ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

1

2008

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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

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

Адрес редакции:

129626, Москва, проспект Мира, д. 106, а/я 78.
Телефоны: (495) 687-63-37, (495) 682-77-11
E-mail: vestmash@mashin.ru
www.mashin.ru

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

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

Цена свободная

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

Орган информации

МИНИСТЕРСТВА ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ЭНЕРГЕТИКИ РФ

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Пини В. Е. — Трение в цилиндрических роликовых подшипниках . . . 3
Кондратенко Л. А., Хализов Д. О. — Продольные колебания при передаче механической энергии посредством деталей из неметаллических материалов . . . 6
Бирюков В. И., Ромахин С. С. — К расчету гидравлических характеристик форсунок с пористыми элементами . . . 10
Гринчар Н. Г. — Повышение точности результатов диагностирования гидросистем при использовании турбинных расходомеров . . . 14
Горин С. В., Макарова О. В. — К определению коэффициентов акустических четырехполюсников многослойных гофрированных оболочек . . . 17
Цыбулько А. Е., Романенко Е. А., Козлов П. Н. — Характеристика вида напряженного состояния конструкционных материалов . . . 19
Савкин А. Н. — Оценка долговечности материала при нерегулярном нагружении . . 20
Абрамова Н. Б. — Анализ технологий изготовления гильзовых кристаллизаторов . . 23
Мамити Г. И., Льянов М. С., Плиев С. Х., Гагкуев А. Е. — Ноу-хау расчета критических скоростей колесной машины с эластичными шинами . . . 25

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

Титов В. В. — Испытания конструкционных и смазочных материалов для узлов трения самолетов . . . 26

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Карпусь В. Е., Миненко Д. А. — Оптимизация обработки систем вспомогательных отверстий на многоцелевых станках . . . 34
Емельянов С. Г., Чевычелов С. А. — Моделирование погрешности профиля, формируемого гиперболическими фрезами . . . 38
Щедрин А. В., Ульянов В. В., Бекаев А. А. — Оценка метода комбинированного прошивания отверстий с противодавлением технологической смазки . . . 41
Дерябин И. П. — Проектирование, отладка и диагностика технологических процессов в АСТПП . . . 43
Бахтиаров Ш. А. — Повышение эффективности контактно-эрозионной правки алмазных кругов на металлических связках . . . 45

В порядке обсуждения

Сысоев Ю. С., Томилин С. А. — Предложения по совершенствованию ГОСТ 21495—76 «Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения» . . . 48

Обработка материалов без снятия стружки

Кулешова Н. В. — Моделирование процесса объемного деформирования осесимметричных деталей с тензорными свойствами деформационной поврежденности . . . 52

Серия статей
«Проблемы теории и практики резания материалов»

Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю. — Разработка новой теории резания. 1. Введение . . . 57

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Ревуцкий Л. Д. — Методы определения уровней экономического развития и роста предприятия, потенциала, темпов, динамики, планов и прогнозирования изменения этих показателей . . . 68
Шатохин М. А. — Основы построения организационно-функциональной модели управления виртуальными предприятиями . . . 74
Анисимов С. Н., Ляхович Д. Г. — Алгоритм моделирования развития рынка продукции наукоемких производств для случая совершенной конкуренции . . . 78

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Белокобыльский С. В., Кашуба В. Б., Ситов И. С. — Повышение прочностных характеристик бетонного изделия обработкой его поверхности высокочастотным рабочим органом бетоноотделочной машины . . . 83
Федоров В. К., Бендерский Г. П., Луценко А. В. — Технология экспериментального исследования математической модели движения мобильных РЛС по деформируемым грунтам . . . 86
Иванов А. Н. — Выставка «Электро-2007» . . . 88
Потапова Г. С. — Обозрение зарубежных изданий . . . 91
Вниманию читателей . . . 13, 90, 94

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Pini V. E. — Friction in the cylindrical roller bearings
Kondratenko L. A., Khalizov D. O. — Longitudinal oscillations at the mechanical energy transfer by means of nonmetallic components
Biryukov V. I. — On calculation of hydraulic characteristics of injectors with porous elements
Grinchar N. G. — Improvement of precision diagnostics results of the hydraulic systems under use of multilayer turbine-type flowmeters
Gorin S. V., Makarova O. V. — On determination of the coefficients of acoustic four-poles of mulyilayer corrugated shells
Tsybul'ko A. E., Romanenko E. A., Kozlov P. N. — Characteristic of the stress state type of engineering materials
Savkin A. N. — Estimation of the material longevity at non-regular loading
Abramova N. B. — Production techniques analysis of crystallizer's sleeves
Mamiti G. I., L'yanov M. S., Pliev S. Kh., Gagkuev A. E. — A novel approach to calculation of critical speeds of wheel machines with the elastic tires

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

Titov V. V. — Testing of structural and lubrication materials for airplane's friction units

MANUFACTURING TECHNOLOGY

Karpus' V. E., Minenko D. A. — Treatment optimization of auxiliary holes on the machining centers
Emel'yanov S. G., Chevychelov S. A. — Modeling of a profile error formed by the hyperbolic milling cutters
Shchedrin A. V., Ul'yanov V. V., Bekaev A. A. — Estimation of a combined method of holes broaching with back pressure of the technological lubrication
Deryabin I. P. — Design, adjustment, and diagnostics of the engineering processes in the generative planning system
Bakhtiarov Sh. A. — The efficiency improvement of contact-erosion dressing of the jeweller's saws on the metal chords

In order of discussion

Sysoev Yu. S., Tomilin S. A. — Proposals on improving of the State Standard 21495—76 "Basing and bases in the mechanical engineering. Terms and definitions"

Chipless materials working

Kuleshova N. V. — Modeling of volumetric deformation process of axisymmetric details with the tensorial properties of deformative damaging

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. Introduction.

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

Revutskii L. D. — Determination methods of the economic progress and of the enterprise advance, potential, rate, dynamics, plans, and change of these showings forecasting
Shatokhin M. A. — Creation principles of organizational-functional management model by virtual enterprises
Anisimov S. N., Lyakhovich D. G. — Modeling algorithm of science intensive production market under perfect competition

TECHNICAL INFORMATION

Belokobyl'skii S. V., Kashuba V. B., Sitov I. S. — Improvement of the concrete article strength properties by a treatment of its surface with the help of HF labour body of the concrete-finishing machine
Fedorov V. K., Benderskii G. P., Lutsenko A. V. — Experimental investigation technology of a mathematical model of a portable radar stations motion along the deformable grounds
Ivanov A. N. — The "Electro-2007" exhibition
Potapova G. S. — Review of foreign editions
Information for the readers

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*
Технический редактор *О. А. Ефремова*
Корректор *М. Г. Джавадян*

Сдано в набор 01.11.2007. Подписано в печать 17.12.2007.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 11,76. Уч.-изд. л. 14,53. Заказ 5.

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 621.822.8

В. Е. ПИНИ (г. Москва)

Трение в цилиндрических роликовых подшипниках

Наряду с долговечностью, потери на трение имеют первостепенное значение при выборе типа и размеров подшипников. Рассмотрим трение в цилиндрических роликоподшипниках, широко применяемых в нагруженных узлах машин.

Трение в роликовых подшипниках состоит: из трения качения роликов по кольцам, трения скольжения роликов о сепаратор (в отдельных случаях трения скольжения сепаратора о борта колец), преодоления сопротивления среды (смазки). Трение качения является главной составляющей в нагруженном подшипнике, поэтому рассмотрим его более подробно по результатам опытов по определению коэффициентов и моментов трения для роликов четырех вариантов размеров:

Диаметр ролика $d_р$, мм	24	24	48	48
Длина ролика $l_р$, мм	39	52	52	78

Исследования проводили на маятниковом устройстве (рис. 1). Ролики и плита, по которой они перекатывались, изготовлены из стали 45, параметр шероховатости поверхности Ra = 2,5 мкм. Для создания нагрузки на ролик на маятнике был укреплен груз. Имелись также дополнительные (сменные) грузы. Ролик закрепляли на одном конце маятника с помощью хомута, а на другом конце устанавливали зеркало от гальванометра. Колебания маятника записывались осциллографом, для чего нижнюю часть маятника с зеркалом пропускали в щель осциллографа, из которого предварительно был удален блок с гальванометрами. На зеркало направляли луч света, который, отражаясь, падал на движущуюся ленту (фотобумагу), и таким образом при протягивании производилась запись колебаний маятника.

Так как процесс затухания колебаний маятника длительный, то при испытаниях осциллограф включался в начале пуска маятника на 20 с. Затем через 4 мин вновь включался на 20 с. Число n колебаний маятника за 4 мин определяли по выражению $n = 4 \cdot 60/T$, где T — период колебаний маятника. При $d_р$ = 48 мм период T = 0,87 с, а при $d_р$ = 24 мм период T = 0,9 с. Соответственно число колебаний маятника за 4 мин составило 275,8 и 266,7.

Расстояние l от середины ролика до центра тяжести маятника (приведенная длина) определяли по формуле $T = 2\pi\sqrt{l/g}$, где g = 9810 мм/с^2. При $d_р$ = 48 мм l = = 188,3 мм, а при $d_р$ = 24 мм l = 201,5 мм.

При отклонении маятника от вертикальной оси на угол $\varphi/2 = 3{,}5^\circ$ в результате разложения силы тяжести P возникает составляющая, стремящаяся вернуть маятник в исходное положение. Работа этой силы $Pl \cdot \Delta\varphi \cdot \varphi/2$ (где $\Delta\varphi$ — изменение угла поворота маятника за одно качание) равна работе $KP\varphi$ трения ролика. Откуда коэффициент (плечо) трения качения $K = l \cdot \Delta\varphi/2$.

Поскольку за один период колебаний изменение угла φ незначительно, то измеряется изменение угловой амплитуды за большое число колебаний. Тогда коэффициент трения качения $K = l\Sigma\Delta\varphi/(4n) = \Delta h/(4n)$, где $\Delta\Sigma\varphi$ — полное изменение угловой амплитуды за n полных колебаний: $\Sigma\Delta\varphi = \Delta h/l$, где $\Delta h = h_0 - h_1$ — разница в размахе маятника при его пуске (h_0) и через 4 мин (h_1).

Так как зеркало на конце маятника находилось во время опытов на расстоянии L от центра качания, то величины h_0 и h_1, соответствующие положению центра тяжести маятника, вычисляли по формуле $h = 2Al/L$,

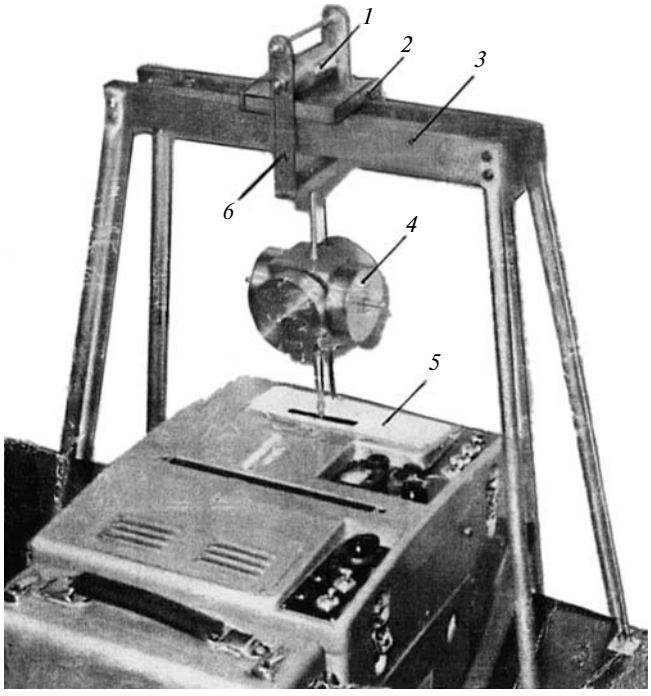


Рис. 1. Установка для измерения коэффициентов трения роликов:
1 — ролик; *2* — плита; *3* — стойка; *4* — груз; *5* — осциллограф; *6* — хомут

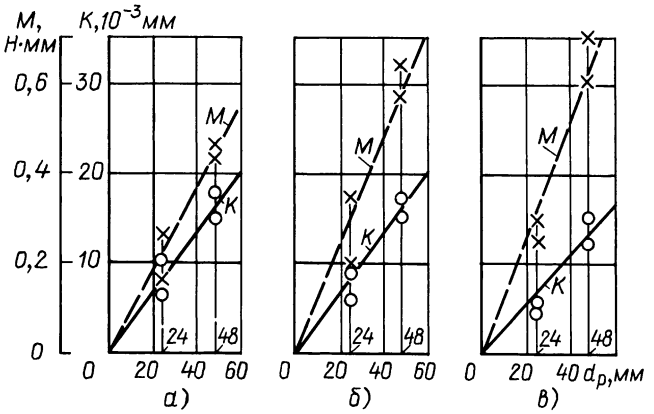


Рис. 2. Зависимости моментов *M* трения и коэффициентов *K* трения при качении цилиндрических роликов по плоскости от их диаметров при нагрузках *P* = 26,1 (*а*), 37,9 (*б*), 49,7 Н (*в*)

где $L = 407$ мм, $2A$ — двойная амплитуда (размах) маятника на ленте с записью колебаний.

На рис. 2 представлены зависимости коэффициентов K трения качения роликов от их диаметров, которые приближенно могут быть выражены уравнением $K = Cd_р$, где C — коэффициент пропорциональности, т. е. коэффициенты (плечи) трения качения пропорциональны диаметрам роликов. На том же рисунке штриховыми линиями показаны моменты трения $M = KP$ при качении роликов, которые также пропорциональны диаметрам роликов. Предложенная формула $K = Cd_р$ согласуется с формулой, рекомендованной Кулоном [1], $K = (F/P)r$, согласно которой коэффициент K трения качения пропорционален радиусу r (или диаметру) ролика (здесь F — сила трения качения ролика по плоскости). Исследователь Депюи предложил принимать коэффициент трения качения пропорциональным $\sqrt{r}$. В работе [2] рекомендуется принимать коэффициент трения качения пропорциональным половине ширины площадки контакта ролика, которая в свою очередь пропорциональна $\sqrt{r}$. Очевидно два последних случаях проявляются, когда нагрузки на ролики достаточно велики и их контактные площадки вполне сформированы.

Заметим, что длины роликов мало повлияли на результаты опытов. Обращает внимание некоторое снижение коэффициентов K трения с увеличением нагрузки P (см. рис. 2, *в*). Этому явлению можно найти объяснение в работе [3], в которой показано, что коэффициенты K трения по мере роста нагрузки сначала снижаются, при нагрузке 350 ÷ 400 МПа достигают минимума и затем увеличиваются. В наших опытах контактные напряжения не превышали 63 МПа.

Представляет интерес оценить трение роликов в равных условиях — при равных контактных напряжениях или, что проще, при равных удельных нагрузках $q = P/(d_р/l_р)$. В этом случае нагрузка на ролик $P = qd_рl_р$, момент трения $M = PK$. Полагая, как это установлено в опытах, $K = Cd_р$, имеем $M = Cqd_р^2 l_р$. Значит, момент трения ролика, у которого диаметр и длина в 2 раза больше, составит $M = Cq(2d_р)^2 2l_р$, т. е. будет в 8 раз больше, в чем нетрудно убедиться, если результаты проведенных опытов представить в виде функции $M = f(q)$.

