в книге [20, с. 32], позволяют выполнить непосредственную проверку формулы (142) (см. В. М. 5, с. 63). Из этой формулы следует, что максимальная величина нормального напряжения будет иметь место при $x = 0$, т. е. на острие резца. При $\mu_1 = \mu$ и $\gamma = 0$, что соответствует экспериментам, с учетом равенств (216), (226) и $\beta = 1{,}155$ приводим формулу (142) к виду:

$$\sigma_n = |\sigma_{y|x=0}| = \\ = 1{,}155\sigma_s\left[1 + \mu + \frac{0{,}5 + \mu}{k_c}\right]. \quad (228)$$

С учетом того, что при $\mu = 0{,}5$ теоретическое значение $k_c = 2{,}73$, расчетное значение максимального давления по формуле (228)

$$\sigma_n = 2{,}16\sigma_s. \quad (229)$$

Описанные в книге [20] эксперименты проводились на свинце при толщине срезаемого слоя $h_1 = 0{,}471$ мм, а также на меди, латуни и железе при $h_1 = 0{,}125$ мм. Как известно, напряжение текучести свинца С00 при нормальной температуре не зависит от накопленной деформации и определяется величиной $\sigma_s = 20$ МПа [3]. Для остальных металлов накопленную деформацию определяли для рабочего хода, равного половине толщины срезаемого слоя, т. е. для $s = 0{,}5h_1$. Подставив это значение, а также $\gamma = 0$, $\mu = 0{,}5$ и $h_2 = 2{,}73h_1$ в формулу (198) (см. В. М. 5, с. 68), найдем $e_i = 0{,}39$. Расчетные величины напряжений текучести были определены для данной величины накопленной деформации по кривым упрочнения, приведенным в справочнике [19]: для меди — по рис. 5.96, *б* на с. 130, для латуни Л62 — по рис. 5.20, *б* на с. 106 [либо по аппроксимации (225)], для железа — по рис. 5.3, *в* на с. 99. Сопоставление результатов расчета по формуле (229) максимального давления σ_n на передней поверхности резца с экспериментальными данными приведено в табл. 6.

Таблица 6

Материал	σ_s, МПа	σ_n, МПа	$\sigma_{nэ}$, МПа	δ, %
Свинец	20	43	42	2,3
Медь	350	756	700	7,4
Латунь	500	1080	1000	7,4
Железо	570	1231	1200	2,5

Вывод

Выполненная комплексная экспериментальная проверка разработанной новой теории резания показала, что полученные аналитические формулы позволяют без использования эмпирических выражений и поправочных коэффициентов с высокой точностью и достоверностью определять основные параметры процессов резания, что является значительным шагом в развитии общей математической теории механической обработки.

УДК 621.9.001.5

Ю. А. НОВОСЁЛОВ, канд. техн. наук (Гомельский ГТУ им. П. О. Сухого, Республика Беларусь)

Универсальная кинематическая модель всех процессов лезвийного резания

В прошлом веке было придумано, опробовано, исследовано и частично внедрено в тот или иной его период большое число всевозможных кинематических разновидностей обработки резанием. Этот процесс носил спонтанный, ничем и никем не регламентированный характер. Первая и, пожалуй, единственная, попытка как-то систематизировать все это многообразие была сделана в середине XX века профессором Г. И. Грановским в его работе "Кинематика резания" [1] с последующим неоднократным обращением к ней, например в работе [2]. В этой работе была сконцентрирована вся накопленная за полвека научно-техническая информация об известных на тот момент разновидностях процесса резания, включая многочисленные и серьезные наработки ее автора. В ней впервые была дана классификация этих разновидностей на основе их кинематического анализа, содержащая около двухсот кинематических схем резания. Однако единая (универсальная) кинематическая модель всех процессов резания, которую можно было бы в нужный момент с помощью совокупности каких-то приемов и действий трансформировать в любую конкретную разновидность процесса резания, так и не была создана. На устранение этого весьма серьезного, с нашей точки зрения, пробела и нацелена данная работа.

Исторически сложилось так, что исследователи рассматривали каждую разновидность обработки резанием, которой они занимались, как отдельную самостоятельную (не связанную с другими) объективную технологическую данность, реализуемую на станке определенного типа (например, на токарном, сверлильном, зубодолбежном и т. д.) каким-то конкретным режущим инструментом, не похожим на другие (например, резцом, фрезой, прошивкой и т. д.), с использованием станочного приспособления сугубо специальной или оригинальной конструкции (например, патрона, тисков, разжимной оправки и т. д.) и с варьированием режимов резания в самом различном диапазоне (например, при протягивании, скоростном точении, силовом фрезеровании и т. д.). Да к тому же и сам характер процесса резания в принципе инвариантен: он может быть непрерывным (при точении) и прерывистым (при строгании), с постоянным сечением срезаемого слоя в одном цикле главного движения (при сверлении, точении, строгании) и резко переменным (при периферийном фрезеровании), с неизменной формой срезаемого слоя от цикла к циклу в главном движении резания (при строгании) и с изменяющейся формой (при зубодолблении) и т. д.

В таких условиях при отсутствии понимания единства и общности всех разновидностей обработки резанием, как особого физико-технического процесса, исследовательская деятельность специалистов в области резания наработала за истекший век такой колоссальный разносторонний многоаспектный и противоречивый информационно-исследовательский массив, который сегодня невозможно ни сосредоточить, ни рассмотреть, ни изучить, ни обобщить и тем более переработать в какую-то единую теорию даже с использованием современных компьютеров, так как в проведенных ранее исследованиях все исходные условия, а в итоге и их результаты, были разными и несопоставимыми. Рассмотрим наиболее важные причины, которые способствовали отходу практики исследований процесса резания от объективной логики.

Во-первых, исследователи постоянно рассматривали и изучали процесс резания как бы через призму заготовки, а не инструмента, как это, с нашей точки зрения, должно было бы быть. Проявлялось это в том, что принимаемая для изучения любого процесса резания система координат привязывалась, как правило, к заготовке, а не к инструменту. Так, например, в условиях периферийного фрезерования продолжительность одного реза каждым лезвием фрезы при ее главном вращательном движении может составлять сотые и менее доли секунды и в этих условиях даже в течение беглого (мгновенного) взгляда на систему координат, связанную с заготовкой, инструмент успевает сделать множество резов, что не позволяет выявить сам характер процесса резания в пределах одного реза.

Во-вторых, при введении в изучаемые процессы резания систем координат исследователи не задумывались над принципами проведения координатных осей, что вполне естественно, так как последние привязывались к конфигуративным элементам заготовок, а у заготовок, как известно, единой системы координат не существует, потому что все они разные. Такая координатная бессистемность (т. е. без учета связи системы координат с главнейшими атрибутами самого процесса резания), практиковавшаяся целый век, привела, по нашему мнению, к серьезным и принципиальным ошибкам в исследованиях, которые существенно снизили эффективность самой науки о резании.

В-третьих, по изложенным выше причинам в прошлом веке пережила определенные трудности не только методология познания разновидностей резания [3—5], но также и методика проведения их экспериментальных исследований и применяемая для этого исследовательская аппаратура. Надо признать, что в середине прошлого века для проведения исследований различных процессов резания был создан в принципе замечательный по идее и конструкции трехкомпонентный динамометр УДМ (универсальный динамометр Мухина) для одновременного измерения трех координатных составляющих силы резания, выпускавшийся в свое время почти серийно Всесоюзным научно-исследовательским инструментальным институтом (ВНИИ). Вот тут-то и

возникает почти риторический вопрос: почему именно трехкомпонентный, а не моментомер с измерением осевого и радиального усилий? Ведь подавляющее большинство процессов резания (кроме строгания, долбления и протягивания, составляющих весьма малую долю всех возможных процессов резания) осуществляется с главным вращательным движением резания и на него затрачивается большая часть потребляемой энергии резания (до 90 %). Движение же вдоль оси в этих процессах либо вообще отсутствует, либо играет весьма второстепенную роль — оно нужно только для вспомогательного перемещения инструмента или заготовки при движении подачи и на него расходуется лишь незначительная доля общей энергии резания. Поэтому и осевая сила в процессах резания с главным вращательным движением инструмента ничтожно мала или равна нулю, а радиальная сила, обусловленная упругим противодействием заготовки процессу резания, по идее, должна быть в какой-то степени пропорциональной изменяющемуся моменту резания, т. е. окружной силе, и ее значение не может быть большим.

Такова внутренняя логика самого процесса периферийного фрезерования. Однако при исследовании сил резания в нем с использованием трехкомпонентного динамометра УДМ мы в свое время [6, 7] столкнулись с иной ситуацией. Рассмотрим ее более подробно.

На рис. 1 изображен момент удаления лезвием однозубой фрезы очередного срезаемого слоя в виде запятой за один оборот лезвия. Толщина a_μ срезаемого слоя при периферийном фрезеровании, как известно, в пределах дуги контакта зуба фрезы с заготовкой изменяется от нуля до максимального значения a_{max}, что и отмечено на рисунке.

В этом случае при угле наклона режущей кромки $\lambda = 0$ в любом произвольном положении зуба фрезы результирующая сила резания может рассматриваться как геометрическая сумма проекции на óси одной из двух систем координат (см. рис. 1):

декартовой — с образованием проекций P_y и P_z (сила же $P_x = 0$, так как угол $\lambda = 0$);

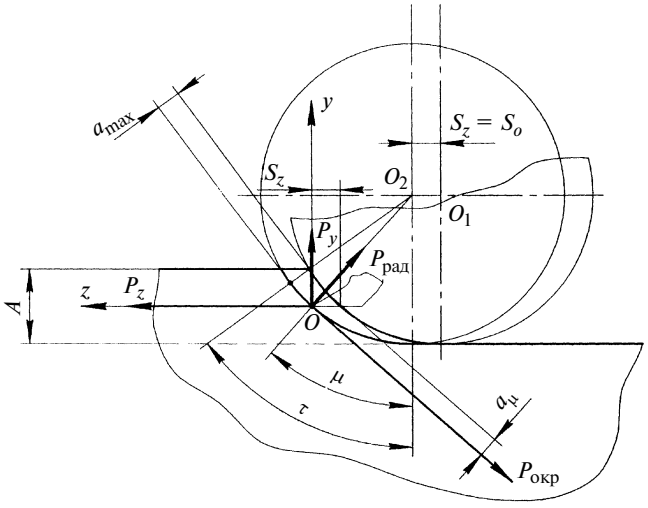


Рис. 1. Схема процесса периферийного фрезерования с изображением сил P_z и P_y в декартовой и сил $P_{окр}$ и $P_{рад}$ в цилиндрической (полярной) системах координат

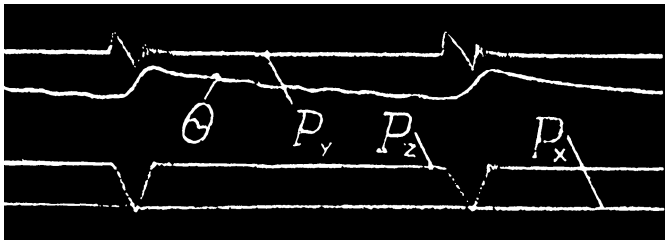


Рис. 2. Фрагмент осциллограммы исследуемых показателей процесса периферийного фрезерования:
сил P_x, P_y, P_z и температуры резания θ

цилиндрической — с образованием проекций $P_{окр}$ и $P_{рад}$ (сила же $P_{ос} = 0$ по той же причине, что и сила P_x).

Для детального исследования физических закономерностей процесса периферийного фрезерования в пределах одного реза лезвием нам пришлось рассматривать процесс резания в цилиндрической системе координат, т. е. в системе, связанной не с заготовкой, как это делалось традиционно, а с самим вращающимся инструментом. С этой целью мы использовали специальную однозубую фрезу, универсальный динамометр УДМ (других же не было) для исследования составляющих общей силы резания, закладную между двумя половинами зуба фрезы искусственную термопару медь-константан с диаметром головки в пределах 0,15...0,23 мм и многоканальный шлейфовый осциллограф. Фрагмент осциллограммы этих исследований приведен на рис. 2.

Оставляя без обсуждения осциллограмму изменения температуры θ резания в ходе процесса фрезерования, как не имеющую прямого отношения к рассматриваемой теме, а также неизменность осевой составляющей P_x (при нулевом ее значении в связи с тем, что угол $\lambda = 0$), обратим внимание лишь на характер изменения вертикальной силы P_y и силы P_z подачи станка. Эти две осциллограммы сил резания указывают на несостоятельность использования трехкомпонентного динамометра при исследовании процессов резания с главным вращательным движением инструмента (при фрезеровании, сверлении, развертывании и т. д.), хотя сам динамометр, как это было отмечено выше, не вызывает никаких замечаний.

Попробуем сопоставить приведенную выше схему процесса фрезерования с результатами экспериментальных исследований этих двух координатных проекций силы резания. Из рис. 1 видно, что при обработке заготовки однозубой фрезой, как это имело место в исследованиях, зуб за один оборот, отмеченный двумя окружностями, удаляет с заготовки тонкий слой в виде запятой с изменением толщины a_μ срезаемого слоя от нуля ($a_\mu \approx 0$) до максимального значения a_{max} (на выходе зуба из контакта с заготовкой). При этом

$$a_\mu = S_z \sin\mu \text{ и } a_{max} = S_z \sin\tau. \quad (1)$$

В этих условиях и окружная сила $P_{окр}$ резания должна изменяться пропорционально толщине a_μ срезаемого слоя (точнее — пропорционально $\sin\mu$). Однако при использовании в экспериментах трехкоординатного динамометра УДМ с последующим неизбежным пересче-

том измеренных координатных сил P_z и P_y в требуемые окружную $P_{окр}$ и радиальную $P_{рад}$ силы по формулам

$$\left.\begin{aligned} P_{окр} &= P_z\cos\mu + P_y\sin\mu, \\ P_{рад} &= P_z\sin\mu - P_y\cos\mu \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

получаем в итоге результат, существенно искажающий объективную реальность.

Рассмотрим эту ситуацию подробнее, опираясь на проведенный нами эксперимент. Записанный на осциллограмме процесс протекает слева направо, т. е. пленка в осциллографе протягивалась справа налево, о чем свидетельствует осциллограмма изменения температуры θ. Начала осциллограмм обеих сил резания (P_y и P_z) совпадают, температурная же осциллограмма, естественно, отстает из-за некоторой отдаленности головки термопары от режущей кромки и довольно большой термочувствительности ее массы.

Осциллограммы сил резания P_z и P_y имеют различный характер. Так, сила P_z, как это видно по осциллограмме, плавно увеличивается по кривой до определенного предела, соответствующего максимальной толщине R_{max} срезаемого слоя, затем плавно падает до нуля за время полного выхода зуба из контакта со срезаемым слоем. Это логично и не вызывает никаких вопросов. Однако характер изменения силы P_y резания иной — она за время плавного увеличения силы P_z претерпевает два разнохарактерных изменения: сначала растет в одном направлении, а затем изменяет его на обратное и увеличивается в конце реза до своего максимального значения, соответствующего максимальному значению силы P_z. По логике же причин для такого двойного изменения силы P_y нет, поскольку толщина срезаемого слоя, как первопричина возникающей силовой нагрузки, увеличивается плавно от нуля до максимального значения на выходе зуба из контакта с заготовкой, что должно вызвать и аналогичное изменение силы P_y.

Такая ситуация, фиксируемая динамометром УДМ по направлению оси Y в момент врезания зуба в заготовку, вовсе не характеризует сам процесс резания как таковой, а является лишь следствием простого механического удара зуба о приподнятую после упругого восстановления ранее сформированную обработанную поверхность. Следовательно, расчет по формулам (2) физически значащих сил $P_{окр}$ и $P_{рад}$ с использованием значений P_z и P_y, измеренных динамометром УДМ, не может обеспечить необходимую точность результатов. Это говорит о том, что система координат XYZ, связанная с заготовкой, а также трехкомпонентный динамометр, измеряющий силы P_x, P_y и P_z, непригодны для процессов резания с главным вращательным движением. В таких случаях систему координат необходимо связывать с инструментом, а для измерения составляющих силы резания в этой системе координат следует использовать только динамометры, встроенные в структуру привода главного вращательного движения, обеспечивающие без всяких пересчетов возможность раздельной фиксации соответствующими приборами окружной силы $P_{окр}$ резания (момент резания $M_{рез}$), радиальной силы $P_{рад}$ и осевой силы $P_{ос}$. Все это свидетельствует о принципиальной важности создания универсальной кинематической модели лезвийного резания, которая может стать методологической основой исследования любых процессов резания как единого физико-технического процесса независимо от способов и средств их технической реализации.

Опираясь на ранее опубликованные нами [3—5] методологические основы создания универсальной системы базовых понятий процессов резания и в какой-то мере на разработанные с участием автора терминологические стандарты [8—10] в области обработки резанием, в данной статье автор предлагает универсальную кинематическую модель всех процессов резания, из которой путем определенной конкретизации ее параметров можно получить кинематическую схему любой необходимой разновидности обработки резанием.

Создание этой модели стало возможным после введения [4] в процесс резания единой так называемой технологической системы координат с началом O в рассматриваемой точке M режущей кромки и с направлением в сторону лезвия инструмента ее координатных осей по следующим правилам: ось Z — по направлению скорости резания (скорости главного движения); ось Y — по радиусу главного вращательного движения; ось X — параллельно оси главного вращательного движения; прямолинейное же главное движение резания следует считать предельным состоянием вращательного движения.