Если длину ролика выразить через диаметр как $l_р = C_1 d_р$, то $M = CC_1 q d_р^3$ или $M = a_0 d_р^3$, где $a_0 = qCC_1$.

Полученная зависимость подтверждает вышесказанное.

Проверим эти утверждения применительно к цилиндрическому роликовому подшипнику. Его момент трения выразим как

$$M_п = \mu_{тр} Q d_{ср}/2, \qquad (1)$$

где Q — нагрузка на подшипник, Н; $\mu_{тр}$ — коэффициент трения подшипника; $d_{ср} = (D + d)/2$ — средний диаметр подшипника (D и d — наружный и внутренний диаметры подшипника).

Согласно закону распределения нагрузки по Штрибеку [4], она может быть определена по формуле $Q = P_0 z/4$, где P_0 — нагрузка на центральный ролик; z — число роликов в подшипнике.

Выразим момент трения подшипника через $q_0 = P_0/(d_р l_р)$, подставив последовательно выражения для Q и P_0 в формулу (1):

$$M_п = \mu_{тр} P_0 z d_{ср}/8 = \mu_{тр} q_0 d_р l_р z d_{ср}/8. \qquad (2)$$

Можно показать [5], что при равных удельных нагрузках коэффициенты трения геометрически подобных подшипников равны, т. е. $\mu_{тр1} = \mu_{тр2}$. Тогда $\mu_{тр} q_0 z/8 = \text{const} = C_2$ и выражение (2) примет вид:

$$M_п = C_2 d_р l_р d_{ср}. \qquad (3)$$

Если у второго подшипника размеры в 2 раза больше, чем у первого, то его момент трения $M_{п2} = C_2 2d_р 2l_р 2d_{ср} = 8C_2 d_р l_р d_{ср}$, т. е. $M_{п2} = 8M_{п1}$. Принимая $d_р = C_3 d_{ср}$, $l_р = C_4 d_{ср}$ и $C_2 C_3 C_4 = a$, получим выражение (3) в виде:

$$M_п = a d_{ср}^3 . \qquad (4)$$

С учетом выражения (4) отношение моментов трения двух подшипников примет вид:

$$M_{п1}/M_{п2} = (d_{ср1}/d_{ср2})^3. \qquad (5)$$

Следовательно, при равных удельных нагрузках и прочих равных условиях моменты трения геометрически подобных подшипников относятся как кубы их средних диаметров.

Таким образом, имея результаты измерения моментов трения одного подшипника, можно из выражения (5) определить моменты трения подшипников других размеров

Условное обозначение подшипника	Габаритные размеры, мм $d \times D \times B$*	Число роликов z	Диаметр ролика $d_р$, мм	Длина ролика $l_р$, мм	Средний диаметр подшипника $d_{ср}$, мм
12308	40 × 90 × 93	12	12	12	65
42212	60 × 110 × 22	17	12	12	85
42312	60 × 130 × 31	13	18	18	95

* B — ширина подшипника.

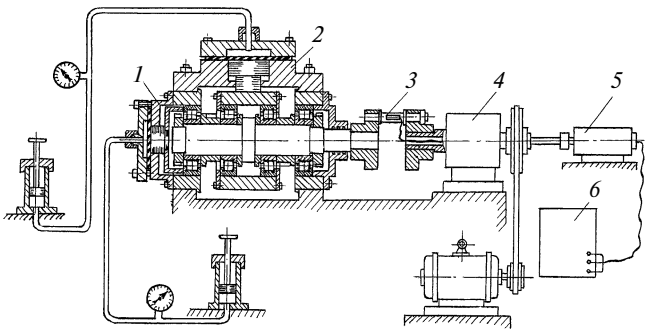


Рис. 3. Схема стенда для испытаний подшипников:
1, *2* — узлы соответственно осевого и радиального нагружения; *3* — мессдоза; *4* — привод; *5* — токосъемник; *6* — регистрирующее устройство

при равных удельных нагрузках, а затем привести их к соответствующим нагрузкам по формуле $Q = q_0 d_p l_p z/4$.

Отметим, что в действительности строго геометрически подобных подшипников нет. Подшипники одной серии должны иметь установленные соотношения размеров, но и они изготовляются с отклонениями, при которых нарушается геометрическое подобие. Это приводит к несоблюдению установленных закономерностей и отражается на результатах опытов.

Для проверки изложенного проводились экспериментальные исследования по определению моментов трения цилиндрических роликоподшипников трех типоразмеров (таблица). Подшипники имели стальные штампованные сепараторы, центрированные по роликам. У подшипника 12308 конструкция сепаратора несколько отличалась от сепараторов подшипников 42212 и 42312.

Испытания проводили при радиальных нагрузках и частоте вращения подшипников 970 мин$^{-1}$ на стенде для оценки долговечности подшипников (рис. 3). Одновременно испытывали четыре подшипника. Нагрузка осуществлялась гидравлическим способом. Вращающий момент измерялся посредством мессдозы [3] в виде балки с наклеенными тензодатчиками. Провод от них проходил через отверстие в валу привода к токосъемнику, позволявшему снимать напряжения с вращающихся деталей; далее сигнал поступал на регистрирующее устройство. Подшипники заправляли литиевой смазкой ЖРО, предварительно обкатывали, а затем после остывания подшипников до нормальной температуры замеряли их моменты трения.

На рис. 4, *а* представлены зависимости моментов $M_п$ подшипников от нагрузки Q. Как видно, они зависят также и от габаритов подшипников. Решающее значение при этом имеет диаметр d отверстия подшипника. Хотя подшипник 42212 по габаритам и по массе в 2,2 раза меньше подшипника 42312, моменты трения у них почти одинаковые. Роликоподшипник 12308 той же серии, что и подшипник 42312, имеет в 1,5 раза меньший диаметр d и примерно в 2 раза меньший момент трения.

Эти исследования наглядно показали, что принятый метод расчета моментов трения по формуле

$$M_п = \mu Q d/2, \qquad (6)$$

дает вполне удовлетворительные результаты. В формуле (6) μ — коэффициент трения подшипника, отнесенный к диаметру d отверстия. Отсюда $\mu = 2M_п/Qd$. Коэффициенты трения μ подшипников находятся в пределах поля, ограниченного штриховыми линиями (см. рис. 4, *а*), и практически могут быть приняты одинаковыми для нагруженных подшипников разных размеров ($\mu = 0{,}002$). Существуют и другие методы расчета моментов трения подшипников [6, 7].

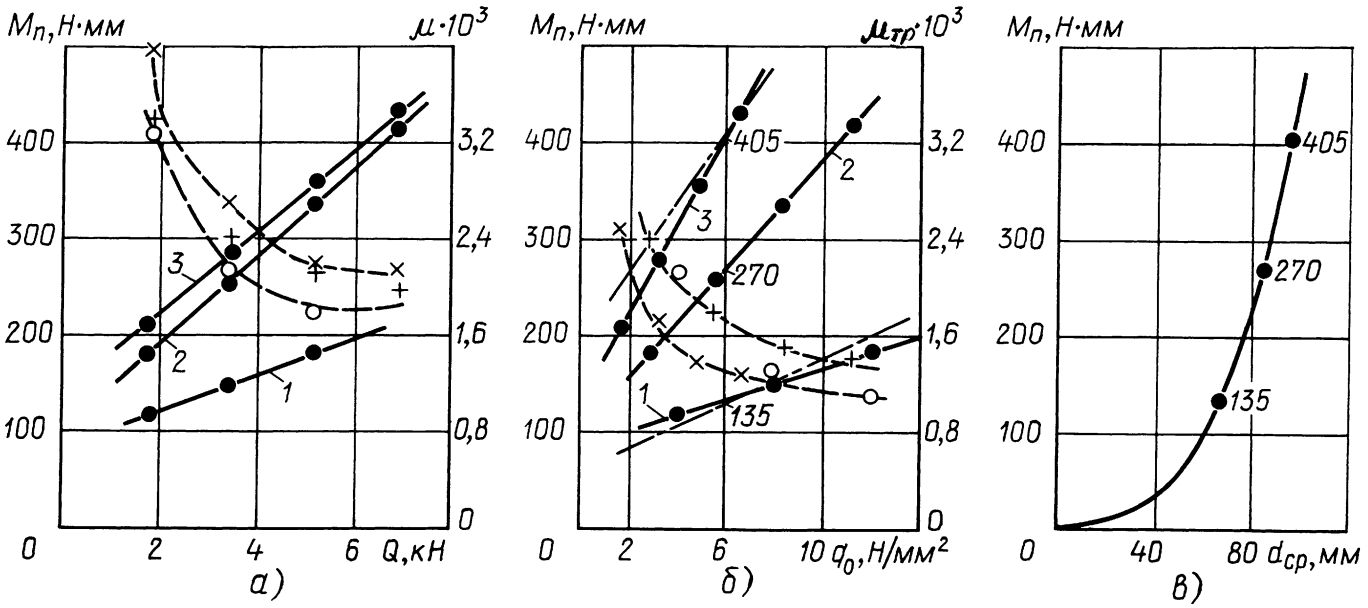


Рис. 4. Зависимости моментов $M_п$ и коэффициентов μ, $\mu_{тр}$ трения от нагрузки Q (*а*), удельной нагрузки q_0 (*б*) и среднего диаметра $d_{ср}$ (*в*) для роликоподшипников:
1 — 12308; *2* — 42212; *3* — 42312; ● — экспериментальные значения $M_п$; ○, +, × — значения μ или $\mu_{тр}$ соответственно для подшипников поз. *1*, *2*, *3*

Здесь же рассмотрим соотношения моментов трения исследуемых подшипников при равных удельных нагрузках $q_0 = P_0/d_р l_р$ (рис. 4, *б*). Из рисунка видно, что моменты трения роликоподшипников 42312 и 42212 существенно отличаются. Коэффициент трения в этом случае определяется через средний диаметр: $\mu_{тр} = 2M_п/Qd_{ср}$. Значения $\mu_{тр} = f(q_0)$ лежат не на одной кривой (гиперболе), как это предполагалось в теоретическом анализе, а занимают поле, ограниченное штриховыми линиями (см. рис. 4, *б*). Это вызвано недостаточным геометрическим подобием подшипников, различным числом роликов и другими техническими отступлениями.

Какими должны быть зависимости $M_п$ от q_0 при строгом соблюдении формулы (5) для сходных по соотношениям размеров подшипников 42312 и 12308 показано прямыми штрихпунктирными линиями (см. рис. 4, *б*). Тем не менее расхождения опытных данных с теоретическими несущественны. В этом можно убедиться, если сравнить результаты расчетов по зависимости (5) с опытными значениями моментов трения подшипников в зоне их совместного действия при равных удельных нагрузках, например при $q_0 = 6$ Н/мм^2: 135, 270, 405 Н · мм (см. рис. 4, *б*). По этим значениям построена зависимость $M_п = 0{,}00047\, d_{ср}^3$ (рис. 4, *в*). Как следует из рисунка, опытные значения (точки) совпали с кривой, что подтверждает справедливость формулы (5). Обращает внимание то, что опытная точка момента трения $M_п = 270$ Н · мм роликоподшипника 42212 строго совпала с кривой, хотя подшипник по геометрическим характеристикам отличается от двух других. Это свидетельствует об универсальности формулы (5) для подшипников разных размеров.

Итак, в результате анализа и опытов получена формула (5), устанавливающая зависимость между моментами трения и размерами роликоподшипников при равных удельных нагрузках.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Опоры** осей и валов машин и приборов / Н. А. Спицын, М. М. Машнев, Е. Я. Красковский. Л.: Машиностроение, 1970. 518 с.
2. **Колчин Н. И., Мовнин М. С.** Теория механизмов и машин. Л.: Судпромгиз, 1962. С. 593—596.
3. **Красковский Е. Я., Третьяков А. В., Яковлев В. Ф.** Экспериментальное исследование сопротивления при качении // Вестник машиностроения. 1965. № 11.
4. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. С. 347, 348.
5. **Пини В. Е.** Влияние размеров подшипников качения на величину их моментов трения // Вестник ВНИИЖТа. 1971. № 3. С. 32—36.
6. **СКФ.** Главный каталог. 1981.
7. **Пини В. Е.** Моменты трения шариковых подшипников разных размеров // Вестник машиностроения. 2005. № 10. С. 21—23.

УДК 621.81

Л. А. КОНДРАТЕНКО, канд. техн. наук, Д. О. ХАЛИЗОВ ("ТЕХНАБ", г. Подольск)

Продольные колебания при передаче механической энергии посредством деталей из неметаллических материалов

При исследовании демпфирующих свойств неметаллических амортизирующих прокладок считается, что гашение колебаний происходит в основном за счет гистерезисных процессов. Получены уравнения, позволяющие рассчитать коэффициенты упругости, колебания скорости движения и напряжений в деталях машин. Приведены частотные и переходные характеристики с учетом нелинейности.

В механических системах энергия может передаваться через детали из неметаллических материалов, например из полимеров и резины. Как правило, при исследовании динамики таких систем демпфирующие свойства определяются на основании экспериментальных данных конкретного механизма. Однако возможно и аналитическое определение коэффициента упругости системы.

На рис. 1 приведены некоторые механические характеристики подобных материалов [1].

Как видно, некоторые механические свойства этих материалов схожи с определенными свойствами металлических материалов. Разница заключается лишь в значениях тех или иных параметров. Поэтому при работе в области упругой деформации уравнения, используемые для расчетов систем из металлических деталей [2], можно использовать и для полимеров.

Применение неметаллических материалов, например, в качестве амортизирующих прокладок, в ременных передачах, муфтах с резиновыми звездочками и упругой оболочкой требует детального изучения. Рассмотрим использование деталей из резины при продольном перемещении. Резина — сеточный полимер с гибкими молекулярными цепями, имеет следующие значения показателей: модуль объемной упругости резины (хлоропренового каучука) æ = 2300 МПа зависит от давления; коэффициент Пуассона $\mu = 0{,}4 \div 0{,}5$; время релаксации $\tau \cong 10^{-4}$ с; плотность $\rho = 0{,}91 \div 1{,}9$ г/см^3. Значения некоторых показателей приведены в таблице [3].

Деформация резины представляет собой сложный процесс. Упругая деформация резины во многом подобна деформации металлических материалов, разница заключается в значениях плотности и модуля упругости. Резиновые или обрезиненные детали часто используются в качестве амортизирующих элементов. Считается, что это обусловлено наличием петли гистерезиса (рис. 1, *г*) при механическом напряжении. Данных об этой характеристике очень мало. Авторы [4] считают, что параметры упругой деформации целесообразно определять экспериментальным путем для каждого кон-

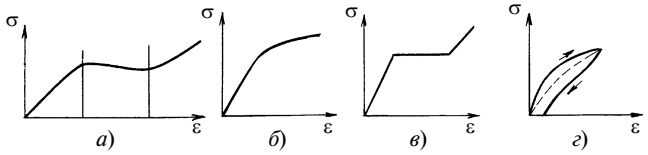


Рис. 1. Механические характеристики полимеров:
а — стеклообразный полимер; *б* — полимер с плотной сетчатой структурой; *в* — кристаллический линейный полимер; *г* — петля механического гистерезиса

Значения некоторых показателей для резины

Твердость по Шору (прибор ТМ-2)	Твердость, МПа (прибор ТШМ-2)	Модуль упругости при сжатии, МПа
40	0,47÷0,64	1,5
50	0,55÷0,73	2,5
60	0,72÷1,0	4,5
70	0,95÷1,1	7,0
80	1,48÷2,2	10
90	2,3÷3,98	21

кретного механизма. Сила, затрачиваемая на демпфирование, определяется выражением $F_d = k_d \Delta v$, где Δv — разность скоростей деформирования обрезиненного участка; k_d — коэффициент нелинейного демпфирования.

Рассмотрим узел (рис. 2), в котором перемещается в продольном направлении тело массой m_3, размещенное на оси *3*, посредством короткого металлического стержня *1* через резиновую втулку *2* со скоростью v_3. При этом колебания тела не влияют на движение ведущего конца стержня *1*. Составим для данного тела систему дифференциальных уравнений, описывающих упругие колебания знакопостоянной скорости движения, пренебрегая коэффициентом потерь, пропорциональных напряжению:

$$\begin{cases} v_1(t) - v_2(t) = p\sigma_1(t)\,\vartheta'_{п1}; & (1) \\ \sigma_1(t)f_1 = \sigma_2(t)f_2 + v_2(t)(h_{п1} + m_1 p); & (2) \\ \sigma_2(t)f_2 = F(t) + k_d[v_3(t) - v_2(t)] + \\ \quad + h_{п1}v_3(t)(1 + m_3 h_{п2}^{-1} p); & (3) \\ v_2(t) - v_3(t) = p\sigma_2(t)\,\vartheta'_{п2}, & (4) \end{cases}$$

где f_1, f_2 — площади сечения соответственно стержня и прокладки; $\vartheta'_{п2} = l_{ду2}/E_p$ (E_p — модуль продольной упругости резины; $l_{ду2}$ — толщина участка втулки *2* слева от ее оси); $h_п$ — коэффициент потерь на трение, пропорциональное скорости движения; σ_1, σ_2 — напряжения соответственно в стержне и резине; $p \equiv d/dt$; $\vartheta'_{п1} = l_1/E$ (E — модуль упругости стержня *1*; l_1 — длина стержня *1*); m_1 — масса головки стержня *1*.

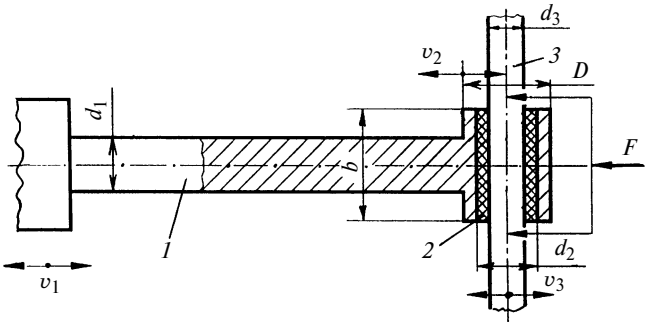


Рис. 2. Узел с эластичной прокладкой

Положим, что потерями на трение при перемещении самого стержня и массой конца стержня можно пренебречь, а деформации резиновой втулки не превышают упругие деформации. Тогда после преобразований, предположив, что $v_2 = v_1$, после алгебраического решения системы уравнений (1)—(4), получим:

$$v_1(t)[1 - k_d \vartheta_{пр} p] - F(t)p\vartheta_{пр} = \\ = v_3(t)[1 + h\vartheta_{пр}p + m_3\vartheta_{пр}p^2], \quad (5)$$

где $\vartheta_{пр} = (\vartheta'_{п1} + \vartheta'_{п2}f_1 f_2^{-1})/f_1 = f_1^{-1}l_1E^{-1} + l_{ду2}E_p^{-1}f_2^{-1}$ — приведенный коэффициент упругости узла; $h = h_2 - k_d$ — коэффициент потерь в нагрузке и резиновой втулки *2*, пропорциональных скорости движения; h_2 — коэффициент потерь в нагрузке, пропорциональных скорости движения; $l_{ду2} = (d_2 - d_3)/2$; $f_1 = \pi d_1^2/4$; $f_2 = bd_3$.

Уравнение (5) получено для узла, в котором передача энергии через эластичную втулку *2* осуществляется в одном направлении, через участок, расположенный слева от оси *3* тела. Если же ось *3* будет зажата с определенным усилием с двух сторон, то работать будут два участка втулки одновременно. В этом случае, полагая для упрощения, что $k_d = 0$, система уравнений (1)—(4) примет вид:

$$\begin{cases} v_1(t) - v_2(t) = p\delta_1(t)\,\vartheta'_{п1}; & (6) \\ \sigma_1(t)f_1 = \sigma_2(t)f_2 - \sigma_3(t)f_3 + v_2(t)(h_{п1} + m_1 p); & (7) \\ \sigma_2(t)f_2 - \sigma_3(t)f_3 = F(t) + h_2 v_3(t)(1 + m_3 h_2^{-1} p); & (8) \\ v_2(t) - v_3(t) = p\sigma_2(t)\,\vartheta'_{п2}; & (9) \\ v_2(t) - v_3(t) = -p\sigma_3(t)\,\vartheta'_{п3}, & (10) \end{cases}$$

где σ_3, $\vartheta'_{п3} = l_{ду3}/E_p$ — соответственно напряжение и коэффициент, характеризующие упругость, на участке резиновой прокладки, расположенной справа от оси *3* тела.

Из уравнений (9) и (10) найдем:

$$\sigma_2(t) = -\sigma_3(t)\,\vartheta'_{п3}\,\vartheta'^{-1}_{п2}; \; v_2(t) = -p\sigma_3(t)\,\vartheta'_{п3} + v_3(t). \quad (11)$$

С учетом тех же допущений уравнение (7) примет вид:

$$\sigma_1(t)f_1 = \sigma_2(t)f_2 - \sigma_3(t)f_3. \quad (12)$$

Решив систему уравнений (6)—(12), получим:

$$v_1(t) - v_3(t) = p\vartheta_{пр}[F(t) + h(1 + T_1 p)v_3(t)].$$

Тогда уравнение скорости движения тела будет:

$$v_1(t) - p\vartheta_{пр}F(t) = v_3(t)(1 + h\vartheta_{пр}p + \vartheta_{пр}m_3p^2), \quad (13)$$

где $\vartheta_{пр} = f^{-1}\vartheta'_{п1} + \vartheta'_{п3}(\vartheta'_{п3}\vartheta'^{-1}_{п2}f_2 + f_3)^{-1}$ — приведенный коэффициент упругости; $T_1 = m_3/h$ — постоянная времени.

Если упругие характеристики и площади взаимодействия обоих участков эластичной втулки одинаковы, т. е. $\vartheta'_{п3} = \vartheta'_{п2}$; $f_2 = f_3$, то приведенный коэффициент упругости можно записать в виде:

$$\vartheta_{пр} = f_1^{-1}\vartheta'_{п1} + \vartheta'_{п2}/(2f_2) = \\ = f_1^{-1} l_1 E^{-1} + l_{ду2} E_p^{-1}/(2f_2). \quad (14)$$

Из равенства (14) следует, что в случае предварительного сжатия оси *3* с двух сторон приведенный коэффициент упругости меньше, чем этот параметр при одностороннем сжатии, а следовательно, меньше и демпфирование и постоянная времени. Если использовать короткие и относительно толстые металлические стержни, упругостью которых можно пренебречь, то все динамические свойства рассматриваемого механизма будут определяться только эластичными прокладками, модуль продольной упругости которых на несколько порядков меньше модуля упругости металлических деталей. При этом необходимо учитывать, что в процессе работы возможна ситуация, когда из-за большого взаимного перемещения детали выберут зазор, заполненный втулкой, и металлическая деталь *3* будет контактировать с металлической деталью. В этом случае при расчете следует учитывать нелинейное действие демпфера.

Анализ показал, что демпфирование продольных колебаний с помощью эластичных материалов обусловлено в основном разностью продольных модулей упругости полимерных и металлических материалов. В то же время, как видно из уравнений (5) и (13), при неправильном выборе параметров эластичных материалов можно получить нежелательный демпфирующий эффект.

Если полимерные материалы работают на срез, то в этом случае необходимо учитывать модуль сдвига и форму сечения прокладки.

Эластичные материалы применяются и в армированных деталях. В этом случае часть объема эластомера размещается в углублении металлической детали. При продольном воздействии на амортизирующую прокладку ее выступающая часть сжимается как обычный стержень, а участок в углублении испытывает всестороннее сжатие. В этом случае имеет место объемная деформация. Модуль упругости эластомера такой же, как и модуль упругости жидкости.

Рассмотрим динамические свойства механизма с эластичной прокладкой, полагая, что колебания ведомого конца не влияют на колебания ведущего, так как масса, присоединенная к ведущему концу, существенно превышает массу самого тела. С учетом уравнения (13) в изображениях по Лапласу опишем взаимосвязь колебаний значений скорости v_3 тела и входных переменных, скорости v_1 движения ведущего конца и силы F сопротивления (пренебрегая трением, пропорциональным нагрузке):

$$v_1(s) - s\vartheta_{пр}F(s) = v_3(s)(1 + h\vartheta_{пр}s + \vartheta_{пр}m_3 s^2), \quad (15)$$

где s — оператор Лапласа.

Влияние амортизирующей прокладки при малых линейных колебаниях рассмотрим на конкретном примере. Построим частотные характеристики влияния колебания силы сопротивления на скорость движения тела и напряжения с учетом и без учета резиновой втулки. Конструктивные элементы механизма (см. рис. 2) имеют следующие параметры. Стержень: длина $l_1 = 500$ мм; диаметр головки $D = 100$ мм; $d_1 = 50$ мм; плотность $\rho = 7{,}8 \cdot 10^{-6}$ кг/мм^3; модуль упругости $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа; масса стержня *1* с головкой $m = 0{,}312$ кг. Резиновая прокладка: $d_2 = 70$ мм; $d_3 = 50$ мм; $b = 100$ мм; $E_p = 4{,}5$ МПа. Тело: масса $m_3 = 500$ кг; $h = 2$ Н · с/мм; $m_c = 3{,}12$ кг. Так как $m_c/m_3 < 0{,}01$, то массой головки стержня можно пренебречь.

Найдем приведенный модуль упругости при обжатии оси *3* (тела) с натягом резиновой втулкой:

$$\vartheta_{пр} = f_1^{-1} l_1 E^{-1} + l_{ду2} E_p^{-1}/(2f_2) = 2{,}84 \cdot 10^{-4} \text{ мм /Н}. \quad (16)$$

Видно, что упругость металлического стержня *1* существенно меньше упругости прокладки.

Так как силовая магистраль короткая, то частотные характеристики будут строиться при $s = j\omega$ (ω — частота колебаний) по уравнениям [2]:

$$W_F(j\omega) = v_2(j\omega)/F(j\omega) = \\ = -(1 - c)^{-1}\vartheta_{п0} j\omega/[1 + 2\zeta_п T_п j\omega + T_п^2 (j\omega)^2]; \quad (17)$$

$$W_{F_\sigma}(j\omega) = \sigma(j\omega)/F(j\omega) = \\ = (1 - c)^{-2} f_2^{-1}/[1 + 2\zeta_п T_п j\omega + T_п^2 (j\omega)^2], \quad (18)$$

где c — коэффициент потерь на трение, пропорциональное напряжению; $T_п$ — постоянная времени; $\zeta_п$ — коэффициент демпфирования. При этом:

модуль амплитудной характеристики колебаний скорости:

$$L_{v^2 aF} = 20\lg\{\vartheta_{пр}\omega/([1 - T_п^2\omega^2]^2 + [2\zeta_п T_п \omega]^2)^{0,5}\}; \quad (19)$$

модуль амплитудной характеристики колебаний напряжений:

$$L_{\sigma_a F} = 20\lg\{f_2^{-1}/([1 - T_п^2\omega^2]^2 + [2\zeta_п T_п \omega]^2)^{0,5}\}; \quad (20)$$

сдвиг по фазе:

для колебаний скорости

$$\varphi_{vF} = \pi/2 - \text{arctg}\{2\zeta_п T_п \omega/[1 - T_п^2\omega^2]\}, \quad (21)$$

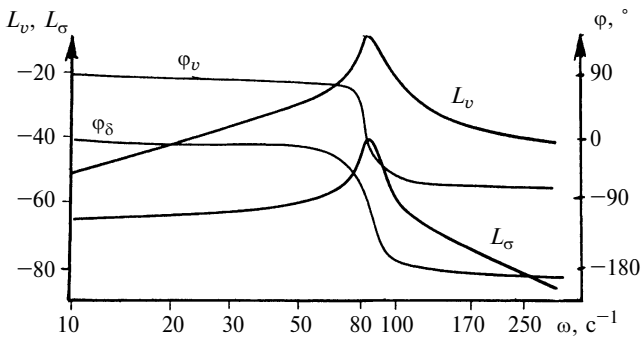


Рис. 3. Частотные характеристики механизма с эластичной прокладкой

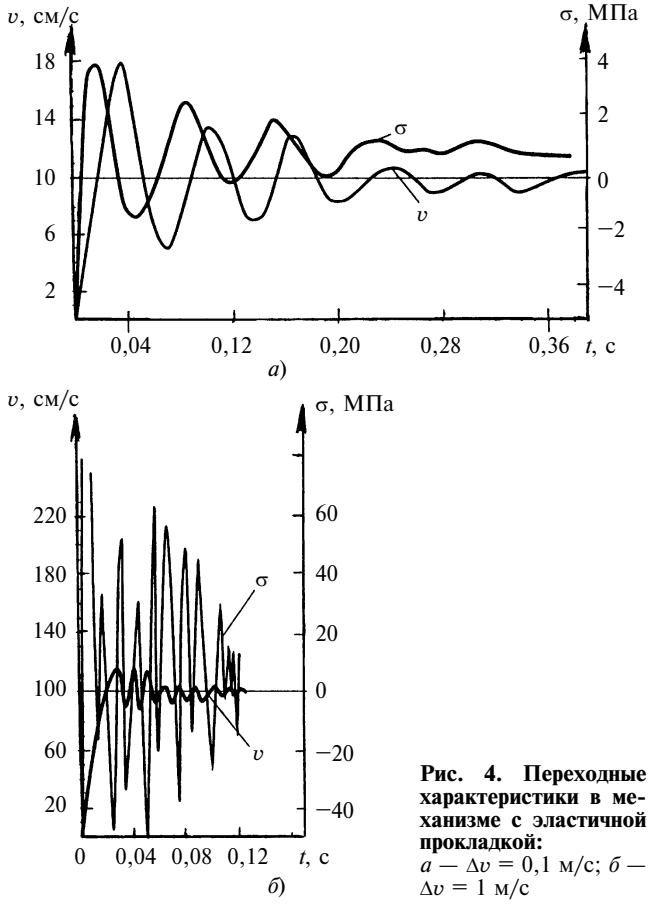


Рис. 4. Переходные характеристики в механизме с эластичной прокладкой:
а — $\Delta\upsilon$ = 0,1 м/с; *б* — $\Delta\upsilon$ = 1 м/с

для колебаний напряжения

$$\varphi_{\sigma F} = -\text{arctg}\{2\zeta_{\text{п}} T_{\text{п}}\omega/[1 - T_{\text{п}}^2\omega^2]\}. \qquad (22)$$

Здесь $T_{\text{п}} = (\vartheta_{\text{пр}} m_3)^{1/2} = 1{,}19 \cdot 10^{-2}$ с; $2\zeta_{\text{п}} T_{\text{п}} = h\vartheta_{\text{пр}} = 5{,}68 \cdot 10^{-4}$; $\zeta_{\text{п}} = 2{,}39 \cdot 10^{-2}$.