Неотъемлемыми принципиальными элементами универсальной модели процесса резания являются (рис. 3):

рассматриваемая точка M режущей кромки (сама же режущая кромка на рис. 3 отсутствует, так как она может занимать любое пространственное положение, проходя через эту точку);

аксонометрическое изображение в косоугольной диметрии (эта система самая удобная для инженерного восприятия) осей технологической системы координат XYZ с началом O в той же рассматриваемой точке M режущей кромки;

сечение лезвия предполагаемого инструмента радиальной плоскостью YOZ, отмеченное на рис. 3 в виде за-

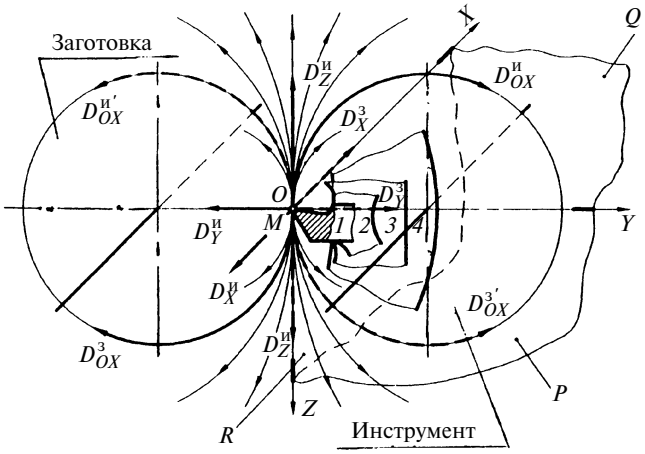


Рис. 3. Схема универсальной кинематической модели процессов резания

штрихованного клина (само же лезвие как трехмерное тело пока отсутствует);

символический образ заготовки в виде окружности (траектории рассматриваемой ее точки в возможном вращательном движении) с осью этого движения, параллельной пока координатной оси X;

символический образ инструмента в виде окружности (траектории рассматриваемой точки M режущей кромки инструмента в возможном его вращательном движении) с осью этого движения, параллельной координатной оси X;

пучок дуг окружностей, исходящих из точки M и символизирующих весь спектр возможных изменений радиусов траекторий главного движения заготовки или инструмента (этот пучок расположен в плоскости P, т. е. в плоскости самого рисунка);

направления возможных главных вращательных движений заготовки $D^{з}_{OX}$ и инструмента $D^{и}_{OX}$ вокруг осей, параллельных координатной оси X, и прямолинейных движений $D^{и}_{X}$, $D^{и}_{Y}$ и $D^{и}_{Z}$ инструмента по направлениям координатных осей (сплошные стрелки) или аналогичных движений $D^{з}_{X}$, $D^{з}_{Y}$ и $D^{з}_{Z}$ заготовки (штриховые стрелки), причем из этих шести прямолинейных движений в рассматриваемой схеме главными движениями могут быть только два (по одному в конкретном случае): $D^{и}_{Z}$ — при протягивании на протяжном и строгании на поперечно-строгальном станках ($D^{и}_{Z} = D^{и}_{г}$), $D^{з}_{Z}$ — при строгании на продольно-строгальном станке ($D^{и}_{Z} = D^{з}_{г}$);

координатные плоскости, проходящие через смежные координатные оси (плоскость Q — через оси X и Y; плоскость P — через оси Y и Z и плоскость R, отмеченная штриховым контуром, — через оси X и Z).

Перейдем к описанию функциональных возможностей предлагаемой универсальной кинематической модели процесса резания и логики ее трансформации в любую конкретную разновидность процесса на основе анализа пучка траекторий резания (дуг окружностей), причем с целью более четкого изложения сути вопроса и ухода от излишнего многословия при плавном последовательном описании проблемы рассмотрим ее дискретно в виде комплекса нескольких отдельных аспектов.

1. Допустим сначала, что главное вращательное движение совершается заготовкой (см. нижние стрелки на пучке дуг окружностей), т. е. $D^{з}_{г} = D^{з}_{OX}$. В этом случае заштрихованное лезвие будет осуществлять токарную обработку (точение) при любом сочетании остальных движений (т. е. движений подачи), например: обтачивание, подрезку торца, отрезание, нарезание резьбы и т. д., а само лезвие будет принадлежать резцу (инструмент *1*). Однако при уменьшении кривизны K траектории резания до нуля (при стремлении радиуса заготовки к ∞) процесс точения плавно переходит в процессы продольного строгания и протягивания. В этих случаях в результате обработки создается поверхность прямолинейного продольного формирования возможно с криволинейным поперечным профилем, что зависит, в основном, от формы режущей кромки, а заштрихованное лезвие будет принадлежать соответственно строгальному резцу (инструмент *1*), долбежному резцу (на рис. 3 не представлен) или протяжке (инструмент *3*). При увеличении кривизны траектории резания в области ее обратного знака (правая часть пучка дуг окружностей со стрелками вниз), т. е. $D^{з}_{г} = D^{э}_{OX}$, заштрихованное лезвие будет производить растачивание заготовки, а само оно будет принадлежать уже расточному резцу (инструмент *1*).

2. Затем предположим, что главное вращательное движение совершается инструментом (см. верхние стрелки на пучке дуг окружностей), т. е. $D^{и}_{г} = D^{и}_{OX}$. При этом имеет место более сложная ситуация, однако она не выходит за рамки общей логики. Будем ее рассматривать для большей ясности в несколько иной последовательности по сравнению с предыдущей: начнем с прямолинейного движения подачи заготовки на лезвие в направлении оси Z (штриховая стрелка $D^{з}_{г}$), т. е. $D^{з}_{S} = D^{з}_{Z}$. В этом случае осуществляется самый обычный и широко распространенный вид обработки резанием — встречное фрезерование. Если в нем изменить направление движения подачи заготовки на противоположное, т. е. $D^{з}_{S} = -D^{з}_{Z}$ (это направление на рис. 3 не изображено), то получится вторая общеизвестная разновидность фрезерования — попутное фрезерование. Лезвие в этих обеих разновидностях фрезерования будет принадлежать уже фрезе (инструмент *2*). Ситуация принципиально не изменится, если в рассматриваемом случае движение подачи в направлении оси Z будет сообщено не заготовке, а инструменту: при подаче $D^{и}_{S} = D^{и}_{Z}$ будет встречное фрезерование, а при подаче $D^{и}_{S} = -D^{и}_{Z}$ (это направление на рис. 3 не изображено) — попутное фрезерование.

3. При продольной подаче (вдоль оси X) как инструмента на заготовку $D^{и}_{S} = D^{и}_{X}$, так и заготовки на инструмент (фрезу) $D^{з}_{S} = D^{з}_{X}$ (штриховая стрелка) имеет место осевое фрезерование скосов, лысок и других малых поверхностных элементов деталей. При радиальной подаче как инструмента (фрезы) на заготовку $D^{и}_{S} = D^{и}_{Y}$, так и заготовки на инструмент $D^{з}_{S} = D^{з}_{Y}$ (штриховая стрелка) происходит врезная обработка (фрезерование) на заготовке различного рода сегментных углублений самого разнообразного поперечного профиля (например пазов для сегментных шпонок). Заметим при этом, что фрезерование допускает обработку при любом сочетании (вплоть до трех прямолинейных координатных направлений) движений подачи одновременно, что определяется заданной формой обработанной поверхности и принятой конфигурацией режущей кромки.

4. А теперь проанализируем изменяемость кривизны траектории резания рассматриваемой точки M режущей кромки (радиуса этой точки в главном движении) при фрезеровании. С уменьшением кривизны (увеличением радиуса) траектории резания неизбежно увеличиваются и показатели общей напряженности процесса резания (диаметр инструмента и прочие его размеры, число его зубьев и масса, мощность и габариты станка, усложняется его управляемость и т. д.), но принципиальный характер процесса резания не изменится до тех пор, пока кривизна траектории резания не станет равной 0 ($K = 0$). В этом случае процесс фрезерования превращается в описанные выше процессы строгания, долб-

ления или протягивания (в зависимости от конструкции инструмента и решаемой технологической задачи). При увеличении кривизны траектории резания уже в области ее обратного знака (левая часть дуг окружностей со стрелками вверх), т. е. $D_{г}^{и} = D_{OX}^{и'}$, заштрихованное лезвие будет производить прерывистое обтачивание заготовки с переменным сечением срезаемого слоя при диаметре заготовки, меньшем диаметра инструмента, а само оно будет принадлежать некоторой охватывающей многолезвийной головке (инструмент *4*) с внутренними лезвиями (например, в условиях так называемого вихревого нарезания наружной резьбы).

5. На рис. 3 оси возможных вращательных движений заготовки и инструмента изображены параллельными. В реальных же условиях в ряде процессов резания может иметь место разворот в плоскости XOY либо оси заготовки относительно оси инструмента, либо оси инструмента относительно оси заготовки. Принятый нами [4] принцип проведения координатных осей вдвое уменьшает эту многовариантность, так как сама координатная система привязывается обязательно к инструменту, а ее оси — к важнейшим кинематическим атрибутам только главного движения (к вектору скорости, к радиусу и к направлению, перпендикулярному им) независимо от того, заготовкой или инструментом осуществляется главное движение в рассматриваемом процессе резания. Таким образом, правая часть схемы на рис. 3 и вышеизложенные кинематические особенности процесса резания, связанные с инструментом, остаются как бы незыблемыми во всех дальнейших кинематических инвариациях процесса резания; остальные же кинематические особенности процесса резания должны быть связаны только с заготовкой.

6. Исходя из предыдущего пункта, можно сделать заключение о том, что оставшееся число вариантов универсальной кинематической модели процесса резания, связанных с разворотом заготовки в технологической системе координат, предельно ограничено. Так, в условиях, изображенных на рис. 3, заготовка при неглавном вращательном движении может иметь только один из двух разворотов относительно технологической системы координат (т. е. относительно инструмента):

вокруг оси Z, что будет отображать процессы фрезерования конических прямолинейных или фасонных поверхностей на заготовке коническими или фасонными фрезами (инструмент *2*) методом копирования режущих кромок, дисковыми фрезами методом огибания и пересечения режущих кромок, охватывающими фрезерными головками (инструмент *4*), а также протягивания конических или фасонных участков заготовки с малой осевой длиной (инструмент *3*);

вокруг оси Y, что будет отображать процессы фрезерования резьб и прочих винтовых поверхностей резцами (инструмент *1*), фрезами (инструмент *2*), охватывающими резьбонарезными головками (инструмент *4*), зубо- и шлицефрезерование (инструмент *2*), протягивание между зубьями канавок крупномодульных зубчатых колес (инструмент *3*), протягивание шпоночных пазов в сквозных отверстиях (инструмент *3*), зубодолбление (инструмент не изображен) и зубострогание (инструмент *1*) и т. п.

Разворот же заготовки вокруг оси X не имеет смысла, так как он не изменяет кинематики процесса резания, а приводит только к развороту на определенный угол самой технологической системы координат вместе с инструментом.

На основании изложенного можно сделать заключение о том, что при планировании и проведении исследований любых конкретных разновидностей процессов резания их рассмотрение через призму универсальной кинематической модели позволит в итоге получать предельно общие результаты, свойственные процессу резания вообще как особому виду физико-технической обработки материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Грановский Г. И.** Кинематика резания. М.: Машгиз, 1948.
2. **Развитие** науки о резании металлов / В. Ф. Бобров, Г. И. Грановский, Н. Н. Зорев и др. М.: Машиностроение, 1967, 416 с.
3. **Ящерицын П. И., Новоселов Ю. А.** Методологические вопросы теории резания // Изв. вузов. Машиностроение. 1982. № 6. С. 93—96.
4. **Новосёлов Ю. А.** Унификация системы понятий процессов резания // СТИН. 2006. № 6. С. 22—26.
5. **Новосёлов Ю. А.** О методологии исследования, познания и обучения теории резания // Вестник машиностроения. 2006. № 10. С. 53—57.
6. **Новосёлов Ю. А.** Исследование тепловых явлений при цилиндрическом фрезеровании // Дис. ... канд. техн. наук, Куйбышев, 1967. Машинопись.
7. **Новосёлов Ю. А.** Исследование усилий резания при цилиндрическом фрезеровании. Куйбышев: КПтИ. 1968.
8. **ГОСТ 25762—83.** Обработка резанием. Термины, определения и обозначения общих понятий. М.: Изд-во стандартов, 1983. 41 с.
9. **ГОСТ 25761—83.** Виды обработки резанием. Термины и определения общих понятий. М.: Изд-во стандартов, 1983 6 с.
10. **ГОСТ 25751—83.** Инструменты режущие. Термины и определения общих понятий. М.: Изд-во стандартов, 1983. 24 с.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей смотрите в №1 за 2008 г. на третьей странице обложки.

УДК 658.5:629.76/.78

К. Д. ПАНТЕЛЕЕВ, канд. техн. наук (ФГУП "Распорядительная дирекция Минкультуры России")

Типовая методика формирования производственных систем

В современных экономических и военно-политических условиях решаются сложнейшие проблемы модернизации действующих и проектирования новых производственных систем (ПС), обеспечивающих укрепление обороноспособности страны с наименьшими затратами средств. При этом все более актуальной становится задача разработки и внедрения в практику методов формирования эффективных вариантов технологии и ПС на всех стадиях жизненных циклов изделий (ЖЦИ) ракетно-космической техники (РКТ) на основе триады показателей: стоимость—время—надежность.

Формирование эффективных вариантов технологии и ПС на ранних стадиях ЖЦИ РКТ имеет приоритетное значение в рамках данной задачи по степени влияния на показатели эффективности изделий РКТ. Актуальность задачи обусловлена объективной необходимостью создания и ввода в действие единой автоматизированной системы формирования эффективных вариантов технологии и ПС на предприятиях, разрабатывающих и эксплуатирующих изделия РКТ, и отсутствием типового научно-методического обеспечения для решения данной проблемы [1].

Следует отметить, что на предприятиях отрасли уровень подготовленности к решению проблемы создания и внедрения системы формирования эффективных вариантов технологии и ПС достаточно высок, поскольку к концу 1980-х годов практически на всех ведущих предприятиях были сформированы объектно-ориентированные массивы решений по конструкции, технологии и ПС, включающие параметры и показатели эффективности, критерии предпочтения, модели декомпозиции конструкторских (К), технологических (Т) и производственно-системных (Пс) решений, показателей и критериев предпочтения; внедрены интегрированные САПР конструкции и технологии, включающие подсистемы прогнозирования показателей эффективности; подготовлены соответствующие кадры. Вместе с тем очевидно отсутствие научно-методического обеспечения, объединяющего указанные информационные массивы, локальные системы формирования решений и прогнозирования в интегрированную иерархически упорядоченную систему, а также устанавливающего и регламентирующего типовые процедуры формирования и согласования эффективных вариантов технологий и ПС на базе единых принципов.

Применение предложенных ранее методов ограничено рамками процессов механической обработки деталей и сборочных единиц применительно к серийному производству [2—12].

Согласно изложенному, в целях решения задачи формирования эффективных ПС на ранних стадиях ЖЦИ РКТ необходимо разработать *типовую методику формирования ПС*. В общем виде задача методики формирования ПС состоит в следующем: для исходного множества *Im* проектных конструкторско-технологических решений (КТР) требуется сформировать множество вариантов ПС (E), удовлетворяющих производственным условиям и ограничениям $St_{\text{о}}$ и согласованным по критериям предпочтения $St_{\text{кр}}$, и выбрать из всех наиболее рациональные варианты ПС — E_r.

В соответствии с принципом единства и упорядоченности выполнения типовых процедур формирования ПС в любой из проектных ситуаций соответствующие решения необходимо принимать, используя комплекс типовых процедур, который базируется на обобщенной модели процесса формирования ПС, приведенной в работе [13]. Согласно конфигурации обобщенной модели процесса формирования ПС в структуру предметной области (ПО) данного процесса входят массивы: *Im* — исходных данных; *St* — производственных условий и ограничений.

В соответствии с принципами иерархической упорядоченности задач проектирования ПС, единства и упорядоченности выполнения типовых процедур проектирования ПС структура системы состоит из блоков типовых процедур, а состав процедур в каждом блоке определяется совокупностью решаемых задач [13—15].

Модель процесса формирования ПС предусматривает создание блоков: Б1 — информационного обеспечения процесса формирования ПС; Б2 — синтеза вариантов ПС и выбора наиболее рационального из них. Структурно-логическая схема методики формирования ПС представлена на рис. 1.

В соответствии с принципом единства структуры компонентов ПО формирования ПС массивы *Im* и *St* описываются посредством единой фасетно-иерархической модели, которую можно представить в виде выражения [13—16]:

$$F = \bigcup_{\rho=1}^{\delta} \bigcup_{r=1}^{n} F_{\rho r},$$

где δ — число независимых фасетов, составляющих модель массива; n — число уровней модели ρ-го фасета.