Подставляя в выражения (17)—(22) разные значения частоты ω, построим частотные характеристики (рис. 3), с помощью которых можно определить:

амплитуду колебаний скорости движения тела:

$$\upsilon_3 = F_a 10^{L_{\upsilon_2 aF}/20}; \qquad (23)$$

амплитуду колебаний напряжения в стержне:

$$\sigma = F_a 10^{L_{\sigma_a F}/20}, \qquad (24)$$

где F_a — амплитуда колебаний силы сопротивления, изменяющейся с частотой ω.

При наличии резиновой прокладки резонансная частота будет:

$$\omega_p \cong (\vartheta_{\text{пр}} m_3)^{-1/2} = 83{,}9 \text{ с}^{-1}.$$

Если резиновой прокладки нет, то $\vartheta_{\text{пр}} = 1{,}21 \cdot 10^{-6}$ мм/Н; $T_{\text{п}} = 0{,}778 \cdot 10^{-3}$ с; $2\zeta_{\text{п}} T_{\text{п}} = 2{,}42 \cdot -10^{-6}$; $\zeta_{\text{п}} = 1{,}55 \cdot 10^{-3}$ при резонансной частоте $\omega_p = 1286$ с$^{-1}$.

Результаты исследований показали, что прокладки из эластичного материала переводят резонанс в зону низких частот, увеличивая вследствие малой упругости демпфирование.

Если работает только один участок резиновой прокладки, что происходит, когда ось *3* тела в головке стержня *1* размещена с зазором, то приведенная упругость будет:

$$\vartheta_{\text{пр}} = f_1^{-1} l_1 E^{-1} + l_{\text{ду}2} E_p^{-1}/f_2 = 5{,}67 \cdot 10^{-4} \text{ мм/Н}.$$

Найдем частоту, при которой возникает резонанс:

$$\omega_p \cong (\vartheta_{\text{пр}} m_3)^{-1/2} = 59{,}37 \text{ с}^{-1}.$$

При наличии зазора снижение резонансной частоты и увеличение демпфирования станут более заметными. Но в этом случае во время колебаний металлическая деталь будет ударять по эластичной детали.

Для определения переходных процессов при линейных колебаниях можно использовать уравнения и методы автоматического регулирования.

В данном же случае воспользуемся имитационной моделью [2] и определим влияние на переходный процесс ограничения перемещения ведомого звена по эластичной прокладке.

На рис. 4 приведены переходные процессы, построенные для случая, когда внешняя сила сопротивления равна нулю, а ось *3* (см. рис. 2) может перемещаться, не доходя 2 мм до упора в металлическую деталь. Тогда при скачке скорости $\Delta\upsilon$ = 10 см/с напряжение в ведущем стержне не превысит 4 МПа, а время переходного процесса составит ≈ 0,3 с. Причем имеют место значительные колебания при максимальной скорости движения ведомого тела, примерно $1{,}8\upsilon_0$. При переходном процессе максимальное перемещение оси *3* составило 1,16 мм за 0,3 с.

Если скачок скорости составляет $\Delta\upsilon$ = 100 см/с, то в начальный момент времени ось *3* будет ударять по металлическим деталям. При этом напряжение в стержне *1* превысит предел текучести материала. В дальнейшем амплитуда колебаний уменьшается, но все равно напряжения оказывается существенно выше по сравнению с рассмотренным случаем. Время переходного процесса 0,14 с, максимальная амплитуда колебаний значений скорости движения тела (оси *3*) — $1{,}2\upsilon_0$.

Таким образом, получены уравнения, позволяющие определить влияние резиновых прокладок на колебания значений скорости движения и напряжения в деталях машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лахтин Ю. М., Леонтьева В. П.** Материаловедение. Машиностроение, М.: 1990.

2. **Кондратенко Л. А.** Колебания и методы управления скоростью движения технологических объектов. МГОУ, М.: 2005. 448 с.

3. **Абрамов Е. И., Колесниченко К. А., Маслов В. Т.** Элементы гидропривода: Справочник. К. Техніка, 1977. 319 с.

4. **Машиностроение:** Энциклопедия / Под ред. Д. Н. Решетова. Т. IV-1. М.: Машиностроение, 1995. 863 с.

УДК 629.7.036.5

В. И. БИРЮКОВ, канд. техн. наук, С. С. РОМАХИН (ГТУ МАИ)

К расчету гидравлических характеристик форсунок с пористыми элементами

Приведены результаты экспериментальных исследований форсунок с пористыми элементами при различной проницаемости материала.

В дросселируемых ЖРД на промежуточных режимах имеет место низкочастотная неустойчивость. Одной из причин, вызывающих неустойчивость процесса горения в камерах ЖРД, является большой размер капель, которые создают центробежные форсунки смесительных головок. Поэтому были разработаны форсунки с пористыми элементами, обеспечивающие высокую дисперсность при относительно низких перепадах давления, которые получили широкое применение. Их использование обусловило необходимость определения гидравлических характеристик и прогнозирования параметров распыления.

Проницаемые материалы, изготовленные диффузионной сваркой из гранул или пакетов сеток на основе титана, коррозионно-стойких сталей и других материалов, могут использоваться в качестве элементов форсунок (рис. 1). Степень проницаемости этих материалов зависит от размеров сквозных (открытых) поровых каналов, которые могут составлять от 10 мкм до 1 мм. При одновременном пропускании и жидкости, и газа через пористую проницаемую стенку (рис. 2) на выходе образуется мелкодисперсный газожидкостный поток с размером капель, характерным для аэрозоли (средний диаметр $d_{ср.м} \approx \approx 5 \div 10$ мкм). Конструкции пористых элементов, разработанных для высокоэффективного распыления [1], обеспечивают переменную по длине структуры поровых каналов и их ориентацию по сечению стенки.

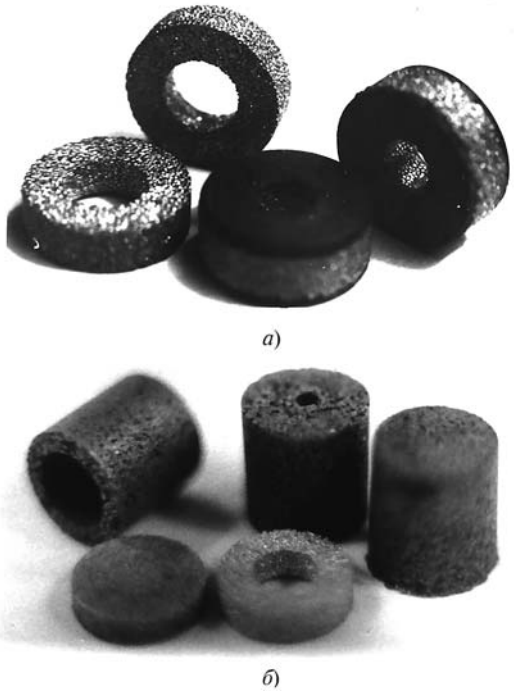
Испытания смесительных элементов на модельных жидкостях показали монодисперсное распыление с диаметром капель $10 \div 20$ мкм и равномерное распределение жидкой фазы по поперечному сечению потока. Концентрация жидкой фазы на периферии отличалась от концентрации в центре потока не более чем на 10 %. Расход газа, необходимый для обеспечения высококачественного распыления составляет $5 \div 10$ % расхода жидкости (по массе). Механизм такого распыления жидкости еще недостаточно исследован, но можно утверждать, что разветвленная микроструктура пористой стенки позволяет насыщать газом жидкость, протекающую по каналам пор, и менять режим течения от стержневого до капельного.

При высокой проницаемости пористого материала ($\varepsilon \geqslant 0{,}45$) и диаметре эквивалентного капилляра $d_{экв} > 350$ мкм гидравлические потери по жидкостному тракту невелики. Поэтому в основном реализуется струйный режим истечения, который теряет свою сплошность при расходе газа, соответствующем $1 \div 3$ % расхода жидкости (по массе). Относительная проницаемость пористого материала $\varepsilon = \varphi \Sigma S_п / S$, где $S_п$ — площадь пор на контрольной площадке; φ — коэффициент; S — общая площадь контрольной площадки.

При исследовании процессов диспергирования на модельных форсунках были обнаружены автоколебания слабой интенсивности с частотой $35 \div 45$ кГц. В соответствии с этим была выдвинута гипотеза о влиянии ультразвуковых автоколебаний на мелкость распыления [1, 2].

Гидравлические характеристики форсунок с пористыми элементами

Расходные характеристики пневматических форсунок с пористыми элементами определяются структурой проточной части пористого материала. Для оценки па-



а)

б)

Рис. 1. Пористые вкладыши, изготовленные:
а — из латуни; *б* — из титана

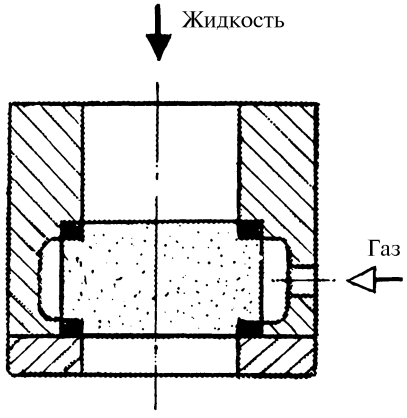


Рис. 2. Схема пропускания жидкости и газа через форсунку со сплошным пористым элементом

раметров пористого смесителя, обеспечивающего заданный расход, нужны достоверные теоретические модели, учитывающие гидродинамику течения жидкостей через пористые среды. Поэтому при исследованиях были поставлены следующие цели:

1) изучение гидродинамики течения жидкости через пористые среды;

2) экспериментальное определение гидравлических характеристик форсунок с пористыми элементами;

3) исследование стабильности полученных расходных характеристик.

Модели течения жидкости через пористые материалы

Жидкость вследствие перепада давления преодолевает гидравлическое сопротивление в поровых каналах, теряет часть кинетической энергии и выпотевает из пористого тела. Размеры, форма и протяженность каналов, образующих пористую структуру материала, и свойства жидкости определяют режим течения. Формы и размеры струй, создаваемых гладкими каналами диаметром 300 ÷ 350 мкм длиной до нескольких калибров (отношение длины к диаметру), хорошо изучены [3, 4]. Такие поры удовлетворительно аппроксимируются квадратичной зависимостью расхода от перепада давления. Уменьшение диаметра поперечных сечений поровых каналов до 300 мкм приводит к значительному их удлинению и изменяет картину течения жидкости.

Вязкостные потери (потери потенциальной энергии) оцениваются зависимостью Пуазейля для условного эквивалентного гладкого капилляра диаметром, равным среднему статистическому диаметру пор ($d_{\text{экв.к}}$), длина l которого равна толщине проницаемой стенки:

$$\Delta p_{\text{тр}} = 32 l w_{\text{ср}} \mu / d^2_{\text{экв.к}},$$

где $w_{\text{ср}}$ — средняя осевая скорость течения жидкости по сечению; μ — коэффициент динамической вязкости.

С учетом доминирующего влияния потерь вследствие вязкостного трения уравнение сохранения энергии для жидкостного потока будет иметь вид: $w_{\text{ср}} + 64 l w_{\text{ср}} \mu / (\rho_{\text{ж}} d^2_{\text{экв.к}}) - 2\Delta p / \rho_{\text{ж}} = 0$, где $\rho_{\text{ж}}$ — плотность жидкости; $\Delta p = p - p_0$ — перепад давления (p — давление окружающей среды).

Расход жидкости через проницаемую стенку соответствует зависимости Дарси:

$$\dot{m} = S\varepsilon\{[2\rho_{\text{ж}}\Delta p + 16(64 l^2 \mu^2 / d^4_{\text{экв.к}})]^{0,5} - 32 l \mu / d^2_{\text{экв.к}}\}. \quad (1)$$

Здесь S — общая площадь проницаемой поверхности; $\varepsilon = k_1 \pi \Sigma d^2_{\text{экв.к}} \varphi / (4 S_{\text{к}})$ — относительная проницаемость пористой поверхности, где k_1 — коэффициент, учитывающий число закрытых пор, $\pi \Sigma d^2_{\text{экв.к}} / 4$ — суммарная площадь каналов на контрольной поверхности; $\varphi = A / \text{Re}^B$ — коэффициент заполнения порового канала [1] (A, B — коэффициенты); $S_{\text{к}}$ — площадь контрольной поверхности проницаемой стенки.

При течении жидкостей через пористые материалы, в отличие от течения через гладкие каналы при сравнительно малой проницаемости, на жидкость дополнительно действуют силы поверхностного натяжения в местах разрыва сплошности потока при обтекании препятствий в проточной части. Кроме того, силы поверхностного натяжения возникают из-за растворенного в жидкости газа, который выделяется в процессе течения. Разрыв, заполненный насыщенным паром, имеет сложную форму, которая зависит от размеров сфер радиусом R или диаметров сеток, формирующих структуру материала, и минимального проходного диаметра $d_{\text{экв.к}}$ канала.

Гидравлические характеристики форсунок с пористыми элементами

Экспериментальные исследования проводились на модельных форсунках с пористыми вкладышами различной проницаемости ε и разной форы (см. рис. 1) из латуни, титана и коррозионно-стойкой стали.

Использовали следующие жидкости: водопроводную воду; дистиллированную воду; смесь № 1 — дистиллированная вода (97 %, по объему) и этиловый спирт (3 %); смесь № 2 — дистиллированная вода (4 %, по объему) и этиловый спирт (96 %).

Методика исследования

Исследовали форсунки с пористыми элементами, изготовленными методами порошковой металлургии, различной проницаемости, разных форм и размеров. Истечение жидкости осуществлялось в окружающую среду и газовый поток. Давление газа измерялось в сечении ввода. Расход жидкости определялся автоматически (расходомер ТДР-4) и визуально (по делениям, нанесенным на прозрачную трубку) за время, необходимое для истечения 5 мл жидкости.

Адекватность моделей и экспериментально полученных результатов оценивалась критерием Фишера Fp [5].

Расходные характеристики

Холодные проливки водопроводной водой пористых элементов из латунных зерен при $d_{\text{экв.к}} \approx 320 \div 370$ мкм и $\varepsilon = 0{,}335 \div 0{,}38$ показали, что расходная характеристика описывается уравнением

$$\dot{m} = S\varepsilon_{0,3}(2\rho_{\text{ж}}\Delta p)^{0,5}, \quad (2)$$

где S — площадь омываемой поверхности пористого вкладыша; $\varepsilon_{0,3} = \dot{m} / [S(2\rho_{\text{ж}} 0{,}3 \cdot 10^{0,6})^{0,5}]$ — относительная проницаемость, определяемая экспериментально при $\Delta p = 0{,}3$ МПа. Перепад давления изменялся от 0,1 до 2,5 МПа.

Проверка адекватности теоретической зависимости по уравнению (2) проводилась с использованием критерия Фишера: $\text{Fp} = \zeta^2_{\text{ад}} / \zeta^2_{\text{ср}}$. Здесь дисперсия адекватности оценивалась выражением $\zeta^2_{\text{ад}} = \sum_{i=1}^{n} (\dot{m}_t - \dot{m}_{\text{ср}})^2 / f_{\text{ад}}$, где $n = f_{\text{ад}} = 11$ — число степеней свободы; $\dot{m}_t$ — расход по уравнению (2); $\dot{m}_{\text{ср}}$ — математическое ожидание

экспериментальных значений расхода, а среднее значение дисперсии адекватности для n значений перепада давления – выражением $\zeta^2_{\text{ср}} = (1/n)\sum_{i=1}^{n}\zeta^2_{\dot m}$, где $\zeta^2_{\dot m}$ – дисперсия случайных значений расхода (изменялась от $0{,}63\cdot10^{-0{,}4}$ при $\Delta p = 0{,}5$ МПа до $0{,}497\cdot10^{-0{,}4}$ при $\Delta p = 1{,}5$ МПа).