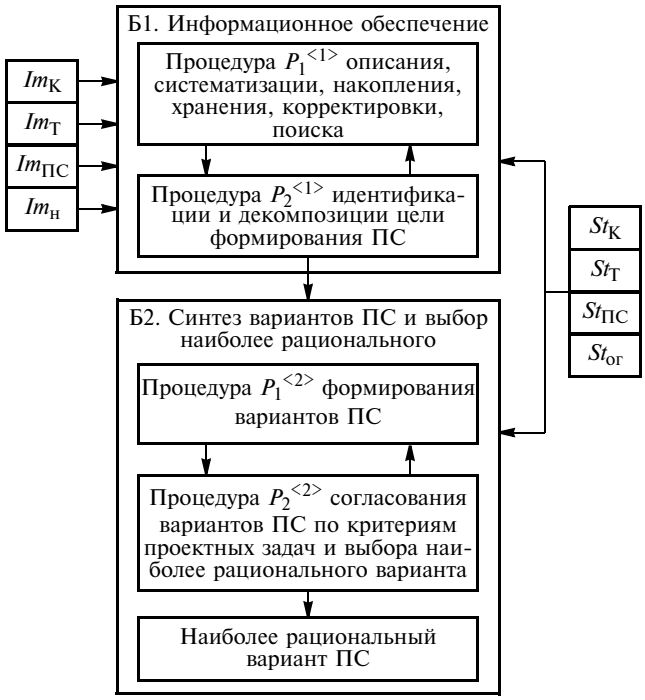


Рис. 1

Исходные данные включают массивы *Im*: проектных конструкторских решений (типовых, стандартных, оригинальных, обладающих полным или фрагментарным подобием по отношению к реализованным в производстве); годовых программ выпуска изделий; описаний преемственных, типовых, стандартных и оригинальных элементов ПС; описаний организационных форм элементов ПС, реализующих проектные КТР; норм и нормативов проектирования Т, ПС.

Типовая модель массивов проектных конструкторских решений (К) имеет вид:

$$Im_К = \{К_i\},\ i = 1, ..., m,$$

где $Im_{К\ ст}$ — типовые и стандартные К; $Im_{К\ ор}$ — оригинальные К; $Im_{К\ пд}$ — решения К, обладающие полным или фрагментарным подобием по отношению к реализованным в производстве.

Модель $Im_К$ включает два фасета ($\delta = 2$), определяемых значениями фасетного признака "Тип конструкторского решения": "Элемент конструкции" и "Соединение". Пример структурно-логической схемы модели $Im_К$ представлен на рис. 2.

Годовые программы выпуска изделий, задаваемые в виде однозначных соответствий $d_f \to P_f \in D$, где D — множество проектных решений, целесообразно представить в таком же виде, в каком были представлены массивы К.

Модель массивов проектных технологических решений (Т) имеет вид:

$$Im_Т = \{(Т_i)_j\},\ j = 1, ..., Z,$$

где Z — общее число Т, соответствующих i-му К; $Im_{Т\ ст}$ — типовые и стандартные Т; $Im_{Т\ пд}$ — решения Т, обладающие полным или фрагментарным подобием по отношению к реализованным в производстве.

Модель $Im_Т$ имеет пять уровней ($\delta = 1$, $n = 5$). Число уровней регламентируется следующими фасетными признаками: ''Вид технологии", "Технологические методы", 'Технологические способы", "Технологические цепочки", "Технологические операции". Структурно-логическая схема модели массивов Т приведена на рис. 3.

Множество логических связей между массивами К и Т определяется посредством использования общих атрибутов, например номеров деталей и сборочных единиц.

Массивы описаний:

$$Im_{ПС} = \{\ (ПС_\nu)_{ij}\},\ \nu = 1,..., \alpha,$$

где α — число организационных форм ПС, реализующих i-е К и имеющих единую символьную форму представления, соответствующую j-му Т; $Im_{ПСпр}$ — преемственных ПС; $Im_{ПСст}$ — типовых и стандартных ПС; $Im_{ПСор}$ — оригинальных ПС и организационных форм ПС, реализующих оригинальные КТР; $Im_{ПСпд}$ — ПС, реализующих проектные КТР, обладающие полным или частичным подобием с реализованными в производстве.

Число уровней фасетно-иерархической модели массивов ($\delta = 1$, $n = 4$) определяется фасетными признаками: "Вид производства", "Тип производства", "Принцип специализации", "Организационная форма ПС". Структурно-логическая схема модели массива $Im_{ПС}$ представлена на рис. 4.

Модель структуры массивов норм проектирования и нормативных технико-экономических показателей (ТЭП) аналогична модели структуры массивов описаний элементов ПС и организационных форм элементов ПС, реализующих проектные КТР.

Производственные условия и ограничения *St* включают: $St_К = \{К_k\}$ (где $k = 1, ..., B$ — общее число ПС) — множество описаний К, реализованных в производстве; множество К, соответствующее k-й ПС; $St_Т = \{Т_К\}$ — множество описаний Т, реализованных в производстве; $St_{дПС} = \{ПС_К\}$ — множество описаний действующих ПС; $St_{ог} = \{ОГ_К\}$ — множество ограничений на ТЭП действующих элементов ПС.

Модели структур массивов *St* аналогичны моделям структур массивов *Im* описаний исходных данных.

Основными задачами блока информационного обеспечения процесса формирования ПС являются формализованное описание, систематизация, накопление, хранение, корректировка, оперативный поиск К,

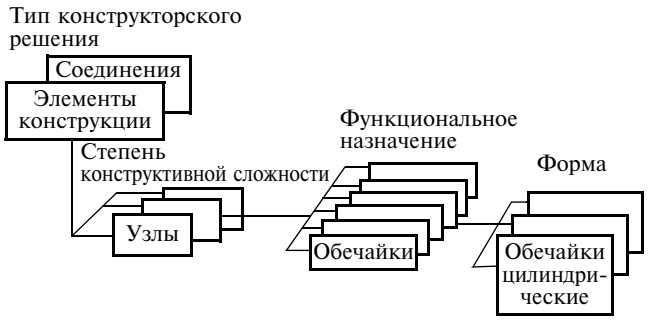


Рис. 2

Рис. 3

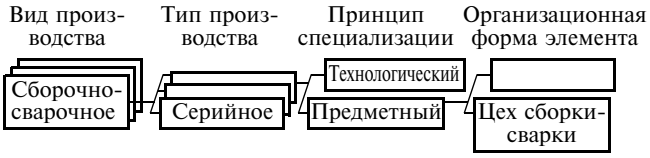


Рис. 4

Т, ПС решений в массивах исходных данных и производственных ограничений, а также управление процессом синтеза ПС посредством уточнения (увеличения меры подобия) кластеров К (при синтезе вариантов Т) и КТР, закрепляемых за организационными формами элементов ПС. Приведенная совокупность задач определяет структуру блока информационного обеспечения процесса формирования ПС, включающую процедуры: $P_1^{<1>}$ — контроль и управление данными; $P_2^{<1>}$ — управление процессом синтеза ПС.

Процедура контроля и управления данными решает задачи систематизации описаний, накопления и хранения информации массивов исходных данных, производственных условий и ограничений. Реализация процедуры основывается на множестве операторов сигнатуры модели ПО формирования ПС, рассмотренной в работах [13, 16].

Как отмечалось в работах [1, 13, 14], поиск наиболее рационального варианта ПС есть нисходящий процесс многократного итеративного уточнения вариантов ПС. Реализация приведенного подхода в общем случае возможна на основе последовательного уточнения кластеров К, Т, ПС (от крупных с малой мерой подобия на множестве конструкторско-технологических и производственных признаков к более мелким с большей мерой подобия), с помощью процедуры управления синтезом ПС [13, 16, 17]. Схема процесса последовательного уточнения К, Т, ПС показана на рис. 5.

Очевидно, что предельное число итераций уточнения кластеров К, Т, ПС определяется равенством $P_n^{\beta} = 1$, $\beta = 1, ..., B$. Следует подчеркнуть, что для поиска наиболее рационального варианта К, Т, ПС необязательно исследовать все возможные кластеры (все итерации). Первая итерация, на которой обнаружено ухудшение ТЭП вариантов ПС по сравнению с ТЭП вариантов ПС предыдущих итераций, является окончательной.

На первой итерации поиска наиболее рационального варианта ПС q-го уровня осуществляется на базе множеств Q признаков описаний цели формирования ПС ($К_ц$, $Т_ц$, $ПС_ц \in Q$) из массивов $Im_К$, $Im_Т$, $Im_{ПС}$ и $Im_н$ (массив норм и нормативов) поиск и формирование кластеров ПС из массивов St с предельно малой мерой подобия, принципиально возможной в рамках организационных форм, задаваемых описаниями из $Im_{ПС}$ и $Im_н$. При этом необходимо, чтобы выбираемые организационные формы соответствовали q-му уровню проектируемой ПС.

Меры подобия кластеров ПС зависят от того, на какой стадии ЖЦИ РКТ выполняется их формирование. На ранних стадиях ЖЦИ РКТ (ТП, ЭП, РДОИ) имеет место существенная неполнота информации о проектных К, Т, Пс решениях, производственных условиях и ограничениях, критериях предпочтения.

Формирование кластеров ПС на ранних стадиях ЖЦИ РКТ в основном, как показала практика, осуществляется на основе организационных форм, определенных в нормах проектирования и представленных в массиве $Im_н$ [13, 18, 19]. Организационная форма ПС отражает его технологические возможности и место в иерархии ПС. Формально организационная форма характеризуется посредством набора конструкторских (К), технологических (Т) и производственно-организационных признаков. Детализированные описания производственных условий и ограничений, критериев предпочтения, как правило, отсутствуют. Нормы проектирования регламентируют предельно обобщенные описания организационных форм ПС (например, участок сборки-сварки обечаек), что требует значительного числа итераций уточнения группировок, сформированных на первой итерации поиска вариантов ПС. Получить более точные кластеры сразу на первой итерации и сократить время формирования ПС можно на основе использования опыта проектировщиков. Для этого данный опыт необходимо обобщить и представить в виде массива логических правил формирования кластеров при формировании ПС.

Для завершающих стадий ЖЦИ характерно наличие в массивах Im детализированных описаний проектных К, Т, Пс решений. Содержание организационных форм предварительных вариантов ПС, представленных в массиве $Im_{ПС}$, является, в отличие от норм проектирования, более конкретным и близким к описаниям дейст-

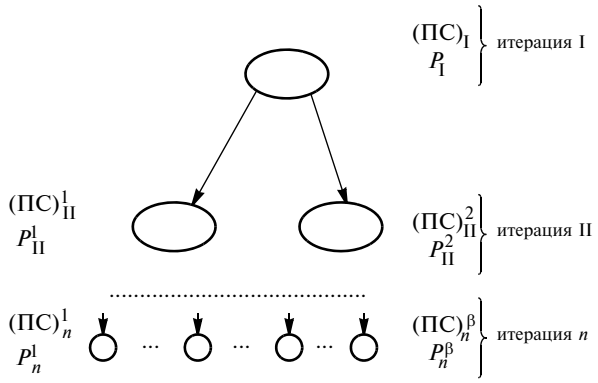


Рис. 5

вующих ПС. Поэтому число итераций корректировки промежуточных вариантов К, Т, ПС значительно меньше, чем на ранних стадиях ЖЦИ. Содержание организационных форм ПС в общем случае регламентируется принципами специализации: предметным, технологическим и смешанным (предметно-технологическим) [13, 18, 19].

С учетом изложенного, *процесс формирования ПС представляет собой итеративное уточнение описания организационной формы ПС в условиях выбранного принципа специализации*.

Блок синтеза вариантов ПС и выбора наиболее рационального варианта включает процедуры: $P_1^{<2>}$ — формирование приемлемых вариантов ПС; $P_2^{<2>}$ — выбор наиболее рационального варианта ПС.

Процедура формирования приемлемых вариантов ПС предназначена для поиска в сформированном кластере ПС вариантов ПС, удовлетворяющих производственным ограничениям и критериям предпочтения, и предполагает последовательное проведение синтеза вариантов ПС, расчета ТЭП вариантов ПС и критериев предпочтения и сравнения ТЭП ПС с производственными и нормативными ограничениями.

Синтез вариантов ПС реализует отображение вида:

$$f : \Gamma^{\eta} \overset{St_q}{\Rightarrow} B_q^{\eta},$$

где Γ^{η} — множество кластеров ПС, сформированных на η-й итерации; B_q^{η} — кластер возможных вариантов декомпозиции ПС или q-го уровня, полученных на η-й итерации; St_q — массив производственных условий и критериев предпочтения q-го уровня.

Поиск Пс решений обеспечивает выполнение отображения вида:

$$\Gamma^{\eta} \Rightarrow З^{\eta},$$

где $\Gamma^{\eta} = \{\Gamma_c^{\eta}\}$; $З^{\eta} = \{З_c^{\eta}(О^{пр})$; $З_c^{\eta}(О_g^{пр})$ — множество ПС q-го уровня, соответствующих кластеру Γ_c^{η}.

Кластер вариантов декомпозиции q-го уровня ПС в общем случае (без учета ограничений, накладываемых конкретными условиями производства) включает все возможные сочетания элементов $О_g^{пр}$ из зон $З_c^{\eta}$:

$$B_q^{\eta} = \{B_{qd}^{\eta}\},\ B_{qd}^{\eta} = \{О_{g_{\varepsilon_1}}^{c_1},\ О_{g_{\varepsilon_2}}^{c_2},\ ...,\ О_{g_{\varepsilon_t}}^{c_t}\},$$

где $О_{g_{\varepsilon_t}}^{c_t}$ — g_{ε_t}-я ПС c_t-й зоны $З_{c_t}^{\eta}$; $g_{\varepsilon_1} = 1, ..., \varepsilon_1$; $g_{\varepsilon_2} = 1, ..., \varepsilon_2$; $g_{\varepsilon_t} = 1, ..., \varepsilon_t$.

Поиск вариантов декомпозиции ПС обеспечивается полным перебором элементов $О_{g_{\varepsilon_t}}^{c_t}$ множеств $З_{c_t}^{\eta}$.

Определение приемлемых вариантов ПС служит для исключения из множества B_q^{η} вариантов ПС, не удовлетворяющих производственным ограничениям на ТЭП и критериям предпочтения.

Расчет ТЭП вариантов ПС и критериев предпочтения предназначен для определения ТЭП каждого варианта $О_{g_{\varepsilon_t}}^{c_t}$ зависимостей расчета ТЭП ПС, а также оператора выбора описаний или описаний ПО формирования ПС, предназначенного для поиска в массивах $Im_К$, $Im_Т$ значений параметров, необходимых при расчете ТЭП (программ выпуска ДСЕ, времен выполнения операций технологического процесса, норм проектирования и др.). Результатом выполнения операции является множество соответствий вида:

$$\Gamma_c^{\eta} : О_{g_{\varepsilon_t}}^{c_t} \to (\Phi_1, \Phi_2, ..., \Phi_{\gamma})_{g_{\varepsilon_t}},$$

где $\Phi_{g_{\varepsilon_1}} = (\Phi_1, \Phi_2, ..., \Phi_{\gamma})_{g_{\varepsilon_t}}$ — множество ТЭП, соответствующих $О_{g_{\varepsilon_t}}^{c_t}$.

Сравнение ТЭП ПС с производственными и нормативными ограничениями и критериями предпочтения реализуется при помощи элементарного условия вида:

$$U :\ \Phi_{\gamma_{g_{\varepsilon_t}}} \leqslant \Delta\Phi_{\gamma_{g_{\varepsilon_t}}},$$

где $\Delta\Phi_{\gamma_{g\varepsilon_1}}$ — ограничение на γ-й ТЭП $О_{g_{\varepsilon_t}}^{c_t}$.

Условие U должно выполняться для всех ТЭП $О_{g_{\varepsilon_t}}^{c_t}$ варианта B_{qd}^{η}. Если для какого-нибудь варианта ПС оно выполняется не для всех ТЭП, то его следует считать неприемлемым. Возможно, что ни один из вариантов B_{qd}^{η} не будет приемлемым по ограничениям. Тогда необходимо вернуться к управлению синтезом ПС и провести следующую итерацию уточнения, но уже только для тех группировок Γ_c^{η}, у которых соответствующие ПС $О_{g_{\varepsilon_t}}^{c_t}$ не удовлетворяют производственным или нормативным ограничениям по ТЭП и критериям предпочтения.

Согласно изложенному, получение множества вариантов ПС, удовлетворяющих производственным или нормативным ограничениям на всех иерархических уровнях (обозначим данное множество $В_{q**}$), требует реализации процесса многократного итеративного уточнения множества вариантов ПС. Это обеспечивается типовыми процедурами управления синтезом ПС и формирования рациональных вариантов ПС.

Множество вариантов декомпозиции ПС q-го уровня, удовлетворяющих производственным или нормативным ограничениям на всех уровнях, может быть представлено в виде некоторого дерева, описываемого графом вида:

$$(В_{D\beta}^{h},\ \Gamma_{D\beta}^{h}),$$

где $В_{D\beta}^{h}$ — множество вариантов декомпозиции ПС всех уровней; $\Gamma_{d\beta}^{h}$ — множество соответствующих кластеров ПС; β = 1, ..., В — индекс варианта декомпозиции ПС h + 1-го уровня; $D\beta$ — индекс варианта декомпозиции ПС h-го уровня, соответствующего β-му варианту декомпозиции h + 1-го уровня; $\Gamma_{D\beta}^{h}$ — множество

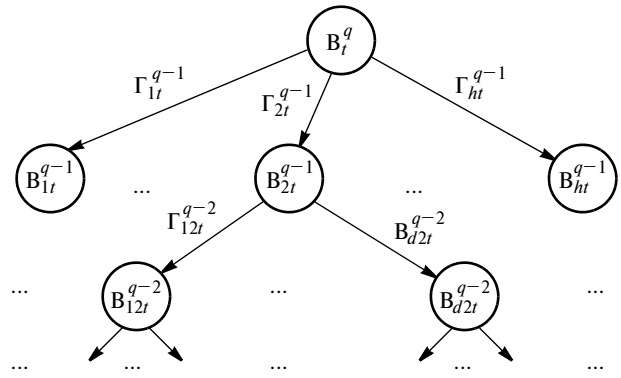


Рис. 6

соответствующих кластеров ПС; $\beta = d\beta$ — условие передачи индекса.

Дерево ($B_{D\beta}^h$, $\Gamma_{D\beta}^h$) показано на рис. 6.

Согласование и выбор наиболее рационального варианта ПС q-го уровня представляет собой задачу поиска в дереве вариантов ($B_{D\beta}^h$, $\Gamma_{D\beta}^h$) единственной ветви, вершинами которой будут являться варианты ПС, обладающие наиболее рациональными ТЭП на соответствующих уровнях. Соответственно, выбор наиболее рационального варианта ПС q-го уровня представляет собой восходящий процесс (от нижних уровней к верхним) последовательного (от уровня к уровню) отсечения ветвей дерева ($B_{D\beta}^h$, $\Gamma_{D\beta}^h$), представляющих менее рациональные варианты ПС соответствующего уровня.

Выбор наиболее согласованных по критериям предпочтения и рациональных по ТЭП вариантов ПС q-го уровня можно представить в виде следующего отображения:

$$h : \{B_{D\beta}^h\} \overset{\theta(\Phi)}{\Rightarrow} \{B_{D\beta}^h\}_{\text{extr}},$$

где $\theta(\Phi)$ — оценочная функция определения наиболее рациональных вариантов ПС на множестве критериев (ТЭП и дополнительных критериев); Φ — множество критериев.

Очевидно, что на уровне $h = q$ число наиболее рациональных вариантов ПС:

$$|\{B_{D\beta}^q\}_{\text{extr}}| = 1.$$

Реализация функции $\theta(\Phi)$ обеспечивается посредством типовой процедуры выбора наиболее рациональных вариантов ПС, реализуемой на базе метода порогов несравнимости, зарекомендовавшего себя в практике проектирования ПС сборки-сварки обечаек корпусных и баковых конструкций изделий РКТ [13, 20, 21], являющегося объектно независимым, учитывающим различные степени влияния критериев выбора на принятие решения и различие шкал измерения оценок критериев, допускающего активное участие проектировщиков в процессе согласования и выбора вариантов ПС.

Разработанная типовая методика формирования ПС позволит формировать адаптивные ПС РКТ при любом сочетании проектных ситуаций и существенно повысить эффективность формирования ПС на ранних стадиях ЖЦИ РКТ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Соломонов Ю. С., Шахтарин В. К.** Большие системы: гарантийный надзор и эффективность. М.: Машиностроение, 2003. 368 с.
2. **Авербах С. А., Тетерин Г. П.** Автоматизированное оптимальное технологическое проектирование механических цехов // Станки и инструмент. 1984 . № 8. С. 19—22.
3. **Архипенков С. М., Шубкина И. П.** Определение производственной структуры многодетальных поточных линий и предметно-замкнутых участков в машиностроении // Экономико-математические методы оптимального проектирования и организации производства / Под ред. И. П. Шубкиной. Новосибирск: 1986. С. 107—171.
4. **Базаров Б. М.** Повышение эффективности механосборочного производства // Проблемы автоматизации машиностроения, 1986. № 12. С. 54—59.
5. **Гаранин В. А.** Методы оптимизации производственной структуры механообрабатывающих цехов заводов единичного и мелкосерийного машиностроения: Дис. ... канд. экон. наук. Алма-Ата, 1972. 172 с. Машинопись.
6. **Захарцев С. Н.** Разработка методики классифицирования деталей для комплексного проектирования технологических процессов и производственных подразделений: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1986. 150 с. Машинопись.
7. **Завьялов О. В.** Формирование структур производственных систем. Л.: Внешторгиздат, 1990. 208 с.
8. **Малышев Н. Г., Паршин Е. А., Суворов А. В.** Методы автоматизации проектирования технологических структур промышленных систем. Ростов: Изд-во РГУ, 1986. 145 с.
9. **Паршин Е. А., Мамычев Ю. А.** Синтез технологических структур в энергомашиностроении // Энергомашиностроение. 1981. № 8. С. 20—23.
10. **Степанов В. В.** Организационно-экономическое проектирование и адаптация производственных и управляющих систем / Под. ред. А. А. Колобова. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1994. 164 с.
11. **Суворов А. В.** Разработка методов и алгоритмов анализа и последовательного синтеза технологических структур: Дис. ... канд. техн. наук. Таганрог, 1980. 142 с. Машинопись.
12. **Тетерин Т. П., Авербах С. А.** Система математических моделей и методы решения задач оптимального технологического проектирования механических цехов // Вычислительная техника в машиностроении. 1983. Вып. 4. С. 25—30.
13. **Пантелеев К. Д.** Разработка типовой методики формирования организационно-технологической структуры производства изделий ракетной техники с ранних стадий проектирования конструкции и технологии: Дис. ... канд. техн. наук. М., 1992. 180 с. Машинопись.
14. **Белов В. В., Пантелеев К. Д.** Формирование рациональных вариантов организационно-технологических структур производства предприятий спецмашиностроения в условиях конверсии // Производственно-технический опыт. 1991. № 11. С. 67—72.
15. **Белов В. В., Пантелеев К. Д.** Формирование рациональной организационно-технологической структуры производства изделий на ранних стадиях проектирования // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение . 1992. № 1. С. 115—125.
16. **Цаленко М. Ш.** Моделирование семантики в базах данных. М.: Наука, гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. 288 с.
17. **Нечеткие** множества и теория возможностей. Последние достижения: Пер. с англ. / Под ред. Р. Р. Ягера. М.: Радио и связь, 1986. 408 с.
18. **Нормативы** оптимальных мощностей и ТЭП специализированных предприятий по производству продукции общемашиностроительного применения. М.: НИИМАШ, 1986. 25 с.
19. **Общесоюзные** нормы технологического проектирования предприятий машиностроения, приборостроения и металлообработки. М.: НИИМАШ, 1984. 112 с.
20. **Денисов А. В.** Выбор технологических процессов на ранних стадиях проектирования изделий при многокритериальной оценке вариантов // Тез. докл. всесоюз. семинара "Проектирование систем ракетного и артиллерийского вооружения". М.: МВТУ, 1987.
21. **Денисов А. В.** Подход к построению маршрутного технологического процесса на основе выбора технологического метода изготовления // Тез. докл. отраслевой конф. "Ускорение научно-технического прогресса в машиностроении". М.: ЦНТИ "Поиск", 1988. 1.

УДК 658

С. В. СМИРНОВ, И. П. ДЕЖКИНА, доктора экономических наук (МГИУ),
Г. А. ПОТАШЕВА

Оценка организационного потенциала предприятия по принципу золотого сечения

Известно, что чем больше число пропорций, отвечающих принципу золотого сечения в структуре объекта, тем выше уровень развития этого объекта и больше его устойчивость. Для повышения организационного потенциала объекта необходимо соединить его составляющие в единую гармоничную систему так, чтобы она отвечала условиям структурной и функциональной целостности и устойчивого единства с внешней средой. Этому соответствует композиция: $a = b + c$, где $a = 100$ — целое; $b = 62$ — первый элемент; $c = 38$ — второй элемент, т. е. $100 = 62 + 38$.

Структура исследуемого объекта должна отвечать принципу эмерджентности, который заключается в следующем: если один элемент соединить с другим, то полученный объект будет иметь не сумму качеств двух соединенных элементов, а будет обладать новым качеством, которым ранее не обладал ни один из элементов [1].

Гармоничность структуры бизнес-процессов значительно усиливают адаптивные качества предприятия, обеспечивая его успешное развитие. И. В. Прангишвили писал: "...равновесие между беспорядком и порядком в целом по всем параметрам системы предполагает их неравенство для отдельных частей и отдельных параметров. При этом устойчивость системы определяется отношениями значений меры порядка или беспорядка для соответствующих параметров по методу Фибоначчи или золотой пропорции...".

Пропорции золотого сечения были обнаружены и в финансово-экономических показателях предприятий. Причем для тех предприятий, где они есть, т. е. для гармоничных предприятий, отмечалось следующее: состояние предприятия на рынке устойчивое; затраты, необходимые для поддержания этого состояния, минимальны.

Гармоничное предприятие представляет собой систему, в которой отношения составляющих ее элементов отвечают принципу золотого сечения, что обеспечивает высокую скорость энтропии этой системы и минимальные затрат на поддержание ее устойчивости. Гармоничное предприятие — идеализированная модель, представляющая собой совокупность различных элементов.

Идеальная модель является эталоном, с которым сравниваются реальные предприятия, в результате чего формируются критерии, позволяющие организовать необходимые управляющие воздействия (рис. 1). Модель гармоничного предприятия как комплекс систем, объединенных по принципу золотого сечения, является основой гармоничного управления. Управляющие воздействия направлены в первую очередь на потенциал предприятия.

Концепция управления предприятием состоит из двух частей:

1) методы оптимизации по принципу золотого сечения для задач социально-экономического стратегического управления (контур гармоничного управления);

2) классические методы оптимизации для задач оперативного управления (контур оптимизационного управления) (рис. 2).

Последовательность гармоничной оптимизации:

опенка латентных переменных и преобразование закрытых шкал в открытые;

анализ статистических форм и оценка их принадлежности к распределению Гаусса;

разработка комплекта моделей (отвечающих и не отвечающих распределению Гаусса);

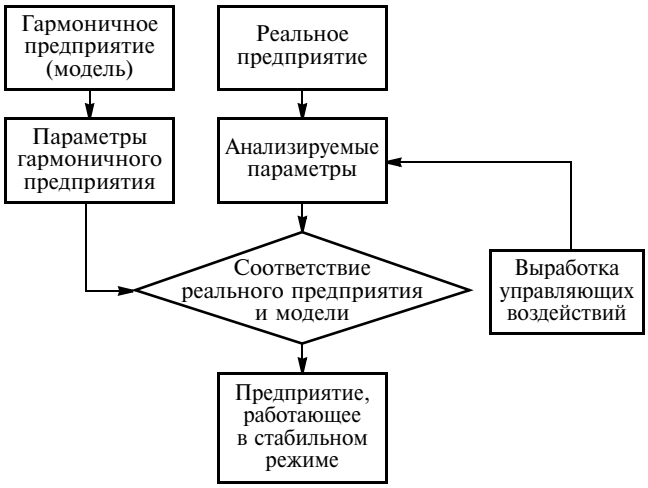


Рис. 1. Алгоритм системы гармоничного управления предприятием

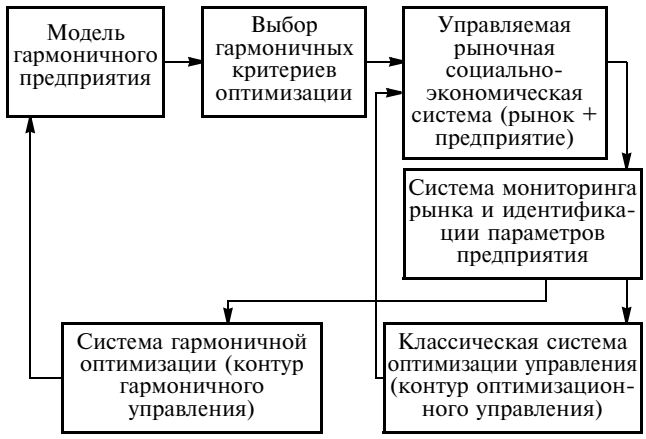


Рис. 2. Блок-схема автоматизированной системы гармоничного менеджмента Фибоначчи

Таблица 1

Потенциал	Расчетная формула и используемые в ней обозначения	Коэффициент значимости q_i	Баллы A_i	A_iq_i
Производственный	$П_{пр} = C_{оф} + C_п + C_{эр} + C_T + C_и$, где $C_{оф}$, $C_п$, $C_{эр}$, $C_т$, $C_и$ — соответственно стоимости основных производственных фондов, персонала, энергетических ресурсов, технологии, информация	0,125	3	0,375
Трудовой	$П_{тр} = Ф_{зп} + Ф_{мп} + З_о + З_{пп} + З_{пк}$, где $Ф_{зп}$, $Ф_{мп}$ —соответственно фонды заработной платы персонала, материального поощрения; $З_о$, $З_{пп}$, $З_{пк}$ — расходы на обучение персонала, его переподготовку и повышение квалификации	0,125	4	0,5
Рыночный	$П = f_1(П_а, П_п, П_к)$, где $П_а$, $П_п$, $П_к$ — соответственно аналитический, производственный и коммуникативный рыночные потенциалы	0,125	3	0,375
Маркетинговый	$П_м = f_0(П_1, П_2, П_3, П_4)$, где $П_1$, $П_2$, $П_3$, $П_4$ — потенциалы маркетинговые соответственно инструмена (методический), персонала, материальных ресурсов, информационных ресурсов	0,125	3	0,375
Инновационный	$R_и = R_с / \left[\sum_{i=1}^{N} Q_i - \sum_{i=1}^{N} (H_2 - H_1) \right]$, где $R_и$ — коэффициент результативности работы; $R_с$ — суммарные затраты на работы по освоению серийного производства; Q_i — фактические затраты НИОКР за i-й год; N — число лет анализируемого периода; H_1, H_2 — незавершенное производство на начало и конец анализируемого периода в стоимостном выражении	0,125	2	0,25
Технологический	$П_{пт} = [\Delta(v + m)_n \pm \Delta m_n] \pm З_{об.\ тр.}$, где $\Delta(v + m)_n$, Δm_n — соответственно прирост объема производства и дополнительный прирост за прошлый год; $З_{об.\ тр.}$ — разница планируемых и фактических затрат труда	0,125	2	0,25
Инвестиционный	$Э_{ож} = \gamma Э_{max} + (1 - \gamma) Э_{min}$, где $Э_{max}$, $Э_{min}$ — наибольшее и наименьшее значения математических ожиданий интегрального эффекта по вероятностным распределениям; γ — норматив для учета неопределенности эффекта (рекомендуется 0,3)	0,125	3	0,375
Стратегический	$C_s = СПФ_s y_s / J_s(y_s)$, где C_s — синергический эффект достижения целей предприятия при обслуживании зон хозяйствования (предусмотренные вариантом y_s); $СПФ_s$ — показатель соответствия стратегического потенциала целям предприятия по формированию элементов и распределению ресурсов между ними; $J_s(y_s)$ — издержки, связанные с адаптацией стратегического потенциала предприятия к стратегическим целям (предусмотренных вариантом y_s)	0,125	2	0,25

Таблица 2

Показатель	Потенциал							
	Производственный	Трудовой	Рыночный	Маркетинговый	Инновационный	Технологический	Инвестиционный	Стратегический
$\sum q_i = 1$	0,24	0,14	0,14	0,10	0,14	0,10	0,10	0,04
A_i	5	4	5	5	4	4	4	4
A_iq_i	1,2	0,56	0,7	0,5	0,56	0,4	0,4	0,16
$J_{ор.\ п} = \sum A_iq_i$	4,48							

выявление контура гармонизации внутренних потенциалов предприятия для моделей негауссовского распределения.

Данная концепция предполагает рост устойчивости предприятия на высококонкурентном рынке вследствие повышения адаптивной гибкости [2]. Для определения контуров гармонизации внутренних потенциалов предприятия по показателям рынка рассмотрим его организационный потенциал, как совокупность всех потенциалов предприятия.

Интегральный показатель организационного потенциала определяют следующим образом:

1) рассчитывают эффективность составляющих организационного потенциала;

2) определяют коэффициент значимости показателей потенциалов на основе экспертных оценок;

3) оценивают потенциалы по балльной системе (от 0 до 5):

$$J_{ор.п} = \sum_{i=1}^{m} q_i A_i, \qquad (1)$$

где m_i — число частных показателей; q — коэффициент значимости показателя ($\Sigma q_i = 1$); A_i — баллы (табл. 1).

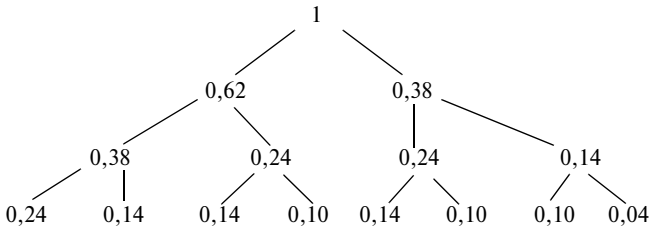


Рис. 3. Распределение составляющих организационного потенциала на основе принципа золотого сечения

На предприятии используется стратегия устойчивого развития, поэтому элементы организационного потенциала распределились равномерно (табл. 1).

В соответствии с формулой (1) $J_{\text{ор.п}} = \Sigma A_i q_i = 2{,}75$.

Пошаговый метод декомпозиции связан с варьированием значимости показателей организационного потенциала по принципу золотого сечения.

Распределение составляющих организационного потенциала на основе принципа золотого сечения показано на рис. 3.