При числе измерений на каждом уровне N (в данном случае $N = 12$)

$$\zeta^2_{\text{ад}} = [1/(N-1)]\sum_{j=1}^{n}(\dot m_{\text{ср}i} - \dot m_j)^2 .$$

Табличные значения критерия Фишера с вероятностью $P = 0{,}95$ [5] $F^{\text{т}}_{12,11} = 2{,}79$, что превышает расчетное: $Fp = 1{,}307\cdot10^{-0{,}4}/0{,}611\cdot10^{-0{,}4} = 2{,}14$. При $\Delta p = 2{,}5 \div 3$ МПа относительная ошибка измерений возрастает: $\delta\dot m = 0{,}04 \div 0{,}06$.

Расходная характеристика при $\varepsilon \approx 0{,}335 \div 0{,}380$ представлена на рис. 3.

По мере уплотнения пористой структуры вкладышей, изготовленных из зерен диаметром $d_{\text{ст.м}} < 200$ мкм, относительная проницаемость ε значительно уменьшается, расходная характеристика становится более пологой, приближаясь к линейной.

Расходные характеристики титановых ($\varepsilon \approx 0{,}15 \div 0{,}3$) и латунных ($\varepsilon \approx 0{,}05 \div 0{,}1$) пористых элементов также приведены на рис. 3. Оценка уравнений расхода показала, что при 50 мкм $< d_{\text{экв.к}} < 300$ мкм и $\varepsilon > 0{,}1$ экспериментальные значения наиболее близко аппроксимируются зависимостью (1), учитывающей потери из-за вязкости.

Наибольшее расхождение результатов (18 ÷ 20 %) наблюдалось при использовании пористых элементов с $d_{\text{экв.к}} < 30$ мкм при $\varepsilon < 0{,}05$. Причиной этого является уменьшение точности измерений и влияние капиллярных сил поверхностного натяжения. Отмечается нестабильность расходных характеристик для мелкопористых структур вследствие засорения пор механическими включениями [1, 2, 5].

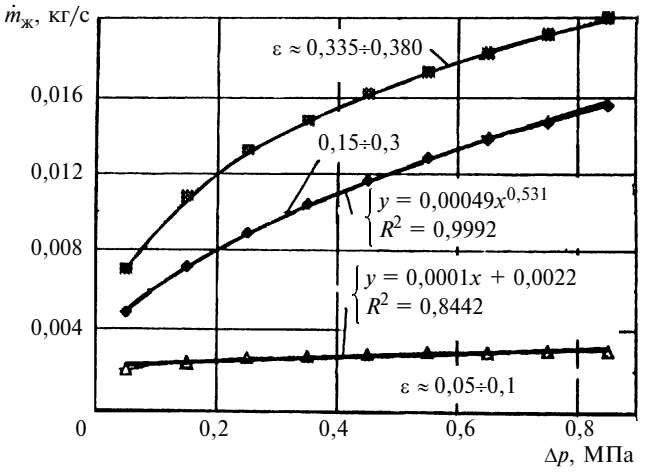


Рис. 3. Расходные характеристики форсунок с различной проницаемостью пористых элементов:
$y = f(\bar x)$ — зависимость, аппроксимирующая расходную характеристику; R^2 — коэффициент корреляции аппроксимирующей зависимости с экспериментальными значениями

Анализ неравномерности расхода через пористые среды показал, что вероятной причиной уменьшения расхода через пористую структуру материала является также облитерация [2, 5]. Значения параметров физических свойств жидкости, например вязкости, в тонком слое вблизи поверхности отличается от значений тех же параметров для большого объема. На поверхности твердого тела постепенно адсорбируются молекулы, которые уменьшают проходные сечения пор. Это является следствием контакта жидкости с разветвленной поверхностью микроструктуры пористого материала. Причем, если жидкость является неполярным диэлектриком типа керосина (дипольный момент молекул равен нулю), то взаимодействие между пористым материалом и жидкостью обусловлено молекулярным силовым полем. А если жидкость относится к полярным диэлектрикам, то электрическое поле проницаемого материала вызывает ориентацию молекул жидкости, в результате чего к первому слою молекул прилипают следующие, образуя полимолекулярную структуру. Таким образом, меняются такие физические показатели жидкости, как вязкость и теплопроводность [1, 2, 6].

Совместное течение жидкости и газа через пористые среды

Одновременное течение и жидкости, и газа через пористые материалы существенно отличается от течения просто жидкости через эти материалы. Погрешности моделей, описывающих течение многофазных сред в пористых материалах [3, 4, 6], обусловлены сложностью описания структуры пористого материала. Разница заключается в деформации и смещении каркаса исходного материала, образующего пористую структуру. Поры имеют неопределенную форму. Поэтому были проанализированы уравнения размерностей и подобраны критериальные комплексы для определения расходных характеристик. Связь между расходами жидкости и газа можно представить в виде уравнений регрессии:

$$\left.\begin{aligned}\dot m_{\text{ж}} &= f_1(\Delta p_{\text{ж}}^{a_1}\,\rho_{\text{ж}}^{b_1}\,\dot m_{\text{г}}^{c_1}\,S_{\text{ж}}^{d_1});\\ \dot m_{\text{г}} &= f_2(\Delta p_{\text{г}}^{a_2}\,\rho_{\text{г}}^{b_2}\,\dot m_{\text{ж}}^{c_2}\,S_{\text{г}}^{d_2}),\end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

где $S_{\text{ж}}$, $S_{\text{г}}$ — площади соответственно жидкостного и газового потоков.

Предположим, что перемешивание газа и жидкости в пористом материале — равномерное, и определим отношение расхода жидкости к расходу газа при равной скорости истечения: $S_{\text{ж}}/S_{\text{г}} = k_{\text{пр}}\dot m_{\text{ж}}\rho_{\text{г}}/(\rho_{\text{ж}}\dot m_{\text{г}})$, где $k_{\text{пр}}$ — коэффициент пропорциональности, который характеризует перепад давления, вязкости жидкости и газа и др.

Размерности величин, входящих в систему уравнений (3): $\dot m_{\text{ж}}$ — кг · с$^{-1}$; $\Delta p_{\text{ж}}$ — кг · м$^{-1}$с$^{-2}$; $\rho_{\text{ж}}$ — кг · м$^{-3}$; $\dot m_{\text{г}}$ — кг · с$^{-1}$; $S_{\text{г}}$ — м^2, позволяют получить связь между показателями степеней: для массы: $1 = a_1 + b_1 + d_1$;

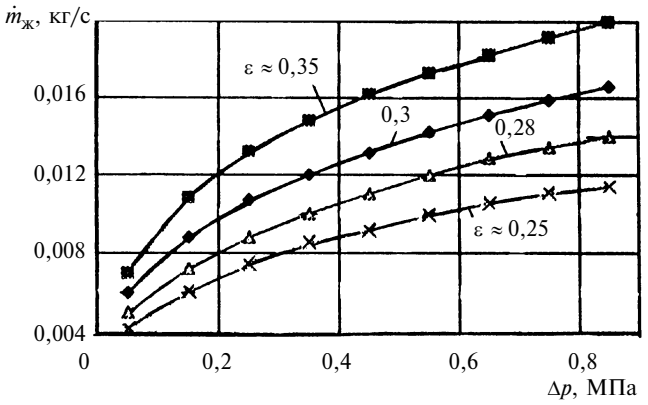


Рис. 4. Зависимости расхода $\dot{m}_ж$ форсунок с пористыми элементами от перепада Δp давления при различной проницаемости ε пористого материала

для длины: $0 = -a_1 - 3b_1 + 2d_1$; для времени: $-1 = -2a_1 - c_1$.

Исключив из этих уравнений a_1, b_1 и d_1, получим связь расхода жидкости с параметрами через показатель c_1:

$$\dot{m}_ж = f_1(\Delta p_ж^{(0,5-c1/2)};\ \rho_ж^{(0,5-c1/2)};\ \dot{m}_г^{c1};\ S_ж^{(1-c1)})$$

или (4)

$$\dot{m}_ж/(\Delta p_ж^{0,5}\,\rho_ж^{0,5}\,S_ж) = k_{пр.ж}[\dot{m}_г/(S_ж\Delta p_ж^{0,5}\,\rho_ж^{0,5})]^{n_ж}.$$

Аналогично для расхода газа:

$$\dot{m}_г = f_1(\Delta p_г^{(0,5-c2/2)};\ \rho_г^{(0,5-c2/2)};\ \dot{m}_ж^{c2};\ S_г^{(1-c2)})$$

или (5)

$$\dot{m}_г/(\Delta p_г^{0,5}\,\rho_г^{0,5}\,S_г) = k_{пр.г}[\dot{m}_ж/(S_г\Delta p_г^{0,5}\,\rho_г^{0,5})]^{n_г}.$$

Приняв в первом приближении значение $k_{пр} \approx 1$ (в дальнейшем его можно уточнить), получим статистические значения показателей степени, привязанные к степени проницаемости материала.

Проливки пористых вкладышей форсунок показали, что значения коэффициентов $k_{пр.г}$ и $k_{пр.ж}$ имеют большой разброс. Для пористых материалов с относительной проницаемостью $0,3 \div 0,45$ средние значения показателей степени $n_г = -0,5$ и $n_ж = 0,4$, а коэффициенты пропорциональности $k_{пр.г} = 0,35$ и $k_{пр.ж} = 9,8$ (рис. 4).

Подставив значения коэффициентов и показателей степени в уравнения (4) и (5), получим $\dot{m}_ж = \mu_ж\sqrt{S_ж S_г\sqrt{\rho_ж\rho_г\Delta p_ж\Delta p_г}}$, где условный коэффициент расхода $\mu_ж \approx k_{пр.ж}^{0,33}\,k_{пр.г}^{0,83}$. Тогда расход газа $\dot{m}_г = \mu_г S_г\sqrt{\rho_г\Delta p_г\sqrt{\frac{S_г}{S_ж}\left(\frac{\rho_г\Delta p_г}{\rho_ж\Delta p_ж}\right)^{0,5}}}$, где условный коэффициент расхода $\mu_г \approx k_{пр.ж}^{0,83}\,k_{пр.г}^{0,42}$.

Примем, что площади проходных каналов для жидкостных и газовых потоков пропорциональны перепадам давления:

$$S_г/S_ж \approx k_д(\Delta p_ж/\Delta p_г)^{0,35},$$

где $k_д \approx 2$ — коэффициент пропорциональности.

Условный коэффициент расхода пористых вкладышей зависит от режимных параметров и конфигурации каналов пор: $\mu_ж = \zeta(p_0/\Delta p_г)^{1/3}$. Таким образом, коэффициент расхода зависит от эквивалентного диаметра и длины порового канала: $\zeta = \lambda + \nu d_{экв.к}/l_{пор}$, где λ и ν — коэффициенты. Для вкладышей с проницаемостью $\varepsilon = 0,3$ — $\lambda = 5,5$ и $\nu = 1,25$; с проницаемостью $\varepsilon = 0,45$ — $\lambda = 3,8$ и $\nu = 1,25$.

Выводы

Результаты экспериментальных исследований форсунок с пористыми элементами при различной проницаемости материала показали, что при уменьшении проницаемости материала расходная характеристика для жидкости близка к линейной зависимости. При проницаемости $\varepsilon < 0,07$ наблюдается неравномерность расхода вследствие засорения поровых каналов и облитерации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бирюков В. И.** Особенности низкочастотной внутрикамерной неустойчивости рабочего процесса в регулируемых ЖРД на гидразине: Дис. ... канд. техн. наук. М.: МАИ, 1985. 204 с.

2. **Базаров В. Г., Бирюков В. И.** О неравномерности расхода жидкости через проницаемые стенки // Сб. тр. МАИ. № 202-14. М.: МАИ, 1987.

3. **Поляев В. М., Майоров В. А., Васильев Л. А.** Гидродинамика и теплообмен в пористых элементах конструкции летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1988.

4. **Дерягин Б. В., Железный Б. В., Зорин З. М.** Свойства жидкостей в тонких кварцевых капиллярах // Поверхностные силы в тонких пленках и устойчивость коллоидов. М.: Наука, 1974. С. 90—94.

5. **Круг Г. А., Сосулин Ю. А., Фатуев В. А.** Планирование эксперимента в задачах идентификации и экстраполяции. М.: Наука, 1977. 207 с.

6. **Mehner W.** Gasausscheidung als Ursache des Filtereffektes // Die chemische Fabrik. B. 10. 1937. N 1/2. S. 2—9.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Правила подготовки рукописей смотрите в №1 за 2007 г. на третьей странице обложки.

УДК 621.22

Н. Г. ГРИНЧАР, канд. техн. наук (Московский государственный университет путей сообщения)

Повышение точности результатов диагностирования гидросистем при использовании турбинных расходомеров

Предпринята попытка разработать методику интерпретации результатов измерений расхода при диагностике гидросистем с применением турбинных расходомеров с целью повышения их точности. Для описания характера взаимодействия ротора с потоком использованы обобщения известных зависимостей, опубликованных в трудах советских и российских ученых по данной тематике.

Использование турбинных расходомеров для оценки технического состояния систем гидроприводов строительных машин и локализации отказавших элементов предъявляет достаточно высокие требования к их точности и стабильности. Так, если допустить возможность 5 %-й ошибки в измерении расхода, то при номинальном расходе 100 л/мин и фактическом объемном КПД привода $\eta = 0{,}9$ можно получить априорные значения от 1 до 0,81. Оценка реального состояния гидропривода в этом случае затруднительна. Согласно ГОСТ 17108—86 ошибка измерения расхода не должна превышать 1,5 %. Повышение точности показаний может быть достигнуто выбором параметров, обеспечивающих наименьшее скольжение ротора относительно потока, и уточнением интерпретации результатов с учетом фактических условий измерений. Схематично конструкция ротора (крыльчатки) расходомера представлена на рис. 1.

В настоящей работе предпринята попытка обобщения и уточнения известных зависимостей, опубликованных в трудах [1—3], и разработки методики интерпретации результатов измерений с целью повышения их точности. Для выбора оптимальных конструктивных параметров рассмотрим основные зависимости, описывающие взаимодействие ротора расходомера с потоком рабочей жидкости.