Пример распределения составляющих организационного потенциала по принципу золотого сечения приведен в табл. 2. Полученный результат (4,48) значительно выше рассчитанного на основе экспертных оценок (2,75). Таким образом, для повышения эффективности предприятия распределение ресурсов следует осуществлять на основе принципа золотого сечения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иванус А. И.** Код да Винчи в бизнесе или гармоничный менеджмент по Фибоначчи. КОМКНИГА ЛЕНАНД, 2006.

2. **Иванус А. И., Харитонов А. С.** Процесс торговли в условиях конкурентного равновесия по правилу золотого сечения // Управление продажами. 2003. № 2 (10). С. 47—51.

УДК 658

Л. Д. РЕВУЦКИЙ, канд. техн. наук (Российское общество оценщиков, Москва)

Методы доходного и нормативно-доходного подходов к определению рыночной стоимости предприятий

Рассмотрены достоинства и недостатки используемых методов определения стоимости предприятий. Предложен нормативно-доходный подход для решения такой задачи, который учитывает все основные составляющие определяемой стоимости предприятия, включая стоимость земельного участка, на котором оно находится. Это позволяет существенно повысить уровень обоснованности результатов оценочной работы.

Научно, экономически, юридически и социально обоснованная рыночная стоимость предприятия, т. е. действительная, складывается из двух составляющих: рыночной стоимости предприятия с учетом нематериальных активов и инфраструктуры (если таковая имеется) и рыночной стоимости земельного участка, на котором оно расположено и который ему принадлежит на правах земельной собственности. Первое обычно называют имуществом предприятия, второе также является имуществом предприятия, если рассматриваемый земельный участок не арендован, но при определении реальной рыночной стоимости (далее просто стоимость) предприятия ею целесообразно оценивать отдельно. В зависимости от того, что представляет собой предприятие, каковы структуры его капитала и имущества, оцениваемый бизнес-объект рассматривают как: имущественный комплекс; имущественно-земельный комплекс; земельно-имущественный комплекс производственного, сервисного, торгового или иного назначения.

В первом случае земельный участок предприятия, имущество самого предприятия и имущество его инфраструктуры, если все это рассматривается как единое целое, в сумме образуют единый имущественный комплекс. Если же эти виды имущества при оценивании их стоимости рассматривают отдельно, то предприятие для большей точности идентификации классифицируют как имущественно-земельный комплекс в том случае, когда первая составляющая его стоимости по величине превышает вторую, в противоположном случае — как земельно-имущественный комплекс. Предприятие, организованное на арендованном земельном участке, рассматривают как односложный имущественный комплекс. Для предприятия, находящегося на собственном земельном участке, при более точном отображении действительности земельный участок может являться как улучшением, так и обременением предприятия (последнее встречается крайне редко).

Так как вопросы по определению стоимости земельных участков урбанизированных поселений, земель сельскохозяйственного назначения, лесного фонда, земель под предприятиями и т. д. в настоящее время детально проработаны [1—5], уделять им особое внимание в данной статье нет необходимости.

Таким образом, экономически обоснованной и объективной может считаться только такая оценка предприятия, которая включает в себя оценки стоимости всех видов имущества, которыми оно располагает. При этом различные виды имущества предприятия могут быть оценены разными методами. Для определения стоимости предприятий сегодня традиционно используют три основных подхода: затратный, доходный и сравнительный (рыночный). Дальше будем рассматривать только доходный подход и его разновидности при-

менительно к определению стоимости имущества предприятия без учета стоимости земельной собственности и его инфраструктуры.

Внимательное и непредвзятое ознакомление с доходным подходом определения стоимости предприятий в настоящее время вызывает озабоченность в связи с чрезвычайно низким уровнем теоретической и практической обоснованности получаемых оценок, обусловленным неограниченными возможностями манипулирования результатами работы оценщиков в ту или иную сторону (чаще в сторону занижения!). И то, и другое, как правило, делается в интересах заказчика оценочных работ за дополнительную плату (так называемый откат).

Сегодня при доходном подходе, как правило, используют два метода определения стоимости предприятий. Если предприятие имеет разработанный и утвержденный бизнес-план работы на определенный период времени до ожидаемого срока их использования по назначению, рекомендуется применять метод дисконтирования соответствующих ожидаемых (прогнозируемых) годовых доходов (денежных потоков). При отсутствии у предприятия такого бизнес-плана предлагается использовать метод прямой капитализации его капитализируемых доходов, полученных за последний год, либо усредненных доходов, полученных за несколько последних лет.

Первый из указанных выше методов, когда стоимость предприятия определяется только на основе ожидаемых доходов, которые оцениваемый объект может принести до окончания срока его жизнедеятельности [6], на наш взгляд, является принципиально ошибочным, так как при этом игнорируется тот факт, что предприятие является имущественным комплексом и занимает дорогостоящий земельный участок. Кроме того, его стоимость в значительной степени определяют нематериальные активы, особенно в той их части, которая в современных системах бухгалтерского учета и отчетности предприятий не оценивается. Анализ ряда осуществленных продаж предприятии в нашей стране и за рубежом и, в частности, объектов, являющихся предприятиями высоких технологий, показал, что их рыночная цена вследствие имевшейся в их собственности земли и латентной нематериальной собственности намного (иногда в десятки раз) превышала их бухгалтерскую балансовую стоимость, подсчитанную затратным методом.

Метод дисконтирования капитализируемых доходов имеет наибольшее число недостатков при определении стоимости предприятий. Основные из них:

1. Нет однозначного представления о том, какими конкретно капитализируемыми доходами должен заниматься оценщик (совокупными доходами, чистыми доходами с учетом или же без учета той или иной доли амортизационных средств, прибылью до уплаты или же после уплаты налогов и процентов и т. д.).

2. Сегодня трудно предвидеть те изменения, которые будут завтра, поэтому прогнозировать доходы на продолжительный период времени, например минимум на пять лет — нереально.

3. За основу, как правило, принимают фактический доход предприятия за последний отчетный год, а он вследствие, например, неудовлетворительного уровня менеджмента может значительно (даже на порядок) отличаться от возможного дохода, полученного при нормальных условиях организации производства и наличии квалифицированной управленческой команды.

4. В современной экономике инфляционные процессы крайне нестабильны — не исключены кризисы и дефолты, поэтому прогнозы ожидаемых доходов предприятия ненадежны.

5. Особое место занимает определение ставок дисконтирования будущих доходов. Для этого разработано более 15 методов. Лидером же является метод экспертных оценок совокупного риска невыхода на прогнозируемые доходы при повседневной экономической деятельности предприятия. В настоящее время величина этой ставки находится в пределах 30 ÷ 35 %, но со временем может быть снижена до 25 %. Заметим, что фактическая ставка дисконтирования сегодня в 3,5 ÷ 5,5 раз отличается от безрисковой ставки капитализации доходов. При таком положении оценка текущей стоимости предприятия оказывается равной сумме годовых значений прогнозируемой для него фактической прибыли за вычетом налогов и процентов всего лишь за 3,5 ÷ 4 года работы этого предприятия в будущем, что вряд ли соответствует его действительной стоимости.

6. Не учитываются стоимости большей части нематериальных активов и земельного участка предприятия.

7. Полученные результаты при оценке предприятия не учитывают интегральный (физический, моральный и экономический) износ, а также ряд других факторов, влияющих на оценку его стоимости.

Таким образом, формула для оценки стоимости предприятия ($O_{сп}$) по методу дисконтирования доходов имеет вид:

$$O_{сп}^{дд} = \sum_{i=1}^{n} Д_i/(1 + K_{дi})^i,$$

где $Д_i$ — поток капитализируемого годового дохода предприятия в i-м периоде календарного времени; $K_{дi}$ — коэффициент дисконтирования потока $Д_i$; n — число рассматриваемых периодов времени (лет) работы предприятия.

Считается, что метод дисконтирования доходов для оценки стоимости предприятий целесообразно применять:

при предположении, что будущие доходы будут существенно отличаться от текущих доходов;

при наличии экономических обоснований оценок размеров ожидаемых в будущем доходов;

если оцениваемый объект находится в стадии строительства или только что построен;

если оценивается крупный многофункциональный коммерческий объект (гостиницы, пароходы, крупные предприятия и т. д.);

если потоки доходов и расходов оцениваемого объекта носят сезонный характер. Есть основания пола-

гать, что этому методу ошибочно приписывают ряд достоинств. Много ли найдется предприятий, соответствующих перечисленным выше условиям? Можно ли определить этим методом стоимость гостиниц, пароходов и других объектов, если они должным образом не загружены?

Подобные недостатки имеются и у метода прямой капитализации дохода предприятия за исключением двух моментов: в данном случае отпадает необходимость использования сомнительных прогнозов на потоки будущих доходов и ожидаемые уровни инфляции. Все остальные недостатки те же. Степень достоверности получаемых ставок капитализации и дисконтирования капитализируемых доходов примерно одинаковы. Формула стоимости предприятия ($O_{сп}$) методом прямой капитализации капитализируемого дохода имеет вид:

$$O_{сп}^{пк} = Д_{кс}/K_к,$$

где $Д_{кс}$ — среднегодовое за ряд последних лет либо фактическое за последний отчетный год значение капитализируемого (обычно чистого) дохода предприятия; $K_к$ — коэффициент капитализации дохода $Д_{кс}$.

По данной формуле получается, что если по каким-то причинам предприятие временно не работало, то его стоимость при нулевом доходе также равна нулю. Очевидный нонсенс, но иногда им пользуются.

Предполагается, что этот метод наиболее эффективен для объектов, имеющих стабильные годовые доходы, т. е. когда ожидается, что будущие доходы предприятия будут примерно равны текущим или темпы их возможного роста могут быть просчитаны, а также для предприятий с однозначно определенной и стабильной арендной платой на многие годы вперед. Но есть ли такие предприятия в условиях, когда ставки аренды меняются ежегодно?

Считается, что метод прямой капитализации доходов отличается простотой расчетов и отражает сложившуюся рыночную конъюнктуру. Однако этот метод не рекомендуется применять при отсутствии надежной информации о результатах достаточного числа уже совершившихся аналогичных рыночных сделок. Таким образом, получается, что при оценке предприятий (а каждый случай продажи уникален) применять этот метод нельзя.

Более подробно достоинства и недостатки этих методов изложены в работе [7].

Данные методы доходного оценивания предприятий несостоятельны, потому что не позволяют решать задачи, для которых они разработаны. В их основу положены такие экономико-математические модели, которые не отражают самые важные стоимостеобразующие показатели и характеристики оцениваемого предприятия, например его производственные возможности, структуру и стоимость имеющегося у него имущества.

Для метода дисконтирования доходов используемая модель предприятия представляет собой малочисленный ряд (5 ÷ 10 цифр) ожидаемых в будущем фактических значений дисконтируемых доходов (при высокой степени неопределенности подобных прогнозов). Такие цифры, по сути, являются плодом фантазии разработчиков бизнес-плана оцениваемого предприятия, и они, безусловно, устраивают его руководство, независимо от того, насколько они объективны. Экономико-математическая модель предприятия, используемая для метода прямой капитализации дохода, включает в себя цифру фактически полученного годового капитализируемого дохода за последний полный отчетный год или является среднеарифметическим значением доходов за несколько последних лет.

Таким образом, получается, что использование данных методов определения стоимости предприятий является мистификацией и к достоверному оцениванию отношения не имеет. Результат подобных оценок всегда известен заранее.

При использовании фактических значений ожидаемых доходов или фактического значения капитализируемого дохода для определения стоимости предприятий оценивают не реальную стоимость предприятия, а стоимость, которая напрямую увязывается с уровнем профессиональной состоятельности и эффективности работы его управленческой команды. Если производственные возможности конкретного предприятия используются всего лишь на 10 %, то это не означает, что его стоимость должна быть в десять раз ниже той, которая была бы при нормальной его загрузке. О таком предприятии можно сказать, что уровень профессионализма, качества его управленческой команды, а следовательно, и эффективность управления его деятельностью на порядок ниже, чем требуется. Но это обстоятельство не должно оказывать существенного влияния на величину его стоимости. Управленческая команда может быть заменена более эффективной, при этом доходы, получаемые предприятием, существенно вырастут, в то время как его имущественно-земельный комплекс и реальная стоимость останутся без изменений.

Следовательно, достоинства, приписываемые существующим методам оценок предприятий, даже при достигнутом уровне их проработки и накопленном опыте применения, являются всего лишь мифом, а сами расчетные оценки при всех попытках их наукообразить — ошибочными. К тому же их применение далеко не безобидно, как может показаться на первый взгляд.

Вряд ли разработчики, предприниматели и оценщики не понимают и не видят недостатков этих методов. К сожалению, в настоящее время главная задача оценщика предприятий — удовлетворить интересы заказчика, какими бы они не были. Чтобы не потерять заказ, проще всего решать поставленную задачу, используя именно эти методы. А определение действительной стоимости предприятия – задача второго плана. Тем более, что практика рассмотрения спорных оценок предприятий в арбитражных судах нашей страны пока мало известна и в обозримом будущем вряд ли изменится.

Остановимся на *основных устойчивых заблуждениях*, имеющих место при доходном подходе к оценке предприятий.

1. Используемые в настоящее время методы доходного подхода при определении стоимости предприятий дают возможность получать результаты, отражающие действительность, и позволяют фиксировать оценки, устраивающие все заинтересованные стороны: заказчика, продавца, покупателя, оценщика, государство и общество.

2. Объективную оценку стоимости предприятия можно определять, не учитывая структуру и стоимость имеющегося у него комплекса имущества.

3. Для оценки предприятия достаточно располагать фактическими текущими значениями той части его доходов, которая выбрана для их прямой капитализации, или ожидаемыми на основе фактических данных доходами, подвергаемыми дисконтированию.

4. Ставки дисконтирования будущих доходов и прямой капитализации их текущих значений поддаются строгому экономико-математическому обоснованию и расчету.

5. Оценка предприятия, получаемая методами доходного подхода, включает в себя долю, обусловленную имеющимися нематериальными активами.

6. Обоснованная стоимость предприятия находится между значениями, получаемыми методами доходного, затратного и рыночного подходов.

В условиях незавершенной приватизации государственных предприятий наблюдается тенденция к существенному занижению их действительной стоимости и при перепродажах приватизированных предприятий их стоимости могут занижаться. По разным причинам тормозится процесс массовой оценки и последующей продажи урбанизированных, сельскохозяйственных и других земельных участков, результатом чего стали перечисленные ниже экономические и социальные последствия: искусственное занижение национального богатства страны; недополучение инвестиций, сдерживание новейших технологий; высокая инфляция; замедление темпов экономического развития.

Неправильные (заниженные) оценки средних и особенно крупных предприятий рано или поздно могут привести к признанию итогов сделок их купли—продажи недействительными с последующим пересмотром цен, по которым они были проданы. Примером может служить Криворожский металлургический комбинат на Украине, новая пересмотренная цена которого оказалась во много раз выше его первоначальной цены.

Методы доходного подхода к определению стоимости всех видов недвижимости разрабатывались в то время, когда земля, на которой располагались объекты, не оценивалась и не продавалась. Значительная часть достояния страны не участвовало в экономическом обороте. Случаи, когда стоимость земельных участков предприятия не включается в стоимость их имущества, встречаются и сегодня, что подтверждает негативную тенденцию к занижению оценок промышленно-производственной собственности, но этого быть не должно.

Несмотря на серьезные недостатки, которые имеются в методе доходного подхода для определения стоимости предприятий, сам подход жизнеспособен и заслуживает внимания, он будет развиваться путем корректирующих доработок.

Более точным является нормативно-доходный (ресурсный) метод определения стоимости предприятий [8]. По сути это усовершенствованный вариант метода прямой капитализации капитализируемого дохода предприятия. Применительно к производственно-технической базе предприятия он заключается в замене фактического (текущего или среднегодового) значения капитализируемого, в частности чистого, дохода его нормативным значением. Несмотря на простоту изменений при этом существенно пересматривается экономико-математическая модель предприятия. Случайная цифра капитализируемого текущего дохода, практически не зависящая от паспортных технико-экономических характеристик предприятия, заменяется экономико-математической моделью, которая учитывает производственные возможности предприятия при нормальных условиях производства его структуру и стоимость имущества.

Формула стоимости предприятия при нормативно-доходном методе имеет вид:

$$O_{\text{сп}}^{\text{нд}} = N_{\text{нп}} Д_{\text{н-ч}} M_{\text{кд}} (1 - И_{\text{и}}) - Ф_{\text{оп}} + O_{\text{с.з.у}}, \qquad (1)$$

где $N_{\text{нп}}$ — нормативная номинальная производственная мощность (производственный потенциал) предприятия; $Д_{\text{н-ч}}$ — фактическая (рыночная) доходопроизводительность этого предприятия в расчете на 1 нормо-ч его работы по капитализируемому доходу; $M_{\text{кд}}$ — стоимостной мультипликатор (капитализатор) капитализируемого дохода предприятия, т. е. коэффициент пересчета этого дохода в номинальную стоимость предприятия; $И_{\text{и}}$ — интегральный износ предприятия, характеризующий совокупность его физического, морального и экономического износов; $Ф_{\text{оп}}$ — финансовые обязательства предприятия; $O_{\text{с.з.у}}$ — рыночная или нормативная стоимость земельного участка, занимаемого предприятием или стоимость права аренды этого участка.

Наиболее развернутая формула для определения $O_{\text{сп}}$ нормативно-доходным методом приведена в работе [9]. Произведение двух первых членов формулы (1) определяет нормативную доходопроизводительность предприятия ($Д_{\text{нп}}$). Методы определения показателей $N_{\text{нп}}$, $Д_{\text{нп}}$ и $Д_{\text{н-ч}}$ представлены в работах [10, 11]. Значение $Д_{\text{н-ч}}$ позволяет отнести $O_{\text{сп}}$ к ее рыночному значению. При отсутствии статистики по рыночным ценам земельных участков, аналогичных участку рассматриваемого предприятия, определяют директивную стоимость этого участка. Ожидается, что она будет составлять 2,5 % от кадастровой стоимости земли в целом по стране и 10 % для таких городов, как Москва и Санкт-Петербург.

Уже сегодня следует задуматься о том, что делать, когда наступит время первой продажи предприятий, выкупивших у государства свои земельные участки по директивной сверхнизкой стоимости. При продаже предприятий с земельными участками, приобретенными таким образом, они будут оцениваться как минимум по полной кадастровой цене или по их текущей рыночной стоимости, если ее можно будет определить. Если оставить все без изменений, то владельцы этих предприятий, почти даром получившие землю, станут владельцами земельных участков, цена которых будет равна уточненной разнице между ценой первой продажи и директивной ценой выкупленного у государства земельного участка. В результате появится еще один слой мини-олигархов, разбогатевших за счет государства и его налогоплательщиков, т. е. за счет бывшей общенародной собственности. При последующих перепродажах предприятий такие перекосы уже исключены.

Чтобы не допустить этого, должен быть разработан и принят специальный закон, согласно которому разница в стоимости земельного участка предприятия, продаваемого в первый раз, и директива ценой приобретения его у государства, должна изыматься у продавца и направляться в бюджет государства.

В формуле (1) наиболее полно учитываются все структурные элементы рыночной стоимости предприятия и факторы, влияющие на ее величину. Ясно просматриваются производственная, экономическая, финансовая и социальная характеристики оцениваемого предприятия, как имущественно-земельного комплекса со всеми поправками, вносимыми его интегральным (совокупным) износом, финансовыми обязательствами, фактическими организационно-техническим и финасово-экономическим состояниями. Влияние на значение $O_{сп}$ материальных и нематериальных активов учитывается через показатель $Д_{н\text{-}ч}$. Если он отражает удельную прибыль предприятия без вычета налогов и процентов, то разница между фактической (рыночной) прибылью и нормой прибыли для рассматриваемого предприятия характеризует ту часть стоимости предприятия, которая получается путем капитализации его учитываемых в бухгалтерской отчетности и латентных нематериальных активов.

Капитализация нормативного (не фактического) капитализируемого дохода предприятия позволяет исключить влияние на $O_{сп}$ существующего на момент проведения оценочных работ уровня профессиональности управленческой команды, что повышает объективность оценки $O_{сп}$. Показатель физического износа предприятия определяется по формуле

$$И_{ф} = A_{пн} - A_{ин}/A_{по},$$

где $A_{пн}$ — амортизационные средства, начисленные на момент проведения оценочных работ; $A_{ин}$ — амортизационные отчисления, к моменту оценочных работ, использованные по прямому назначению; $A_{по}$ — общая сумма амортизационных отчислений предприятия, ожидаемая за весь срок его службы.

Методы определения морального износа предприятий рассмотрены в работе [12], а экономического износа — в статье [13].

Экономический износ предприятия может быть нефункциональным, частично функциональным и полностью функциональным в зависимости от того, какого типа его структурные рабочие места (СРМ) оказались утраченными. Если были утрачены только некоторые универсальные СРМ, большая часть которых еще осталась, то имеет место нефункциональный экономический износ предприятия. При утрате отдельных универсальных и специализированных СРМ имеет место частично функциональный износ, а при закрытии только специализированных СРМ — полностью функциональный экономический износ предприятия, особенно в том случае, если утраченные СРМ последнего типа были в единственном числе. Нередко в случае возникновения полностью функционального экономического износа предприятия связанные с ним потери продуктивности приходится компенсировать, выполняя выпавшие виды работ и изготовляя выпавшие номенклатуры деталей на стороне по договорным расценкам.

При необходимости аналогичная градация по функциональности может быть произведена для эксплуатационного и организационного износов предприятия.

Нормативно-доходный метод определения $O_{сп}$ может применяться на любой стадии жизненного цикла предприятия: проект; строительство; освоение производственных мощностей; производственная, торговая и сервисная зрелость; завершающий этап жизненного цикла; перепрофилирование; ликвидация. При этом $O_{сп}$ никогда, ни при каких обстоятельствах не может иметь нулевое значение. Минимальная рыночная стоимость предприятия не может быть меньше разницы между стоимостью его земельного участка и затратами на ликвидацию производственной структуры, т. е. слом зданий, списание и утилизацию машин, оборудования, организационно-технической и технологической оснастки в стадии, когда сносимое предприятие становится обременением занимаемого им земельного участка.

Самым слабым местом в нормативно-доходном методе, так же как и для других методов определений $O_{сп}$, является установление обоснованной ставки капитализации капитализируемого дохода предприятия и обратного ей параметра — стоимостного мультипликатора этого дохода. В настоящее время ставку капитализации и соответствующий ей мультипликатор для каждого конкретного предприятия определяют как методом экспертных оценок, так и путем специального структурного анализа цен состоявшихся торговых сделок по продаже/покупке предприятий на рынке. В США объявляемую рыночную стоимость некоторых предприятий определяют путем приравнивания ее к десятимесячному объему фактических продаж его продукции, работ и/или услуг. В этих случаях стоимостной мультипликатор капитализируемого общего объема

продаж предприятий оказывается равным 0,833. Если предположить, что рентабельность продукции рассматриваемых предприятий составляет в среднем 10 %, то мультипликатор прибыли будет равен 8,33 при ставке капитализации 0,12.

В нашей стране ставку капитализации капитализируемой прибыли предприятия до вычета налогов и соответствующих процентов, как правило, принимают равной 0,3. В перспективе ожидается ее снижение до 0,25. Если полученная капитализируемая прибыль составляет 30 % от общего объема продаж, то при ставке капитализации 0,3 рыночная стоимость оцениваемого предприятия в России оказывается эквивалентной годовому общему объему его продаж. При 40 %-й доле прибыли в получаемой предприятием выручке оценка его стоимости для такой же ставки капитализации будет приравниваться к объему его общей выручки за 9 месяцев работы предприятия, а при 20 %-й доле прибыли — выручке за 1,5 года его работы. Таким образом, в России и за рубежом укрупненные оценки стоимости предприятий можно считать концептуально сопоставимыми при условии, что эти оценки не включают в себя стоимости земельных участков, занимаемых предприятиями.

В редких случаях нормативно-доходный метод может давать заниженные результаты, например, если стоимости производственной недвижимости и движимости предприятия не соответствуют его возможностям, т. е. когда фактические значения удельных капитальных вложений в строительство этих объектов по тем или иным причинам значительно (а то и в несколько раз) превышают действующие для таких предприятий нормы удельных капитальных вложений: когда для сооружения предприятия используют самые качественные и дорогие строительные материалы; предусмотрены дорогое санитарно-техническое оборудование, современные отопительные и вентиляционные системы, кондиционеры; имеются архитектурные излишества, спортивные сооружения, сауны, бассейны и т. д. Естественно, что между доходами предприятия и балансовой стоимостью его имущества нет пропорциональной связи. Поэтому в данном случае оценка стоимости предприятия должна производиться не только нормативно-доходным, но и в некоторых случаях затратным методом, а за окончательную оценку следует принимать наибольшую из них.

Связь между фактическим ($Д_{пф}$) и нормативным номинальным доходом предприятия ($Д_{пн}$) выражается соотношением

$$Д_{пф} = K_{эи} Д_{пн},$$

где $K_{эи} = 1 - И_{экс}$ — коэффициент, учитывающий эксплуатационный износ предприятия или достигнутый уровень его экономического развития ($И_{экс}$ — показатель эксплуатационного износа предприятия, характеризующий фактический уровень недоиспользования его производственного потенциала, т. е. уровень экономической недоразвитости предприятия). Беда в том, что сегодня никто не знает величину коэффициента $K_{эи}$, так как никто не утруждает себя определением значения показателя $Д_{пн}$, несмотря на то, что методы решения такой задачи разработаны и не представляют большой сложности. Видимо, понадобится еще немало времени для понимания целесообразности использования показателей $Д_{пн}$ и $K_{эи}$ при определении реальной стоимости предприятий.

В тех случаях, когда оценку предприятия определяют методом прямой капитализации его фактического капитализируемого дохода $Д_{пф}$ или других структурных элементов этого дохода, неправомерно приравнивают значение коэффициента $K_{эи}$ к коэффициентам, учитывающим совокупный износ предприятия, инфляцию, финансовые обязательства и объем затрат, необходимых для восстановления необоснованно ликвидированных структурных и персональных рабочих мест оцениваемого хозяйственного объекта. Значение коэффициента $K_{эи}$ и учет влияния других факторов при оценке предприятия существенно влияют на полученный результат, например в случаях, когда производственные и производительные возможности оцениваемого предприятия используются на 10 ÷ 15 %, а другие факторы влияния изменяют номинальную оценку стоимости предприятия не более чем на 30 ≅:– 40 %.

Связь между фактом и нормой капитализируемого дохода предприятия лишний раз подтверждает эффективность нормативно-доходного метода определения стоимости предприятий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Оценка** урбанизированных земель / Под ред. В. А. Прорвича. М.: Экономика, 2004. 776 с.
2. **Атлас** оценки земель Подольска / Под ред. В. А. Прорвича. М.: Экономика, 2004. 556 с.
3. **Антонов В. П.** Оценка стоимости земельных участков. Владимир: Русская оценка, 2006. 192 с.
4. **Государственная** кадастровая оценка сельскохозяйственных угодий Российской Федерации / Под ред. А. З. Родина. С. И. Носова. М.: Институт оценки природных ресурсов, 2001. 152 с.
5. **Государственная** кадастровая оценка земель лесного фонда Российской Федерации. Практическое пособие. М.: Институт оценки природных ресурсов, 2003. 306 с.
6. **Орлова Е. Р.** Оценка инвестиций. М: Международная академия оценки и консалтинга, 2005. 385 с.
7. **Грибовский С. В.** Методы капитализации доходов. СПб: 1997. 172 с.
8. **Ревуцкий Л. Д.** Нормативно-доходный метод определения рыночной стоимости и рыночной цены предприятия (бизнеса) // Аудит и финансовый анализ. 2005. № 4. С. 239—261.
9. **Ревуцкий Л. Д.** Учет финансовых обязательств и организационно-технического состояния предприятия при определении его рыночной стоимости и цены прекращения торга // Вопросы оценки. 2005. № 2. С. 46—50.
10. **Ревуцкий Л. Д.** Потенциал и стоимость предприятия. М.: Перспектива, 1997. 128 с.
11. **Ревуцкий Л. Д.** Производственная мощность, продуктивность и экономическая активность предприятия. Оценка, управленческий учет и контроль. М.: Перспектива, 2002. 240 с.
12. **Колегаев Р. Н.** Определение наивыгоднейших сроков службы машин. М.: Экономика, 1993. 227 с.
13. **Ревуцкий Л. Д.** Экономический износ предприятия и методы его определения // Имущественные отношения в Российской Федерации. 2006. № 3. С. 90—93.

УДК 681.5.08:532.13:532.57

В. П. КАРГАПОЛЬЦЕВ, А. В. КОСОЛАПОВ, А. А. СИДЕНКО
(ООО "ОКБ "Гидродинамика", г. Киров)

Поверочные установки с изменяемой вязкостью рабочей жидкости

При разработке приборов для измерения расхода и объема жидкостей, предназначенных для эксплуатации, например в авиационной промышленности, возникает необходимость испытания рабочей жидкости, отличной от воды, с техническими характеристиками, максимально близкими к техническим характеристикам жидкости, объем и расход которой измеряются этими приборами. Нередко требуется измерять расход и объем вязких жидкостей. Такие приборы (счетчики и расходомеры) проверяют, как правило, с помощью воды. Конечно, имея под рукой таблицы для пересчета или соответствующие эмпирические зависимости, можно получить приближенные результаты, но, во-первых, такие данные надо иметь, а, во-вторых, погрешность может оказаться слишком высокой, вследствие большого числа не учитываемых факторов. Получение реальных значений для жидкостей с различной вязкостью возможно только при моделировании технических характеристик рабочих жидкостей и натурных испытаниях средств измерения. Таким образом, возникает необходимость изготовления испытательного и поверочного оборудования, позволяющего проводить весь комплекс работ в условиях, максимально приближенных к эксплуатационным.

Поверочный комплекс должен учитывать диапазон измеряемых параметров. При решении задач такого рода, как правило, диапазоны кинематической вязкости составляют: $(1{,}5 \div 50)10^{-6}$ м/с (1,5 ÷ 50 сСт), а расхода — 0,01 ÷ 50 $м^3$/ч. При этом достаточно того, чтобы допустимое отклонение вязкости поверочной жидкости не превышало ±4 %, а относительная погрешность этого параметра — ± 2 %. Прочие технические характеристики поверочного комплекса для данного типа оборудования стандартные: относительная погрешность при измерении объема (массы) методом взвешивания не более ±0,05 %; относительная погрешность при измерении объема методом сравнения не более ±0,25 %; давление на входе измерительного стола в диапазоне воспроизводимых расходов не менее 0,63 МПа; нестабильность воспроизведения расхода в процессе поверки не более ±2 %.

Естественно, что основным вопросом является выбор поверочной жидкости, от которого во многом зависит схема работы и конструкция поверочного комплекса, используемое оборудование, удобство и безопасность работы, наличие или отсутствие негативных факторов. Поверочная жидкость должна по кинематической вязкости, электрической проводимости, плотности и другим параметрам как можно больше соответствовать рабочей жидкости, кроме того, быть безопасной, т. е. соответствовать четвертому классу опасности по ГОСТ 12.1.007—76, должна быть удобной в хранении и эксплуатации.

Оптимальной в качестве поверочной жидкости считается использование водно-масляной смеси с добавлением различного вида реагентов, улучшающих ее свойства. К таким жидкостям относятся эмульсии, стабилизируемые от расслаивания поверхностно-активными веществами, в которые добавляют присадки, улучшающие их эксплуатационные свойства. Но этот способ имеет ряд недостатков. Процесс приготовления подобных жидкостей связан с необходимостью интенсивного перемешивания ее компонентов для того, чтобы получить однородную смесь со сроком жизни, превышающим хотя бы несколько десятков минут. Кроме того, полученная жидкость имеет определенную кинематическую вязкость. Изменение же этого показателя связано с технологическими сложностями, а порой и совсем невозможно. Для проведения испытаний в полном объеме требуется приготовление нескольких смесей с различными техническими характеристиками.

Существует другой способ получения поверочной жидкости, не имеющий таких недостатков. Он основан на том, что вязкость большинства ньютоновских жидкостей экспоненциально зависит от температуры, т. е. можно изменять свойства жидкости, не меняя ее состава. Но этот способ имеет ограничения, обусловленные предельно допустимой температурой используемой поверочной жидкости.

Специалистами ООО "ОКБ "Гидродинамика" был предложен синтезированный способ обеспечения требуемой вязкости жидкости. Вместо водно-масляной эмульсии предложено использовать раствор, который

не расслаивается со временем на составляющие. Кроме того, имеется возможность корректировки вязкости этого раствора путем изменения его температуры.

Исследованиями было установлено, что для получения заданного диапазона вязкости [$(1,5 \div 50)10^{-6}$ м^2/с] достаточно иметь пять растворов разной концентрации и возможность изменять их температуры в пределах 30 °С, т. е. кинематическую вязкость, задаваемую концентрацией компонентов раствора, используют как константу, а изменяя температуру, получают необходимый диапазон значений этого параметра.

Жидкость с требуемым диапазоном вязкости получают следующим образом. Рабочая емкость поверочной установки автоматически заполняется поверочной жидкостью определенного состава в зависимости от поставленных задач, которая доводится до требуемой кинематической вязкости путем изменения ее температуры в соответствии с алгоритмами, полученными экспериментальным путем. Достоинствами такого способа являются полная автоматизация процесса замены поверочной жидкости и значительное сокращение времени подготовки стенда к работе, которое не должно превышать 1 ч. В процессе работы показатели поверочной жидкости (вязкость, температура, плотность и др.) поддерживаются в автоматическом режиме с заданной погрешностью.

Другая задача, решаемая разработчиками поверочного комплекса, связана со свойством вязкой жидкости образовывать пену при выделении содержащегося в ней воздуха. Необходимо предусматривать меры, препятствующие пенообразованию. Это касается не только насосов, но и всего используемого оборудования, включая каналы. Насосы, которые применяют в поверочной установке, не должны при перекачивании вязкой жидкости вызывать в ней кавитационные процессы и вихреобразование. Трубопроводы и другие гидравлические элементы также должны препятствовать вихреобразованию, не должны иметь острых кромок, вызывающих срыв потока, возмущающих поток элементов и зон критического падения давления. При необходимости с этой же целью используют антипенные присадки, которые понижают поверхностное натяжение жидкости, что способствует разрыву газовых пузырей на поверхности раздела сред и гашению образовавшейся пены.