В статье приняты обозначения: $D_к = 2R_к$ — внутренний диаметр корпуса расходомера; $D_р = 2R_р$ — наружный диаметр ротора; $D_{ст} = 2R_{ст}$ — диаметр ступицы ротора; $h_л = R_р - R_{ст}$ — высота лопасти; $l_л$ — длина лопасти; $h_т$ — толщина лопасти в торцевом сечении; β — угол подъема винтовой поверхности (переменное значение вдоль радиуса ротора); z — число лопастей; $H = 2\pi\overline{R}/\mathrm{ctg}\beta$ — ход винтовых поверхностей, образующих лопасти; $\overline{D} = 2\overline{R} = \sqrt{(D_р^2 - D_{ст}^2)/2}$ — характеристический диаметр ротора; $b = l/\sin\beta$ — хорда профиля; $t = 2\pi r/z$ — шаг профиля; $\tau = b/t$ — густота решетки. Площадь проходного сечения ротора находим по формуле

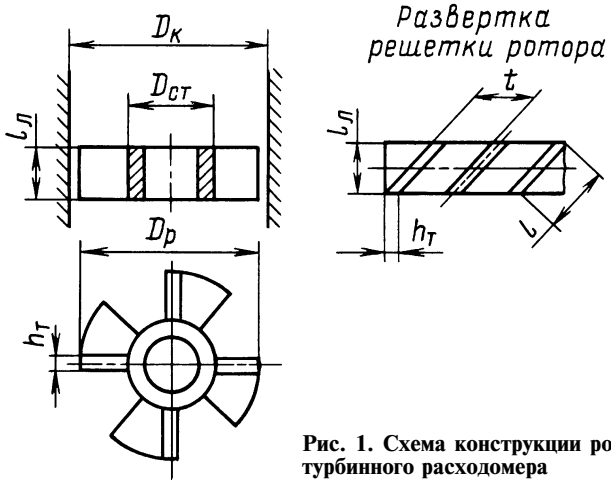


Рис. 1. Схема конструкции ротора турбинного расходомера

$$S = [\pi(D_к^2 - D_{ст}^2)/4] - zh_т h_л.$$

Для определения идеальной частоты вращения ротора обычно вводят следующие допущения: отсутствует сопротивление вращению (трение в подшипниках и жидкостное трение равны нулю); скорость движения жидкости на входе ротора равномерна по всему сечению. Тогда идеальная частота вращения ротора в потоке $n_и = Q/(SH)$, где Q — расход рабочей жидкости.

На основании работ [1, 2] выражение для реальной частоты вращения ротора запишем следующим образом: $n = [Q/(SH)](1 - Sk)\varphi_Q\varphi_v$, где Sk — скольжение ротора относительно потока, зависящее от момента сопротивления вращению; φ_Q — коэффициент, учитывающий перетечки рабочей жидкости; φ_v — коэффициент, учитывающий неравномерность эпюры скоростей потока по сечению ротора.

Для определения значений коэффициентов φ_Q и φ_v воспользуемся результатами работы [1], полученными в предположении, что эпюры скоростей на входе в крыльчатку подчиняются логарифмически нормальному закону. Эпюры скоростей, приведенные в указанной работе, подтверждают справедливость данного предположения.

На основании результатов работ [1—3] поправочные коэффициенты можно определить следующим образом:

$$\varphi_Q = 1 - \bar{q};\ \bar{q} = \frac{A_1 \ln r_к - A_2 \ln r_р - A_3}{A_4 \ln r_к - A_5},$$

где $A_1 + r_к^4 + r_р^4 - 2r_р^2$; $A_2 = 2r_р^2(2r_к^2 - 1)$; $A_3 = (r_к^3 - 1) \times (r_к^2 - r_р^2)$; $A_4 = r_к^2 - 1$; $A_5 = (r_к^2 - 1)^2$; $r_к = R_к/R_{ст}$; $r_р = R_р/R_{ст}$;

$$\varphi_v = [E_1^2(i_1 - 2i_2 + i_3) + 2E_1E_2(i_4 - i_5) + E_2^2 i_6]/[E_1(i_1 - i_2) + E_2 i_4],$$

где $E_1 = 2/[r_к^2 + 1 - (r_к^2 - 1)/\ln r_к]$; $E_2 = 2[(2r_к^2 - 1)/\ln r_к]/[r_к^2 + 1 - (r_к^2 - 1)/\ln r_к]$; $i_1 = (r_к^4 - 1)/4$; $i_2 = (r_к^6 - 1)/6$; $i_3 = (r_к^8 - 1)/8$; $i_4 = [(r_к^4 \ln r_к)/4] - i_1/4$; $i_5 = [(r_к^6 \ln r_к)/6] - i_2/6$; $i_6 = [(r_к^2 \ln^2 r_к)/4] - i_4/4$.

Согласно данным работы [2]

$$Sk = \Sigma M_c/[\pi\rho CQ^2\overline{D}^2/(SH_э)], \quad (1)$$

где ΣM_c — суммарный момент сопротивления вращению ротора; ρ — плотность жидкости; C — параметр, характеризующий решетку профиля лопастей; $H_э$ — эквивалентный ход, который определяют по формуле $1/H_э = 1/H_р + 1/H_н = (\mathrm{ctg}\beta + \mathrm{ctg}\gamma)/(2\pi r)$ (здесь $H_н$ — ход направляющих; γ — угол установки направляющих в потоке).

Параметр C, входящий в выражение (1), определяют по формуле

$$C = [(m\tau\sin\beta)/2/[1 + (m\tau\sin\beta)/2),$$

где m — коэффициент, который может быть представлен в виде произведения двух сомножителей [2]: $m = m_{из}\chi$ [здесь $m_{из} = \pi$; $\chi = f(t/b; \beta)$].

Согласно работе [4] $\chi = (4ty\cos\alpha_0)/[\pi b(y^2 + 1)\cos\beta]$, где $\alpha_0 = \mathrm{arctg}\{[y^2 - 1)\mathrm{tg}\beta]/(y^2 + 1)\}$.

Параметр y есть неявная функция густоты решетки [4].

$$\tau = \frac{1}{\pi}\left[\cos\beta\ln\frac{1 + y^2 + 2y\cos\alpha_0}{1 + y^2 - 2y\cos\alpha_0} + 2\sin\beta\,\mathrm{arctg}\frac{2y\sin\alpha_0}{y^2 - 1}\right].$$

В частных случаях имеем:

$$y = \mathrm{cth}[\pi b/(4t)] \text{ при } \beta = 0; \quad (2)$$

$$y = \mathrm{ctg}[\pi b/(4t)] \text{ при } \beta = \pi/2. \quad (3)$$

Для выполнения расчетом на ПК предпочтительно представить зависимость для параметра y в явной форме. Поэтому, учитывая монотонность функции $\tau = f(y, \alpha_0)$, запишем приближенное выражение для y с учетом формул (2) и (3) в виде:

$$y = \mathrm{ctg}[\pi b/(4t)](1 - 2\beta/\pi) + \mathrm{ctg}[\pi b/(4t)](2\beta/\pi). \quad (4)$$

Расчеты, выполненные для параметра y в диапазоне значений $0{,}5 < \tau < 2{,}0$ и $30^\circ < \beta < 60^\circ$, показывают, что практически расхождения между результатом, полученным в работе [2, 4], и результатом, полученным по формуле (4), отсутствуют.

Далее определяем

$$\Sigma M_c = M_л + M_{ст} + M_п + M_т, \quad (5)$$

где $M_л$ — момент трения по проточной части ротора; $M_{ст}$ — момент трения по торцу ступицы ротора; $M_п$ — момент трения в подшипниках; $M_т$ — момент реакции тахометра (величиной $M_т$ обычно пренебрегают ввиду ее малости, для фотоэлектрических преобразователей $M_т = 0$).

Последовательно находим моменты, входящие в формулу (5):

$$1.\ M_л = \pi\rho C_f l_л I_и Q^2/(H_р S^2\sin^2\beta), \quad (6)$$

где C_f — коэффициент трения по проточной части ротора;

$$I_и = (2/3)(R_р^3 - R_{ст}^3) + R_{ст}^2(2\pi R_{ст} - zh_т)\sin\beta_{ст} + zR_р^2 h_т\sin\beta_{нар}$$

— параметр, характеризующий конструкцию ротора [2]. Здесь $\beta_{ст}$, $\beta_{нар}$ — углы установки лопастей на радиусе ступицы и наружном радиусе ротора соответственно.

Точность формулы (6) зависит от выбора значения C_f. По приведенным в работах [2, 3] данным для ламинарного потока $C_{fл} = (0{,}0721/\tau_р^2) - 1/\mathrm{Re}^{0,5} + 0{,}016/\tau_р$.

$$2.\ M_{ст} = C_м 2\pi^2\rho n^2 R_{ст}^2,$$

где $C_м = 2{,}67\mathrm{Re}^{-0,5}$ — для ламинарного пограничного слоя и $C_м = 0{,}0622\mathrm{Re}^{-0,2}$ — для турбулентного пограничного слоя.

Число Рейнольдса для кольцевого канала [5] $\mathrm{Re} = 2V(R_к - R_{ст})/\nu$, где V — скорость течения жидкости, см/с; ν — кинематическая вязкость рабочей жидкости, сСт.

3. Согласно работам [1, 2] для двух залитых жидкостью шарикоподшипников, один из которых нагружен осевой силой,

$$M_п = [3{,}6\cdot 10^{-3} D_п^3(1 + 10^{-3}n) + 7{,}7\cdot 10^{-5}\nu^2](1 + 2P) + 5\cdot 10^{-9} D_п^4\,\nu^{0,5}n,$$

где P — осевое усилие; $D_п$ — наружный диаметр подшипника.

Полагаем, что для ротора, установленного на одном подшипнике, $M_п^1 = M_п/2$. Осевая нагрузка подшипников состоит, в основном, из осевой составляющей циркуля-

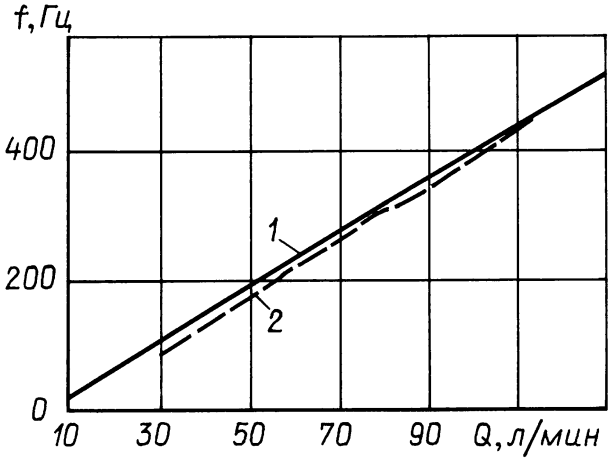


Рис. 2. Статические характеристики турбинного расходомера: *1* — расчетная; *2* — экспериментальная

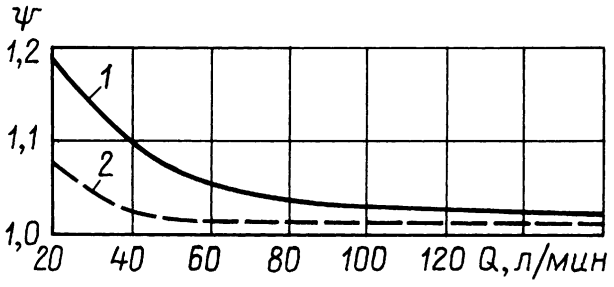


Рис. 3. Зависимости поправочного коэффициента от расхода: *1* — $\nu = 55$ сСт, $T = 18$ °С, $p = 20$ МПа; *2* — $\nu = 20$ сСт, $T = 50$ °С, $p = 20$ МПа

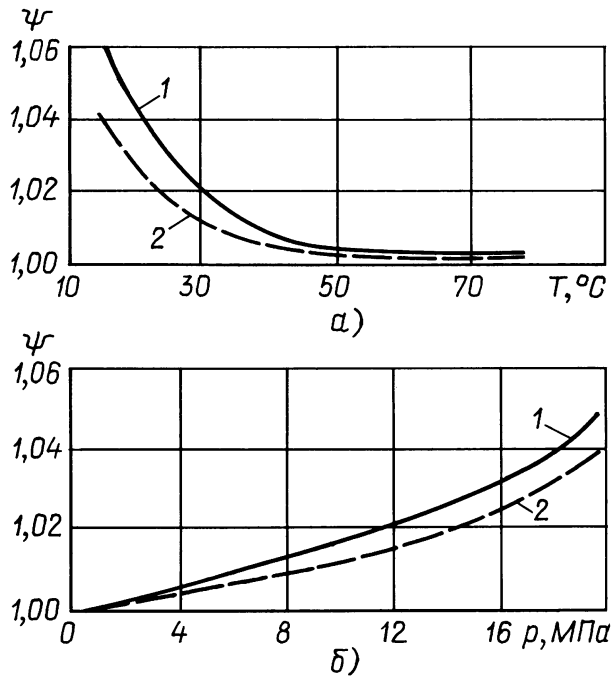


Рис. 4. Зависимости поправочного коэффициента от температуры (*а*) и давления (*б*) при Q = 30 (*1*) и 140 л/мин (*2*), ν = 55 сСт

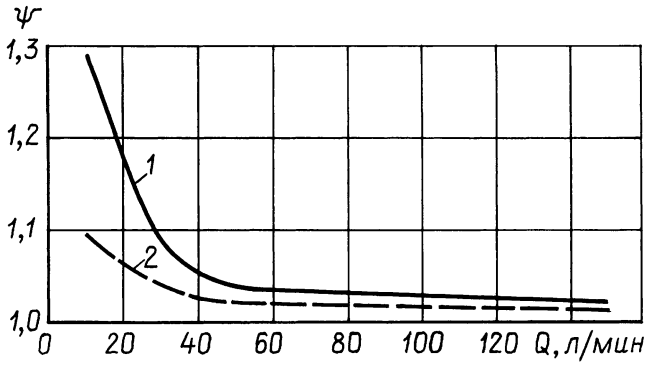


Рис. 5. Экспериментальные зависимости поправочного коэффициента от расхода:
масло И-30, T = 45 °С, p = 20 МПа

ционной силы Жуковского [2, 3] $P = \rho C_f l_л u/(2S\sin\beta)$, где $u = 2\pi R_{ст} + 2h_л z$ — периметр нормального сечения ротора.

Из вышеприведенного следует, что суммарный момент сопротивления является, в частности, функцией вязкости. Вязкость, в свою очередь, зависит от температуры и давления [6]:

$$\nu = \nu_0 e^{ap} e^{-S\left(\frac{\Delta T}{T}\right)^n}, \qquad (7)$$

где ν_0 — базовая вязкость [одна из точек кривой $\nu = \nu_0 f(T; P)$]; a — пьезокоэффициент вязкости; S, n — термокоэффициенты, определяемые составом жидкости и присадками; ΔT — величина изменения температуры; p — давление в гидросистеме.

Значения S и n и зависимость $a = f(T)$ для различных вязкостно-температурных групп масел, применяемых в гидроприводах строительных, дорожных и других мобильных машин, приведена в работе [6].

Из выражения (7) следует, что при $\Delta T = 0$ имеем $\nu = \nu_0 e^{ap}$. Так как вязкость возрастает с повышением давления, то будет меняться сопротивление вращению ротора (ΣM_c будет возрастать) и соответственно будет возрастать параметр Sk. В этом случае значение расхода, определяемого в ходе диагностирования при нормируемом давлении, будет несколько меньше истинного. Данное обстоятельство можно учесть поправочным коэффициентом

$$\Psi = (1 - Sk_0)/(1 - Sk_р), \qquad (8)$$

где Sk_0 — скольжение ротора при давлении, равном 0; $Sk_р$ — скольжение ротора при нормированном давлении.

Таким образом, коэффициент Ψ является функцией давления и температуры: $\Psi = f(p; T)$. При p = 0,1 МПа $\Psi = 1$.

При диагностировании расход Q жидкости определяется по показаниям ω прибора: $Q = \varphi(\omega)$, где $\omega = knz$ (k — коэффициент пропорциональности).

С учетом выражения (8) для коэффициента подачи ε окончательно имеем [5]: $\varepsilon = \omega_р/\omega_0 = n_р\Psi/n_0$, где $n_р$, n_0 — частоты вращения ротора при рабочем и нулевом давлении соответственно.