Для быстрого восстановления работоспособности в поверочной установке предусматривается возможность полного слива жидкости из рабочей емкости для ее промывки. Это повышает производительность установки и ее ресурс, а следовательно, снижает эксплуатационные затраты. К сожалению нельзя полностью исключить поглощение влаги и газов из окружающей среды и предотвратить старение поверочной жидкости, поэтому ее технические характеристики со временем незначительно, но меняются. Для их корректировки применяют те же способы, которые используют зависимости, связывающие концентрацию компонентов раствора, их кинематическую вязкость и температуру. Данная корректировка так же может быть автоматизирована при соответствующем программном обеспечении.

Выставка "Упаковка–Упакиталия 2008"

ЭКСПОЦЕНТР

С 29 января по 1 февраля 2008 г. на территории ЦВК "Экспоцентр" проходила международная выставка под таким названием. В выставке приняли участие производители и поставщики упаковочного оборудования, всего 360 экспонентов. Приведем краткое описание некоторых экспонатов и предложений.

Савеловский машиностроительный завод (г. Кимры Тверской области) демонстрировал свои разработки:

одноцилиндровую универсальную установку мод. УИТ-85М для определения октанового числа бензина и его компонентов по моторному и исследовательскому методам. Методы заключаются в сравнении испытуемого образца топлива с эталоном. Эти методы различаются условиями проведения испытаний (разные частоты вращения двигателя, углы опережения зажигания, температура воздуха и топливно-воздушной смеси). Для измерения интенсивности детонации при определении октанового числа использован электронный детанометр с магнитострикционным датчиком и указателем детонации. Гарантийный ресурс установки 2000 моточасов. Питающее напряжение 380 В, суммарная мощность 11 кВт. Габаритные размеры установки 1500 × 1700 × 1500 мм, масса 1,15 т.

одноцилиндровую установку мод. ПЗВ-93 для определения моющих свойств смазочных масел с присадками путем испытания масла на двигателе и последующей оценки лакообразования на боковой поверхности поршня по цветной эталонной шкале, составленной из смеси эталонов с различной степенью покрытия лаковыми отложениями. Установка состоит из одноцилиндрового двигателя с приводом от электродвигателя, пульта управления, комплекта агрегатов и специальной измерительной аппаратуры для поддержания технологических параметров. Температура масла в картере 125 °С. Питающее напряжение: силовой цепи — 380 В; цепи управления — 220 В. Температура при работе двигателя поддерживается в автоматическом режиме. Максимальная мощность установки 3,5 кВт. Ее габаритные размеры 600 × 500 × 1400 мм, масса 170 кг;

специальные кусачки мод. КС 2080М для перекусывания арматурной стали и прутков, гаек и болтовых соединений при демонтаже и ремонте любого оборудования. Рабочее давление кусачек 80 МПа. Диаметр: перекусываемого прутка из арматурной стали — 30 мм; гайки — до 30 мм. Габаритные размеры кусачек 785 × 200 × 200 мм, масса 10,5 кг;

универсальный резак мод. РУ 2080М для перекусывания и резки стальных прутков диаметром до 25 мм и труб диаметром до 100 мм, а также уголков, тросов и других профилей. Габаритные размеры резака 400 × 177 × 300 мм. Масса готового к работе резака 15,7 кг;

специальный малогабаритный пресс мод. МПС-300 для испытания на прочность сварных стыков методом статического изгиба образца до его разрушения с автоматической регистрацией величин разрушающего усилия и деформации. Максимальное рабочее усилие 3000 кН, давление 80 МПа. Размеры рабочего пространства со стороны загрузки образца 164 × 190 × 210 мм. Длина испытуемого образца 1300 мм. Габаритные размеры пресса 2000 × 560 × 1585 мм, масса 1,58 т;

специальный токарный станок мод. СТ-380/800 для обработки опорных поверхностей пружин, устанавливаемых в специальном приспособлении с базированием в центровых отверстиях передней и задней бабок. Наибольший диаметр устанавливаемых пружин 380 мм, их длина до 800 мм. Наибольшее перемещение суппорта станка: продольное — 500 мм, поперечное — 200 мм, частота вращения шпинделя 90 ÷ 150 мин$^{-1}$, он имеет четыре скорости. Поперечные подачи: рабочая 14 ÷ 40 мм/мин, быстрый ход 2000 мм/мин. Наибольшие перемещения: платформы задней бабки — 1250 мм и пиноли — 200 мм при скоростях платформы 6000 мм/мин и пиноли 2000 мм/мин. Мощность электродвигателя главного привода станка 18,5 кВт. Габаритные размеры станка 4800 × 1760 × 1900 мм, масса 5,6 т.

Фирма "Полимер проект" (Москва) предложила потребителям *пакетоделательную машину мод. HPR-26E* для производства фасовочных пакетов в рулонах с бесшпулевой намоткой. Машина укомплектована итальянским фотосенсором, датчиком обрыва пленки производства Германии, главный двигатель оснащен японским инвертором. Максимальные: ширина пакета — 280 мм, его длина — 520 мм. Производительность машины до 120 пакетов/мин, потребляемая мощность 2,25 кВт.

ООО "Конаковский завод механизированного инструмента" (г. Конаково Тверской области) предложил потребителям различный инструмент:

радиальную пневматическую ручную машину мод. ИП-2018 для зачистки сварных швов, стального и чугунного литья и металлоконструкций. Диаметр абразивного круга 100 мм, его рабочая скорость 40 м/с. Номинальная мощность машины 0,8 кВт. Частота вращения рабочего шпинделя на холостом ходу 7600 мин$^{-1}$. Габаритные размеры машины 454 × 117 × 95 мм, масса 3 кг:

ручной пневматический ударный реверсивный гайковерт мод. ИП-3115 для завинчивания и отвинчивания резьбовых деталей при монтажных работах в машиностроении. Максимальный момент затяжки 4000 Н · м, давление сжатого воздуха 0,63 МПа, его расход 1,4 м^3/мин. Габаритные размеры гайковерта 340 × 160 × 295 мм, масса 13 кг.

ручной пневматический лом мод. ИП 4608 для ударного разрушения каменных и бетонных сооружений, полускальных пород, мерзлых и твердых грунтов в вертикальном и горизонтальном положениях. Энергия удара лома 63 Дж, давление сжатого воздуха 0,49 МПа, сила нажатия 200 Н. Работает лом с частотой 15 ударов/с при расходе воздуха 1,5 м^3/мин. Длина лома без рабочего инструмента 650 мм, его масса без рабочего инструмента 10,5 кг.

Научно-производственная фирма "Интеграл+" (г. Казань) показала на выставке различное упаковочное оборудование.

Малогабаритное настольное термоупаковочное устройство мод. ИТУ-01, позволяющее упаковывать различные изделия в растягивающиеся пленки "Стрейтч". Производительность устройства до 10 упаковок/мин. Потребляемая мощность 130 Вт, питающее напряжение 220 В, масса 15 кг. Габаритные размеры установки 460 × 530 × 105 мм.

Устройство термоусадки мод. УТ-1000 для групповой упаковки в термоусадочную пленку набора изделий. Устройство состоит из термотоннеля, приемного стола с блоком охлаждения. Производительность устройства до 600 упаковок/ч. Устройство упаковывает изделия шириной 940 мм и высотой 250 мм. Диапазон рабочих температур 100 ÷ 210 °С. Скорость конвейера установки 2,3 м/мин. Упаковочный материал — полиэтилен толщиной до 110 мкм. Мощность устройства 17 кВт, питающее напряжение 380 В. Габаритные размеры устройства 3600 × 1340 × 1430 мм, масса 350 кг.

Фасовочно-упаковочный автомат мод. "ИНПАК-2" со шнековым модулем дозирования для упаковки трудносыпучих и пылящих продуктов. Производительность автомата до 50 упаковок/мин, дозируемая масса 50 ÷ 2000 г. Размеры пакета: ширина 83 ÷ 185 мм, длина 50 ÷ 270 мм. Толщина упаковочной пленки 30 ÷ 100 мкм. Питающее напряжение автомата 220 В, мощность 2 кВт, питающее напряжение шнекового дозатора 380 В. Габаритные размеры автомата 1200 × 1400 × 230 мм, масса без дозатора 110 кг. Уровень шума при работе 65 дБ.

Сварочное устройство мод. ИС-600 для ручной сварки полимерной пленки толщиной 30 ÷ 200 мкм с продукцией промышленных предприятий. Импульсный нагреватель длиной 600 мм, расположенный на губках щипцов, обеспечивает качественную сварку пакетов разных размеров. Время сварки не более 5 с. Мощность устройства 500 Вт, питающее напряжение 220 В. Оптимальная длительность сварки устанавливается вручную и контролируется по индикатору.

Итальянская компания OMAG предложила потребителям различное упаковочное оборудование.

Автомат импульсного действия мод. OMAG CS, использующий рулонный термосвариваемый упаковочный материал, разрезаемый на полосы в соответствии с числом дорожек — четыре, далее формируются рукава. Сварка производится с загибом сварного шва, затем сваривается нижний шов и осуществляются дозирование и выгрузка продукта. Далее происходит верхняя горизонтальная сварка и отрезание готового стыка, после чего он попадает на конвейер. Отрезной нож для готовых упаковок смонтирован в отдельной группе. Длина упаковки до 160 мм. Производительность автомата

до 60 упаковок/мин. Питающее напряжение автомата 380 В, потребляемая мощность до 12 кВт. Уровень шума во время работы 78 дБ. Габаритные размеры автомата 1700 × 2000 × 3500 мм, масса 1,9 т. Упаковочный материал — любой термосвариваемый, пригодный для работы на автоматах импульсного действия.

Упаковочный автомат мод. CS/8, имеющий восемь дорожек для расфасовки легкосыпучих продуктов в пакеты типа "Пирамида". Автомат оснащен шнековым элеватором для автоматической загрузки продукта в бункер упаковочного автомата.

Компания "Купеческий двор" (г. Ростов-на-Дону) демонстрировала на выставке дробилки для переработки отходов упаковочного материала:

среднескоростную дробилку мод. HGM-200-270 для переработки всех видов пластмасс (различные отходы упаковочной отрасли). Размеры загрузочного окна 200 × 270 мм. Мощность двигателя 4 кВт. Число подвижных ножей — три; стационарных — два. Частота их вращения 328 мин$^{-1}$. Допустимая температура окружающей среды при работе дробилки −5...+35 °С. Ее габаритные размеры 850 × 700 × 1420 мм, масса 230 кг;

установку мод. Н981-В для прессования оболочки без изменения химического состава. Мощность установки 5,5 кВт. Производительность переработки 100 ÷ ÷ 150 кг/ч. Питающее напряжение установки 380 В. Ее габаритные размеры 1050 × 630 × 185 мм, масса 420 кг.

ООО "Полимерные технологии" (г. Ростов-на-Дону) демонстрировало *высокоскоростную автоматическую линию мод. SHVS900* для производства полиэтиленовых пакетов типа "Майка". Машина включает: блок размотки с инверторным двигателем; систему контроля натяжения пленки; гидравлическую систему пробивки отверстий; подающее пневматическое устройство; фотодатчик. Число технологических ручьев — два. Ширина изготовляемых пакетов до 420 мм, длина до 700 мм. Производительность линии до 280 пакетов/мин при толщине пленки 0,015 ÷ 0,045 мм. Мощность технологической линии 10 кВт. Ее габаритные размеры 6800 × 1600 × 200 мм.

Компания ROBINO & GALANDRINO (Италия) предложила на российский рынок различное упаковочное оборудование.

Универсальный укупорочный моноблок-автомат мод. Fenix для распределения и укупорки всех видов капсул, состоящий из магазина капсул с системой их подачи в распределитель. Станина автомата покрыта коррозионно-стойкой сталью. Его производительность 2000 ÷ ÷ 5500 капсул/ч в зависимости от их типа. Расход воздуха при работе автомата 2,5 л/с.

Укупорочный моноблок мод. Astra-218 для распределения и обжима стеклотары. Туррель обжима укомплектована головками нового поколения. Моноблок работает в автоматическом режиме и управляется ПК. Он оснащен системой безопасности по норме ЕЭС. Расход воздуха при его работе 6 л/с, мощность двигателей моноблока 5,3 кВт.

Фирма GRUPPO CERUTTI (Италия) демонстрировала на выставке *восьмикрасочную бесшестеренную машину мод. Chronos* с центральным печатным цилиндром. Жесткая конструкция печатной секции, по словам разработчиков, гарантирует высокое качество печати на максимальной скорости — до 350 м/мин при ширине печати до 1270 мм и шаге печати до 800 мм на различных материалах, а благодаря эффективной системе сушки можно использовать краски на водной основе. В базовую комплектацию машины входят: разметчик и намотчик турельного типа для автоматической склейки (диаметр рулона 1000 мм); легко снимающиеся ракельные камеры; устройство выравнивания кромки полотна перед печатью и его намоткой; красочная система с новым расположением шлангов для удобного соединения с системой автоматической мойки и Speedy clean. Компактная конфигурация машины позволяет более рационально использовать различные подсоединяемые аксессуары или размещать машину в ограниченном пространстве. Управление печатью осуществляется системой ЧПУ мод. FNC-3000, позволяющей вводить и сохранять все параметры печати и загружать из памяти данные для повторяющихся тиражей. Система FNC-3000 и система для автоматической смены рулонов оснащены пультами управления с экранами, смонтированными на всех секциях машины.

В рамках выставки прошли семинары и круглые столы: семинар "Технологии печати и конвертинга — лучшее под маркой "Made in Italy"; "Инновационные упаковочные технологии"; круглый стол "Обмен опытом по взаимодействию ВУЗов с производителями упаковочных машин".

А. Н. Иванов чл.-корр. АПК

Обозрение зарубежных изданий

American Machinist. 2007. V. 147. Nr. 7

Новости промышленности, с. 10, 12, ил 2

Фирма Delcam предлагает три новых версии программного обеспечения (ПО) системы CAD для непосредственной обработки сложных деталей по модели без необходимости выполнения чертежа или изменения геометрических параметров. В качестве примера использования ПО приводится обработка по пяти осям лопастей крыльчатки концевой фрезой PowerMill, которая осуществляется всего за 30 мин вместо затрачиваемых ранее нескольких часов. Контроль оси инструмента позволяет пользователю устанавливать требуемый главный угол в плане (наклон инструмента вперед или назад), боковой наклон инструмента и другие параметры позиционирования инструмента.

Описан специальный шлифовальный станок FGC 2, который фирма Bridgeport предлагает в качестве альтернативы крупному дорогому шлифовальному станку для

обработки лопаток и крыльчаток в аэрокосмической промышленности. Обработка осуществляется обычными шлифовальными кругами из окиси алюминия по технологии фрезерования методом "ползучей подачи". Вертикальный шпиндель станка вращается с частотой 8000 мин$^{-1}$. Станок имеет автоматическое устройство для смены инструментов, включая 12 шлифовальных кругов диаметром до 254 и фрезы диаметром до 74 мм и длиной до 300 мм.

Benes J. Режущие инструменты, с. 16, 18, ил. 4.

Описаны твердосплавные режущие пластины YB 100 с покрытием TiCN, наносимым методом CVD, фирмы Sumitomo Electric Carbide для точения и растачивания при черновой обработке чугуна и чистовой обработке сталей, включая коррозионно-стойкую сталь; прорезные режущие пластины из микрозернистого твердого сплава AK-40 Rouse-Arno VHM шириной от 2 до 4 мм фирмы H. B. Rouse & Co. для прорезания торцевых канавок любого диаметра свыше 12 мм и глубиной до 40 мм. Они предназначены для обработки алюминия, латуни, меди, пластиков и жаропрочных сплавов.

Охлаждающая жидкость, с. 18, мл. 1.

Фирма Oak International предлагает охлаждающую жидкость Oak Signature в качестве безопасной и более дешевой альтернативы чистым режущим маслам и шлифовальным СОЖ. По данным фирмы, новая СОЖ обладает высокими смазывающими, охлаждающими и антикоррозионными свойствами, а также высокой стабильностью, не оказывает вредного влияния на кожу оператора.

Haftl L. Защита файлов системы CAD, с. 42—45, ил. 1.

Интеллектуальная собственность представляет собой один из наиболее значимых ресурсов любого бизнеса. Утечка сведений о конструкторских решениях и технологических процессах, коммерческой информации, данных исследований, а также утеря файлов системы CAD могут нанести непоправимый ущерб. По данным департамента торговли США стоимость похищенной интеллектуальной собственности составляет более 250 млрд в год. Фирмы, допускающие кражу своей интеллектуальной собственности, теряют рынок сбыта и несут большие экономические потери. Исследования этой проблемы, выполненные фирмой Ibas, показали, что 69,6 % профессионалов бизнеса похищают в какой-либо форме корпоративную интеллектуальную собственность работодателя при перемене места работы. Наиболее распространенным способом хищения является отправка копий документов и файлов по электронной почте.

Bates Ch. Программное обеспечение, с. 46, ил. 1.

Описывается программное обеспечение ALS CoCreate, позволяющее легко реализовывать идеи относительно конструкции детали или узла без необходимости разработки определенного плана моделирования. ПО позволяет вводить опции и быстро изменять конструкцию, а также отказываться от нерациональных решений. В автоматическом режиме создаются конструкторские документы и передаются плоские и трехмерные данные о конструкции в центр документации с возможностью доступа к этим данным заинтересованных организаций.

Новое оборудование, с. 54—57, ил. 12.