Гидротестер конструкции кафедры "Путевые, строительные машины и робототехнические комплексы" Московского государственного университета путей сообщения (медаль ВВЦ за 1998 г.) имеет следующие конструктивные параметры расходомера: $D_к$ = 24 мм; $D_р$ = 23 мм; $D_{ст}$ = 13 мм; $l_л$ = 9 мм; $h_т$ = 2 мм; β = 45°.

Статическая характеристика расходомера приведена на рис. 2, из которого следует, что результаты расчета хорошо согласуются с экспериментальными.

На рис. 3, 4 представлены расчетные зависимости $\Psi = f_1(Q)$, $\Psi = f_2(T)$, $\Psi = f_3(p)$ от основных параметров потока жидкости. На рис. 5 приведены экспериментальные зависимости $\Psi = f(Q)$, полученные для гидротестера (*1*) и датчика ТДР-12 (*2*).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бобровников Н. Г., Камышев Л. А.** Теория и расчет турбинных расходомеров. М.: Машиностроение, 1978. 128 с.
2. **Бошняк Л. Л., Бызов Л. Н.** Тахометрические расходомеры. Л.: Машиностроение, 1968. 212 с.
3. **Янбухтин И. Р.** Современные турбинные расходомеры и пути их совершенствования. М.: ЦНИИТЭИприборостроения, 1983. 54 с.
4. **Кочин Н. Е.** Гидродинамическая теория решеток. М.: Гостехтеоретиздат, 1949. 104 с.
5. **Башта Т. М.** Гидравлика, гидромашины и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 424 с.
6. **Кондаков Л. А.** Рабочие жидкости и уплотнения гидравлических систем. М.: Машиностроение, 1982. 216 с.

УДК 628.517

С. В. ГОРИН, д-р техн. наук, О. В. МАКАРОВА
(Севмашвтуз, г. Северодвинск)

К определению коэффициентов акустических четырехполюсников многослойных гофрированных оболочек

Рассмотрен расчетно-экспериментальный метод определения характеристик сильфонного компенсатора в виде коэффициентов акустического четырехполюсника. Предложен способ определения скорости звука в рабочей среде сильфонного компенсатора. Расчеты этих характеристик приведены на примере исследований трехслойной цилиндрической гофрированной оболочки компенсатора. Показана зависимость скорости звука от величины статического давления в рабочей среде. Результаты могут быть использованы при разработке мероприятий по улучшению виброакустических характеристик трубопроводных систем.

В трубопроводных системах энергетических установок виброизоляция насосов осуществляется применением многослойных гофрированных оболочек — сильфонных компенсаторов (рис. 1). При расчете колебаний рабочих сред необходимо знать коэффициенты акустических четырехполюсников всех элементов систем [1]. В настоящее время не существует простого расчетного способа определения акустических характеристик многослойных гофрированных оболочек. В данной работе предлагается определять искомые характеристики расчетно-экспериментальным путем.

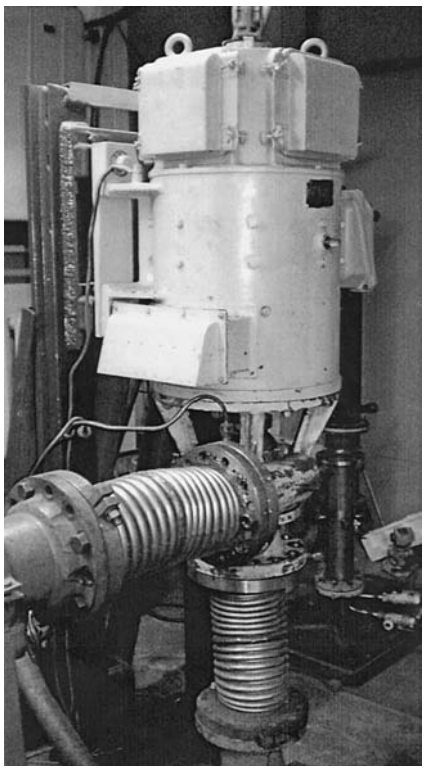


Рис. 1. Центробежный насос с сильфонными компенсаторами

Исследовали трехслойную цилиндрическую гофрированную оболочку из коррозионно-стойкой стали 08Х18Н10Т, имеющую толщину стенки $\delta_т = 1{,}5$ мм, внутренний диаметр 80 мм, длину $l = 170$ мм и 12 гофр ($N_г$) высотой 12 мм (рис. 2). Испытания проводили на стенде [2, 3] по методике [4]. В качестве рабочей среды использовали воду ($\rho = 10^3$ кг/м^3, $E = 2{,}1 \cdot 10^9$ Па). Статическое давление $p_{ст}$ рабочей среды изменялось от 0 до 1 МПа с шагом 0,2 МПа. Так как гофрированная оболочка представляет собой симметричный четырехполюсник, то определяли только два коэффициента (A и B) акустического четырехполюсника, по которым рассчитывали коэффициент C. На рис. 3, *а*, *б* показаны соответственно зависимости модулей коэффициентов A и $\overline{B}$, от частоты f при разных статических давлениях $p_{ст}$ рабочей среды. Коэффициент $\overline{B}$ нормирован относительно волнового сопротивления стальной трубы с внутренним диаметром $D_т = 80$ мм и толщиной стенки $\delta_т = 5$ мм согласно формуле $\overline{B} = B/(\rho c_т/S)$, где B — измеренный коэффициент; $c_т$ — скорость звука в воде с учетом податливости стенок трубы; S — площадь поперечного сечения по внутреннему диаметру сильфона.

Анализ зависимостей показывает, что коэффициенты четырехполюсника существенно зависят от величины статического давления рабочей среды. Ввиду малости диссипативных сил эти коэффициенты могут быть описаны функциями, полученными для отрезка прямой трубы:

$$\left.\begin{aligned} A = D = \cos(\omega l/c); \\ B = j(\rho c/S)\sin(\omega l/c); \\ C = j(S/\rho c)\sin(\omega l/c), \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

где j — мнимая единица; ω — циклическая частота колебаний давления; l — длина сильфона; c — скорость звука в рабочей среде сильфона.

Анализ зависимостей (1) и кривых на рис. 3 позволил сделать следующий вывод: параметры передачи колебаний по рабочей среде сильфона при изменении статического давления изменялись из-за изменения скорости звука, так как геометриче-

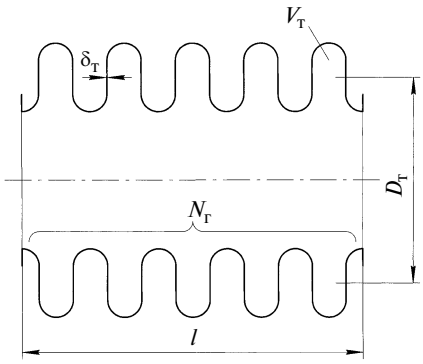


Рис. 2. Гофрированная оболочка сильфонного компенсатора

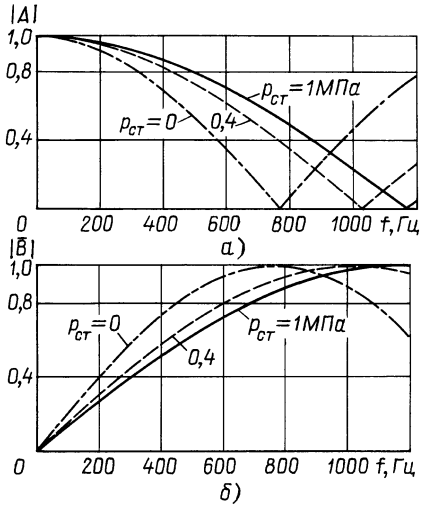


Рис. 3. Зависимости модуля коэффициента A (*а*) и безразмерного коэффициента $|\overline{B}|$ от частоты f при разном статическом давлении $p_{ст}$

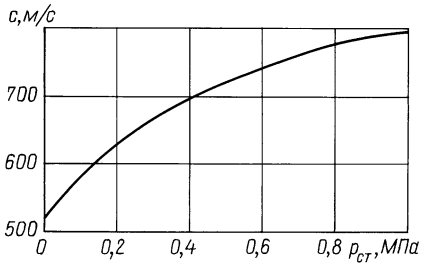


Рис. 4. Влияние статического давления $p_{ст}$ рабочей среды сильфона на скорость c распространения звука в ней

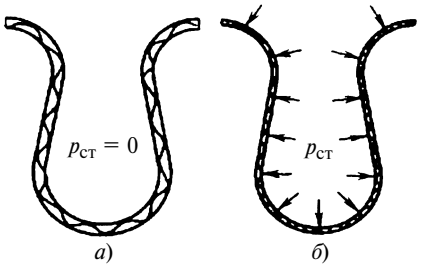


Рис. 5. Гофры сильфона при отсутствии (*а*) и наличии (*б*) статического давления $p_{ст}$ среды

ские размеры сильфона в диапазоне давлений от 0 до 1 МПа оставались практически неизменными.

Таким образом, при определении параметров передачи колебаний расчет скорости звука в сильфоне в виде $c = c_0/\sqrt{1 + ED_т/(E_т\delta_т)}$ не представляется возможным. Поэтому скорость звука в гофрированной оболочке определяли по частоте четвертьволнового резонанса, так как на стенде испытания сильфона соответствовали волноводу, открытому с одного конца и закрытому жесткой крышкой с другого,

$$c = 4lf_p, \qquad (2)$$

где f_p — частота четвертьволнового резонанса, определяемая по частотной зависимости параметра A (см. рис. 3, *а*). Частоты четвертьволнового резонанса — это частоты, на которых $A = 0$.

При известной длине сильфона и частотах четвертьволновых резонансов, полученных экспериментально для разных статических давлений рабочей среды, по формуле (2) можно определить соответствующие значения скорости звука. Для исследуемой сильфонной оболочки при статических давлениях рабочей среды 0; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8 и 1 МПа значения скорости звука были соответственно равны 520, 628, 696, 740, 776, 792 м/с (рис. 4). Как видно из рис. 4, скорость звука растет с увеличением статического давления рабочей среды, экспоненциально приближаясь к некоторому предельному значению.

Сравнивая скорость распространения звука в многослойной гофрированной цилиндрической оболочке, заполненной водой, со скоростью распространения звука в неограниченном водном пространстве ($c_0 = 1449$ м/с) или со скоростью звука в стальной трубе диаметром 80 мм с толщиной стенки 5 мм, заполненной водой ($c = 1345$ м/с), можно сделать вывод о существенной податливости стенок сильфонной оболочки.

Для низкой частоты, когда периметр оболочки намного меньше длины волны, имеет место упругая реакция стенок оболочки, а дисперсия скорости отсутствует. Эффективная сжимаемость будет определяться сжимаемостью жидкости, податливостью оболочки, обусловленной как радиальным смещением u стенок оболочки, так и локальными деформациями участков оболочки в местах отсутствия контактов между слоями оболочки (рис. 5, *а*, *б*):

$$\beta = \beta_0 + \frac{2u}{pl} + \frac{\sum_{i=1}^{N} s_i\Delta l_i}{pV}. \qquad (3)$$

С учетом формулы (3) скорость звука в рабочей среде внутри гофрированной оболочки можно рассчитать по формуле

$$c = c_0/\sqrt{1 + \frac{2u}{\beta_0\rho R} + \frac{\sum_{i=1}^{N} s_i\Delta l_i}{\beta_0 pV}},$$

где R — радиус оболочки; p — давление; V — объем внутренней полости сильфона; s_i — площадь i-го участка, на котором отсутствует контакт между соседними слоями; Δl_i — деформация i-го участка под действием давления.

Так как в нормальных условиях гофрированная оболочка работает в области упругих деформаций, то второе слагаемое в равенстве (3), как и первое, не зависит от величины статического давления. Увеличение скорости звука с повышением давления обусловлено уменьшением сжимаемости вследствие уменьшения третьего слагаемого. С ростом статического давления слои сильфонной оболочки начинают плотнее прилегать друг к другу (см. рис. 5, *б*). При этом, несмотря на увеличение числа площадок s_i, их величины существенно уменьшаются. Уменьшаются также и деформации Δl_i. В совокупности под воздействием статического давления снижается эффективная сжимаемость и, как следствие, возрастает скорость звука.

Величины s_i и Δl_i изменяются по случайному закону. Для получения достоверных зависимостей скорости звука от величины статического давления либо необходимо провести достаточно большой объем испытаний с последующей статистической обработкой данных, либо для сильфонных оболочек и других элементов трубопроводных систем, в которых наблюдается зависимость скорости звука от статического давления, необходимы индивидуальные исследования, по результатам которых получают паспортные зависимости скорости звука от давления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **О способе** экспериментального определения параметров передачи колебаний по жидкостному тракту элементов гидравлических систем / С. В. Горин, Я. А. Ким, А. Н. Лесняк, А. И. Селезский // Акустический журнал. 1986. Т XXXII. Вып. 4. С. 529—533.

2. **А. с. 1188642 СССР:** Способ изменения параметров распространения акустических колебаний в гидравлических системах.

3. **Горин С. В., Макаров О. В., Шувалов А. А.** Виброакустический измерительный комплекс на базе персонального компьютера // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2007. № 3.

4. **Горин С. В., Макарова О. В.** Определение акустических параметров передачи колебаний в волноводах, содержащих участки со скачком поперечного сечения // Морской вестник. 2006. № 3 (19). С. 77—79.

УДК 539.3

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

Характеристика вида напряженного состояния конструкционных материалов

Предложена новая характеристика вида напряженного состояния для широкого класса конструкционных материалов, которую можно использовать при расчетах.

При разработке критериев усталостной прочности материалов требуется характеристика его напряженного состояния.

Для определения вида ("мягкий", "жесткий") вводят коэффициент a, который представляет собой отношение наибольшего касательного напряжения τ_{max} в точке, к наибольшему эквивалентному напряжению $\sigma_{экв II}$ [1]: $a = \tau_{max}/\sigma_{экв II}$, где $\tau_{max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2$; $\sigma_{экв II} = \sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)$ (σ_1, σ_2, σ_3 — главные напряжения, μ — коэффициент Пуассона).

Однако определение коэффициента a данным способом имеет существенные недостатки, а именно: приближенный характер положенных в его основу параметров [2]; параметр $\sigma_{экв II}$ не подтверждается опытом и в настоящее время не рекомендуется к применению [3].

Для определения вида напряженного состояния материала возьмем натуральный критерий предельного состояния материала (НКПСМ), который вытекает из теории прочности широкого класса изотропных материалов [4].

В НКПСМ, который хорошо согласуется с полученными опытными данными, учтены: физическая природа деформаций (сдвиг, отрыв); величина всех трех главных напряжений; свойства материала.