Описаны: вертикальный токарный центр YV-600A фирмы You Ji и крупный токарный центр ST-80CH фирмы Johnford; безрамный кольцевой линейный двигатель серии ULT с диаметром отверстия до 27 мм и толщиной от 8 до 20 мм; горизонтальный многоцелевой станок DMC 65 H duoBLOCK фирмы DMG America, работающий с поддонами размерами 500 × 500 мм; шлифовальный станок VG 110 фирмы Emag для обработки крупных партий высокопрецизионных мелких и очень мелких деталей, включая шлифование наружных и внутренних цилиндрических поверхностей и некруглых поверхностей, а также комбинацию точения и шлифования закаленных деталей; робот ARC Mate 100iC фирмы Fanuc Robotics America для сварочных работ по шести осям, оснащенный устройством iRVision; многоцелевой станок HPM 1350U фирмы Mikron для обработки по пяти осям; устройства LNS Hydrobar Sprint 552 и 565 с жесткой стальной станиной для подачи прутков в прутковые токарные автоматы, обеспечивающие обработку с высокой частотой вращения шпинделя при высокой стойкости режущего инструмента.

American Machinist. 2007. V. 147. Nr. 9.

Vernyi B. Реальные проблемы производства, с. 4.

США остаются крупнейшим производителем в мире, потеряв с 1984 г. лишь 1,1 % мирового рынка. Несомненно, производству США можно предъявлять много претензий, но оно не умерло, а, напротив, по многим параметрам даже не уменьшило своих объемов. Большую проблему представляют загрузка оборудования и потребность в рабочей силе, что связано с передачей заказов в другие страны, в частности в Китай. Но в последнее время десятки фирм забирают заказы из Китая ввиду низкого качества продукции и больших затрат на транспортировку. Похоже, что "китайский пузырь" готов лопнуть, а перспективы американского производства достаточно радужные.

Benes J. Режущие инструменты, с. 18, 20, ил. 3.

Фирма Seco Tools предлагает новые цельнотвердосплавные резьбовые фрезы Threadmaster с покрытием TiCN, обеспечивающие более высокое качество резьбы, чем метчики. Жесткий хвостовик большого диаметра обеспечивает обработку с большой подачей и незначительной вибрацией при длительной стойкости инструмента. Фрезы с хвостовиком диаметром 8 мм имеют внутренние каналы для подвода СОЖ в зону резания. Они прошли успешные испытания при нарезании резьбы в сплаве Inconel 718 твердостью 42 HRC.

Новые многогранные режущие пластины фирмы Walter USA предназначены для черновой (WPP01) и чистовой (WPP05) токарной обработки стали. Пластины изготовляются из твердосплавного субстрата и имеют покрытие из окиси алюминия, предохраняющее от пластической деформации и растрескивания.

Концевые фрезы ERW Millshred фирмы Iscar Metals с разделенными на участки и с непрерывными круглыми режущими кромками для обработки глубоких полостей. Пластины с разделенными режущими кромками имеют четыре плоскости резания, а круглые пластины — восемь. Фирма предлагает также режущие пластины OFMW 0706R10-FF с восьмью сегментными режущими кромками с большим радиусом для своих фрез Heliocto и Feedmill. Пластины эффективны при обработке с малой глубиной резания и большой подачей стола.

Freedenberg P. Налог на использование угля, с. 22.

Рассматриваются отрицательные с точки зрения промышленности аспекты налога на уголь, который, по

мнению его сторонников, призван не только уменьшить выбросы CO_2, но и стимулировать использование энергии солнца и ветра, геотермальной энергии и биотоплива. Но так как конкурентоспособность целого ряда отраслей машиностроения тесно связана с использованием относительно дешевого топлива, предлагается ряд практических шагов по уменьшению отрицательных последствий введения такого налога.

Новое оборудование, с. 50—53, ил. 8.

Представлено новое оборудование: фирмой Colchester-Harrison — токарный станок Tornado для обработки по двум осям, токарно-фрезерные центры T8MS и T8MSY для обработки по нескольким осям, токарный станок с плоской станиной Alpha 1800XS с ручным управлением и ЧПУ; фирмой Dunkley International — автоматическая система визуального контроля Cyprovision Mach 7 для сортировки болтов, шайб и винтов производительностью до 3000 деталей в минуту; фирмой MAG Cincinnati — универсальный многоцелевой станок U5-1500 для обработки по пяти сторонам крупных деталей в аэрокосмической и других отраслях промышленности; фирмой Metronics Inc. — компактная оптическая система Optoquick Set V25 для измерения бесконтактным методом диаметров до 94 мм с использованием оптико-электронной технологии; фирмой Micron-Agie Charmilles — многоцелевой станок HPM 1850U с перемещающимся столом для одновременной обработки по пяти осям деталей объемом до 1,5 м^3; фирмой Mitsubishi — установка MC для обработки лазером типа NX с резонаторами мощностью 4 и 6 кВт; фирмой Mori Seiki — станок NZ22000 T3Y3 для обработки по нескольким осям при массовом производстве.

Информация о фирмах, с. 54—62, 64—66, 68—70, 72, ил. 15.

Приведены сведения о следующих фирмах: Tirolit (шлифовальные, заточные и отрезные круги); Greenleaf Corp. (технология обработки резанием); Haas Automation (станки с ЧПУ); Harding Group (токарные, фрезерные, шлифовальные станки); Hydromat (горизонтальные и вертикальные шпиндельные головки); Iscar Metals (твердосплавные режущие инструменты); Mori Seiki (металлорежущие станки и оснастка); Sandvik Coromant (фрезы и многогранные режущие пластины); Seco Tools (инструменты для токарной обработки, сверления, фрезерования, нарезания резьбы), а также историческая справка, номенклатура продукции и местонахождение главных офисов и филиалов указанных фирм.

ASME. Journal Manufacturing Science and Engineering. 2007. V. 129. Nr. 1

Fan Y. Оценка влияния фазовых превращений в стали на механические свойства и формуемость при лазерной обработке, с. 110—116, ил. 12, табл. 1, библ. 19.

Изложены итоги моделирования МКЭ суммирования изменений от лазерного нагрева и фазовых превращений в стали AISI 1010 с учетом объемной доли каждой фазы в структуре материала. Экспериментальные данные подтвердили пригодность обобщенной модели для прогнозирования изменений структуры и деформаций при лазерном формовании.

ASME. Journal Tribologia. 2007. V. 129. Nr. 1

Wentz J. E. et al. СОЖ с микрофильтрующими мембранами, с. 135—142, ил. 12, табл. 7, библ. 26.

Разработана полусинтетическая СОЖ сорта MWF, специально предназначенная для использования с микрофильтрующими мембранами из а-оксида алюминия. Изложен механизм, позволяющий избежать засорение мембран при использовании такой СОЖ. Приведены состав жидкости и результаты экспериментов с микрофильтрацией.

DIMA (Die Maschine). 2007. V. 61. Nr. 1

Очистители воздуха для электроэрозионных станков, с. 11, ил. 1.

При электроэрозионной обработке электропроводных материалов, например закаленных сталей, электролит выделяет вредные для здоровья и окружающей среды пары. Для их полной нейтрализации фирма Reven (Германия) выпускает специализированные очистители с двумя ступенями механической очистки и третьей ступенью с активированным углем для улавливания взвешенных частиц и паров.

Электроэрозионная обработка инструмента, с. 12, ил. 1.

Миниатюризация режущего и формующего инструмента требует повышения его точности. Для ее обеспечения фирма Mitsubishi Electric Europe выпускает прецизионный электроэрозионный станок PA 20 с проволочным электродом, обеспечивающий отклонения от заданного контура не более 2 мкм и шероховатость поверхности Ra = 0,1 мкм. Он отличается к тому же легким управлением и обслуживанием. Станок EA 12-V предназначен для получения глубоких полостей в заготовках из твердых сплавов, отличается высокой гибкостью и производительностью.

Высокоэффективная электроэрозионная обработка проволочным электродом, с. 13, 14, ил. 3.

Сообщается об обработке роторов из высококачественной стали диаметром до 350 и длиной до 560 мм на электроэроизонном станке мод. Robofil 640 фирмы Bosch Erodiertechnik (Германия). Возможна также филигранная обработка деталей тонкой проволокой и обработка крупных деталей в водяной ванне. Все процессы обработки характеризуются надежностью, высокой точностью, меньшей, чем обычно, длительностью цикла.

DIMA (Die Maschine). 2007. V. 61. Nr. 4

Новый обрабатывающий центр для пятикоординатной обработки, с. 52, 53, ил. 5.

Выпускаемый фирмой Maschinenfabrik Bertold Hermle AG центр C40 предназначен для пятисторонней одновременной обработки. Центр имеет: наплавочное устройство, которое оказывается весьма эффективным, например, при ремонте деталей литьевых форм; ограждение рабочего пространства листами из коррозионностойкой стали, по которым стекает вода; обогрев поворотного стола; полный звукоизолирующий кожух с большой дверцей для обслуживания. Перемещения по осям составляют 770, 770, 500 мм; размеры заготовок до 500 × 500 × 400 мм, масса до 600 кг.

DIMA (Die Maschine). 2007. V. 61. Nr. 5

Горизонтальные обрабатывающие центры серии MFZ, с. 32, ил. 2.

На выставке EMO-2007 был представлен трехшпиндельный центр MFZ 2-3 для обработки тяжелых литых деталей и легких сплавов. Центр, выпускаемый фирмой

Saalfelder Werkzeugmaschinen (Германия), имеет модульное исполнение с двумя или тремя шпинделями и выполнен с максимальным учетом индивидуальных требований заказчиков.

European Tool and Mould making. 2007. V. 9. Nr. 2 (март)

Универсальный шлифовальный станок с ЧПУ, с. 42, ил. 1.

Фирма Kellenberger выпускает универсальный шлифовальный станок мод. Kel-Viva, имеющий ЧПУ типа CNC, который предназначен для выполнения сложных работ при изготовлении инструментов и прецизионных компонентов на нецилиндрических профилях, эксцентриках, полигонах, эллиптических и криволинейных деталях. Движения выполняются без трения, т. е. исключается прерывистое скольжение (stick-slip). Без потерь в скорости позиционирование при обработке производится с приращениями 2,5 мкм.

Рекомендации по управлению и эффективному использованию электроэрозионных станков, с. 48, 49, ил. 4.

На электронные компоненты электроэрозионного станка неблагоприятно воздействует включение и выключение электропитания, что сопровождается скачками температуры. Приведены подробные рекомендации по эксплуатации электросистем, насосов, установок для охлаждения и очистки диэлектрической жидкости, электроники и других устройств станка.

Maschine und Werkzeug. 2007. V. 108. Nr. 1/2

Эффект модернизации, с. 16—18, ил. 6.

Фирма Kocks Manufacturing GmbH & Co. KG занимается производством деталей и запасных частей к прокатным станам для металлургической промышленности. Обрабатываемые материалы — чугун с шаровидным графитом и высококачественные стали. На протяжении ряда лет успешно использовались токарные станки типов GFG 450 и CU 1500 фирмы Index, которые исчерпали свои возможности. Однако удалось поднять их производительность за счет оснащения новой системой управления 2li-TB фирмы CE Fanuc Automation CNC Deutschland GmbH.

Уникальный шлифовальный станок с ЧПУ, с. 72, 73, ил. 4.

Фирма Hawema Werkzeugschleifmaschinen GmbH (Германия) выпустила станок Hawemat Prazisa Granit для пятикоординатной обработки, имеющий, по ее заявлению, повышенную точность благодаря многочисленным конструкторским решениям, в числе которых станина из гранита со встроенными в нее прецизионными направляющими с системой непосредственных измерений, непосредственный привод осей C и B от моментных двигателей, запатентованная кинематика, полностью цифровое управление MDLU 3 фирмы NUM и измерительный микроскоп.

Обрабатывающий центр для авиационной промышленности, с. 74.

Фирма Handtmann A-Punkt Automation GmbH (Германия) выпустила горизонтальный обрабатывающий центр с высокой производительностью резания и оптимальным отводом стружки. Он имеет стол с размерами 4000 × 2000 мм, шпиндель мощностью 100 кВт, компактную систему сменных спутников и полностью закрытое рабочее пространство.

Modern Machine Shop 2007. V. 79. Nr. 10 (март)

Вращательные приводные системы с большим крутящим моментом, с. 229, 230, ил. 1.

Описаны высокоскоростные системы с прямым приводом фирмы Hardinge, Inc. (США), в которых исключены коробки скоростей с зубчатым или червячным приводом, что способствует уменьшению люфта при высокой жесткости и двусторонней чувствительности. Повторяемость при позиционировании составляет 0,1''. Модели A2-5 и 16C предназначены для высокоточного резания или координатного шлифования с интерполяцией до пяти координатных осей при высоте центров 177,8 мм и усилии пневмозажима 2068 кг. Модели A2-4 и 5C предназначены для точного позиционирования деталей при сверлении, нарезании резьбы и высокоточном фрезеровании с высотой центров 101,6 мм.

Высокомоментный горизонтальный обрабатывающий центр, с. 235, 236.

Описан обрабатывающий центр мод. a81MHMC фирмы Makino (Япония), имеющий высокий крутящий момент на шпинделе для скоростного резания, включая растачивание отверстий большого диаметра и торцевое фрезерование вязких и твердых металлов. Отмечается использование мотор-шпинделя с крутящим моментом 1021 Н · м при частоте вращения от 0 до 392 мин$^{-1}$ и мощностью 37,5 кВт. Верхний предел частоты вращения шпинделя 5000 мин$^{-1}$.

Устройство для очистки СОЖ, с. 243, ил. 1.

Фирма Sanborn Technologies предлагает портативное на колесном ходу устройство Freddy TOS, представляющее собой цилиндрический резервуар с насосом и соответствующей аппаратурой. Устройство предназначено для сбора отработанной СОЖ с производительностью до 364 л/мин. Устройство встраивается в систему рециркуляции охлаждения. Другое устройство Ecovac 200 представляет собой отстойник с одновременным вакуумным отсосом твердых частиц со дна отстойника и возвращением отфильтрованной СОЖ в систему станка.

Modern Machine Shop. 2007. V. 79. Nr. 11 (апрель)

Использование плоскошлифовального станка с ЧПУ, с. 144—147, ил. 1.

Описан опыт работы на плоскошлифовальном станке ProGfind 1267 Easy фирмы Jones & Shipman (США), который обеспечивает высокопроизводительную обработку стержней диаметром от 50 до 711 мм для литейных форм. Используются ПО Easy Control и сенсорный экран корпорации GE Fanuc. Программирование осуществляется с помощью пиктограмм и меню по четырем управляемым координатам.

Г. С. ПОТАПОВА

По вопросам получения и перевода материалов из зарубежных журналов обращаться к Г. С. Потаповой по тел./факсу: (495) 611 21 37, e-mail: stankoinform@mail.ru, веб-сайт: www.stankoinform.ru

ОТ РЕДАКЦИИ

Редакцией получено первое извещение о проведении IV МИРОВОГО ТРИБОЛОГИЧЕСКОГО КОНГРЕССА с 6-го по 11-е сентября 2009 года в г. Киото, Япония. Ученым России предлагается принять в нем участие. Доклады POSTER и ORAL планируется провести по нижеперечисленным научным и техническим областям.

1. **Фундаментальная трибология**

Механические контакты / Трение / Износ

2. **Материалы и поверхностная инженерия**

Трибоматериалы / Покрытия / Поверхностная модификация

3. **Производство и механические компоненты**

Производственные процессы / Подшипники / Зубчатые колеса / Уплотнения

4. **Смазка и смазочные материалы**

Гидродинамическая смазка / Эластогидродинамическая смазка / Граничная смазка / Смазочные масла / Консистентная смазка / Твердые смазки / Присадки

5. **Микро-, Нано- и Молекулярная трибология**

Молекулярная трибология / Супермаслянистость / Молекулярное моделирование

6. **Трибосистемы**

Автомобили / Железнодорожный транспорт / Аэрокосмос / Твердые дисковые тормоза / Высококачественное машиностроение / Производственное оборудование / Техническое обслуживание / Биотрибология

Кроме того могут быть организованы следующие четыре симпозиума.

1. Эко-трибология
2. Крупномасштабное моделирование в области трибологии
3. Общечеловеческая трибология
4. Промышленная трибология, свойственная Азиатско-Тихоокеанскому региону.

По животрепещущим вопросам могут быть организованы минисимпозиумы, которые могут составить стержень технических программ Конгресса. Для организации таких минисимпозиумов рекомендуется присылать свои предложения.

Тезисы, приблизительно на 400 слов, должны быть переданы на вебсайт Конгресса WTC IV website < http://www.wtc2009.jp/ > до 5 декабря 2008 г. Авторам принятых статей будет предложено направить в адрес Конгресса расширенные тезисы на одну страницу, которая может быть включена в издание Конгресса.

Важные предварительные даты

До 5 декабря 2008 года — приём кратких тезисов

До 5 января 2009 года — извещение о приёме

До 3 апреля 2009 года − приём расширенных тезисов

Регистрационные взносы в японских йенах

Предварительная регистрация до 30 апреля 2009 года — 60.000

Нормальная регистрация — 70.000

Однодневная регистрация — 50.000

Студенческая регистрация — 35.000

Банкет — 10.000

Регистрационные взносы будут включать доступ ко всем презентациям и техническим выставкам, ко всем материалам, отпечатанным в пределах объема CD-ROM, приглашениям секретариата, ланч-семинарам и кратковременным видам отдыха, за исключением банкета.

Секретариат Конгресса: Тел.: +81-3-5216-5551; Факс: +81-3-5216-5552;
E-mail:congre@wtc2009.jp