Математическое определение НКПСМ имеет вид [4]:

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

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

$$\left.\begin{aligned} k_1 &= \frac{3}{2}\frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2}; \\ k_2 &= \frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2}(1-\chi^2); \\ k_3 &= \frac{1}{4}\frac{(2+\chi^2)^2}{4-\chi^2}(1-\chi^2)\chi^2, \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где $\chi = \sigma_p/\sigma_c$, $0 < \chi \leqslant 1$ — характеристика хрупкопластических свойств материала (σ_p, σ_c — предельные напряжения соответственно при растяжении и сжатии); σ_υ, τ_υ — функции соответственно нормальных и касательных напряжений на опасной площадке с нормалью υ:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_\upsilon &= \sigma_1\cos^2\alpha_1 + \sigma_2\cos^2\alpha_2 + \sigma_3\cos^2\alpha_3; \\ \tau_\upsilon &= \sqrt{(\sigma_1\cos\alpha_1)^2 + (\sigma_2\cos\alpha_2)^2 + (\sigma_3\cos\alpha_3)^2 - \sigma_\upsilon^2}, \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

где $\cos\alpha_1$, $\cos\alpha_2$, $\cos\alpha_3$ — направляющие косинусы нормали υ:

$$\left.\begin{aligned} \cos\alpha_1 &= \frac{2\sigma_1 - \chi(\sigma_2+\sigma_3)}{\sqrt{2[(2+\chi^2)(\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2) - \chi(4-\chi)(\sigma_1\sigma_2+\sigma_2\sigma_3+\sigma_3\sigma_1)]}}; \\ \cos\alpha_2 &= \frac{2\sigma_2 - \chi(\sigma_1+\sigma_3)}{\sqrt{2[(2+\chi^2)(\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2) - \chi(4-\chi)(\sigma_1\sigma_2+\sigma_2\sigma_3+\sigma_3\sigma_1)]}}; \\ \cos\alpha_3 &= \frac{2\sigma_3 - \chi(\sigma_1+\sigma_2)}{\sqrt{2[(2+\chi^2)(\sigma_1^2+\sigma_2^2+\sigma_3^2) - \chi(4-\chi)(\sigma_1\sigma_2+\sigma_2\sigma_3+\sigma_3\sigma_1)]}}; \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

α_1, α_2, α_3 — углы, которые образует нормаль υ с главными направлениями *1*, *2*, *3*.

В выражения (1) введем следующие обозначения:

$$\left.\begin{aligned} D &= \sqrt{k_1\tau_\upsilon^2} = \sqrt{k_1}\,\tau_\upsilon; \\ J &= \sqrt{k_2\sigma_\upsilon^2} = \sqrt{k_2}\,\sigma_\upsilon \text{ при } \sigma_\upsilon > 0; \\ S &= \sqrt{k_3\sigma_\upsilon^2} = \sqrt{k_3}\,\sigma_\upsilon \text{ при } \sigma_\upsilon < 0, \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

где D — фактор сдвига; J и S — факторы отрыва на опасной площадке с нормалью υ.

Таким образом, если известны значения параметров (5), то характеристику A вида напряженного состояния материала будет определять выражение

$$A = D/J. \quad (6)$$

Следовательно, при преимуществе фактора сдвига D из выражения (6) получим $A > 1$, что соответствует "мягкому" виду напряженного состояния. При преимуществе факторов отрыва J или S — $A < 1$, что соответствует "жесткому" виду напряженного состояния данного материала.

Для визуализации характеристики A выберем первую четверть ($0 \div 90°$) ортогональной системы координат и по оси ординат отложим сдвиг D, а по оси абсцисс — отрыв J или S. Таким образом, напряженные состояния материала можно изображать лучами, исходящими из начала координат, тангенсы углов которых равны соответствующему значению A. Угол наклона данного луча к оси абсцисс

$$\alpha = \operatorname{arctg} A. \quad (7)$$

Для абсолютно "жесткого" вида напряженного состояния материала $A = 0$, $\alpha = 0$, а для абсолютно "мягкого" вида $A = \infty$, $\alpha = 90°$, для "пограничного" вида $A = 1$, $\alpha = 45°$.

Рассмотрим несколько примеров определения характеристик A (угла α) напряженных состояний для некоторых конструкционных материалов.

Пример 1. Напряженное состояние материала близко к всестороннему растяжению: $\chi = 0{,}7$; $\sigma_1 = 120$ МПа; $\sigma_2 = 110$ МПа; $\sigma_3 = 100$ МПа.

1. Определим значения направляющих косинусов опасной площадки с нормалью υ из выражений (4): $\cos\alpha_1 = 0{,}7686$; $\cos\alpha_2 = 0{,}5455$; $\cos\alpha_3 = 0{,}3223$.

2. Найдем значения функций нормальных и касательных напряжений по формулам (3): $\sigma_\upsilon = 114$ МПа > 0; $\tau_\upsilon = 12{,}3$ МПа.

3. Определим коэффициенты влияния свойств материала из выражений (2): $k_1 = 2{,}7$; $k_2 = 0{,}9$.

4. Найдем значения факторов сдвига и отрыва на опасной площадке из выражений (5): $D = 20{,}2$ МПа; $J = 108{,}2$ МПа.

5. Характеристика A (угол α) находится из выражения (6): $A = 0{,}2 < 1$ ($\alpha = 11° < 45°$), что соответствует "жесткому" виду напряженного состояния данного материала.

Пример 2. Напряженное состояние материала близко к чистому сдвигу: $\chi = 0{,}5$; $\sigma_1 = 150$ МПа; $\sigma_2 = 0$; $\sigma_3 = -140$ МПа.

1. Направляющие косинусов опасной площадки с нормалью υ по выражением (4) будут $\cos\alpha_1 = 0{,}7213$; $\cos\alpha_2 = -0{,}0098$; $\cos\alpha_3 = -0{,}6920$.

2. По формулам (3) найдем: $\sigma_\upsilon = 11$ МПа > 0; $\tau_\upsilon = 144{,}8$ МПа.

3. Найдем коэффициенты влияния свойств материала из выражений (2): $k_1 = 2{,}03$; $k_2 = 1{,}01$.

4. Факторы сдвига и отрыва на опасной площадке определим из выражений (5): $D = 206{,}3$ МПа; $J = 11{,}1$ МПа.

5. Тогда характеристика A (угол α) будет: $A = 18{,}6 > 1$ ($\alpha = 87° > 45°$), что соответствует "мягкому" виду напряженного состояния данного материала.

Пример 3. Напряженное состояние материала соответствует сжатию $\chi = 0{,}3°$: $\sigma_1 = 50$ МПа; $\sigma_2 = 10$ МПа; $\sigma_3 = -150$ МПа.

1. Значения направляющих косинусов опасной площадки с нормалью υ рассчитываем по выражениям (4): $\cos\alpha_1 = 0{,}4036$; $\cos\alpha_2 = 0{,}1421$; $\cos\alpha_3 = -0{,}9039$.

2. По формулам (3) найдем: $\sigma_\upsilon = -114{,}2$ МПа < 0; $\tau_\upsilon = 75{,}8$ МПа.

3. Коэффициенты влияния свойств материала определяем из выражений (2): $k_1 = 1{,}7$; $k_3 = 0{,}023$.

4. Тогда факторы сдвига и отрыва на опасной площадке по уравнениям (5): $D = 98{,}8$ МПа; $S = 17{,}3$ МПа.

5. Определим характеристику A (угол α) из выражений (6): $A = 5{,}67 > 1$ ($\alpha = 80° > 45°$), что соответствует "мягкому" виду напряженного состояния данного материала.

Таким образом, используя характеристику A, можно определять вид напряженного состояния для широкого класса конструкционных материалов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Сопротивление** материалов / Под ред. Г. С. Писаренко. Киев: Вища шк. Головное изд-во. 1986. 775 с.
2. **Писаренко Г. С., Лебедев А. А.** Деформирование и прочность материалов при сложном напряженном состоянии. Киев: Наукова думка, 1976. 416 с.
3. **Справочник** по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. Под ред. Г. С. Писаренко. Киев: Наукова думка. 1988. 736 с.
4. **Цыбулько А. Е., Козлов П. Н.** Теория прочности широкого класса изотропных материалов при сложном напряженном состоянии // Вестник машиностроения. 2005. № 12. С. 21—24.

УДК 539.431

А. Н. САВКИН, канд. техн. наук (Волгоградский ГТУ)

Оценка долговечности материала при нерегулярном нагружении

Рассмотрен вопрос аппроксимации случайного нерегулярного нагружения, при котором блоковая нагрузка представляет собой ступени постоянного значения. Установлено, что при числе ступеней нагружения более десяти суммарная долговечность материала не зависит от числа ступеней в блоке нагружения.

Детали и агрегаты многих машин при эксплуатации испытывают циклическое нагружение нерегулярного характера [1]. Оценка их долговечности как на этапе проектирования, так и при эксплуатации является актуальной проблемой, связанной с необходимостью обеспечения надежности конструкции и определения ресурсов деталей. Спектр случайных внешних нагружений, как правило, аппроксимируется блочной нагрузкой, в результате чего нерегулярное нагружение заменяется ступенчатым регулярным нагружением. Это позволяет проводить испытания деталей в условиях, близких к эксплуатационным, и на основании принятых моделей суммирования усталостных повреждений в металле определять ее ресурс, а следовательно, и срок службы машины.

В основу расчета положены последовательный ряд блоков с различными амплитудами нагрузок и числами циклов, которые получаются путем ступенчатой аппроксимации спектра нагружения. При этом чем больше число ступеней, тем выше точность, однако чем меньше число ступеней, тем проще расчет. Имеются рекомендации, в которых указывается, что целесообразно использовать восьмиступенчатое блоковое нагружение [2]. ГОСТ 25.507—85 рекомендует для аппроксимации десять ступеней.

Цель работы — оценка влияния на расчетную долговечность числа ступеней, аппроксимирующих спектр нагружения, и параметра рассеяния значений усталостной прочности и нерегулярной нагруженности. Воспользуемся параметрами блока нагружения, представленного в работе [3]: максимальная амплитуда напряжений $\sigma_{a\max} = 320$ МПа; число циклов $\nu_б = 10^4$; коэффициент вариации предела выносливости металла $v_{\sigma_{-1}} = 0{,}07$; коэффициент вариации максимальной амплитуды спектра $v_{\sigma_a} = 0{,}085$.

Для расчета воспользуемся исходной кривой выносливости исследуемого материала [3], выраженной в двойных логарифмических координатах:

$$\sigma_a^m N = \sigma_{-1}^m N_0,$$

где $\sigma_{-1} = 182$ МПа — предел выносливости; $N_0 = 2 \cdot 10^6$ циклов — долговечность; $m = 4{,}35$ — коэффициент наклона кривой выносливости.

Схема блочного нагружения представлена на рис. 1. Параметры блочного нагружения приведены в таблице. Принято: одна ступень — стационарное нагружение; 4, 8, 16 ступеней — нерегулярное нагружение.

Расчет долговечности приводили по нелинейной модели суммирования повреждений [4] с учетом истории нагружения материала.

В соответствии с данной моделью блочного нагружения условие разрушения будет иметь вид:

$$\sum_{j=1}^{\lambda} \left\{ \left[(\bar{n}_1^{\alpha_1} + \bar{n}_2)^{\alpha_2} + \bar{n}_3 \right]^{\alpha_3} + \ldots + n_{r^*} \right\}^{\alpha_{r^*}} = 1. \quad (1)$$

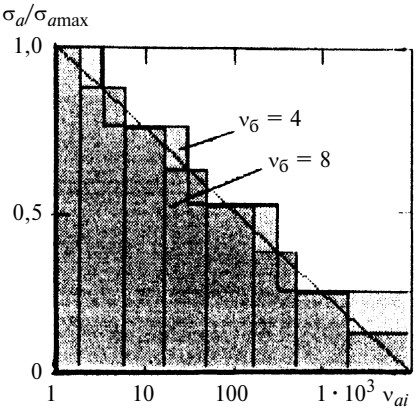


Рис. 1. Блочное нагружение с разным числом ступеней

Параметры блочного нагружения

Амплитуда напряжений σ_{ai}, МПа	Относительная продолжительность ступени нагружения $\nu_{ai}/\nu_б$		
	16-ступенчатый блок	8-ступенчатый блок	4-ступенчатый блок
320	0,0001	0,0001	0,001
300	0,0001	—	—
280	0,0002	0,0002	—
260	0,0002	—	—
240	0,0004	0,0008	0,009
220	0,0008	—	—
200	0,0012	0,002	—
180	0,003	—	—
160	0,004	0,008	0,09
140	0,008	—	—
120	0,022	0,02	—
100	0,031		—
80	0,045	0,08	0,90
60	0,08	—	—
40	0,14	0,89	—
20	0,664	—	—

Здесь $\bar{n}_i = n_i/N_i$ — относительная продолжительность работы материала на i-й ступени нагружения; r^* — число ступеней нагружения, ступени с $\sigma_{ai} \leqslant k\sigma_{-1}$ отбрасывают ($k = 0{,}5$ — коэффициент, определяющий степень снижения предела выносливости); λ — число блоков до разрушения; α_i — коэффициент влияния истории нагружения и наследственных свойств материала на поврежденность для i-й ступени нагружения, определяется как [5]:

$$\alpha_i = \frac{\sigma_{ai+1}/k\sigma_{-1} - 1}{\sigma_{ai}/k\sigma_{-1} - 1} \left(\frac{\sigma_{ai+1}}{\sigma_{ai}} \right)^{\beta}, \quad (2)$$

где β — структурно-чувствительный параметр, характеризующий наследственные свойства материала, связанные с развитием неупругих свойств при нестационарном нагружении [5].

Вероятность распределения значений долговечности материала, определяемая в соответствии с рекомендациями работы [6], в зависимости от числа ступеней в блоке нагружения представлена на рис. 2. Анализ показал, что при увеличении числа ступеней в блоке нагружения увеличивается значение долговечности материала. Подтверждение этому может служить зависимость N_{50} изменения суммарной долговечности материала (рис. 3), соответствующей 50 % вероятности его разрушения (в циклах).

Суммарную N_Σ и относительную суммарную долговечность N_Σ/N_{50} при напряжении $\sigma_{a\max}$ можно представить в виде полиномиальных зависимостей:

$$N_\Sigma = -216409(r^*)^2 + 683200r^* - 610200;$$

$$N_\Sigma/N_{50} = -2{,}529(r^*)^2 + 79{,}913r^* - 71{,}3.$$

Из рис. 3 видно, что при одинаковом параметре $\sigma_{a\max}$ долговеч-

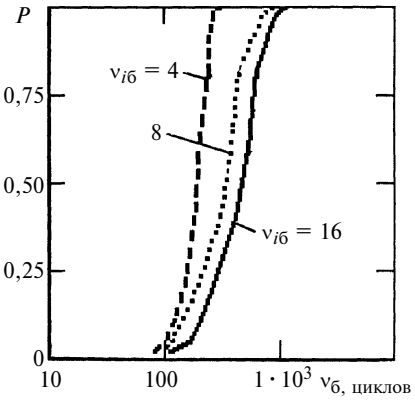


Рис. 2. Вероятность P распределения долговечности материала в зависимости от числа $\nu_{iб}$ ступеней в блоке нагружения

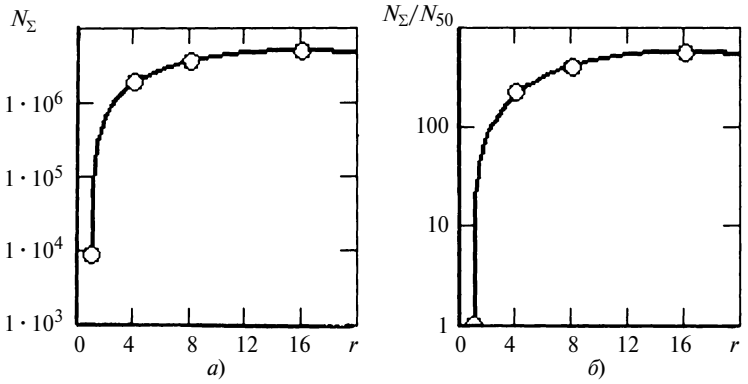


Рис. 3. Зависимости изменения суммарной N_Σ (*а*) и относительной N_Σ/N_{50} (*б*) долговечностей материала от числа *r* ступеней нагружения

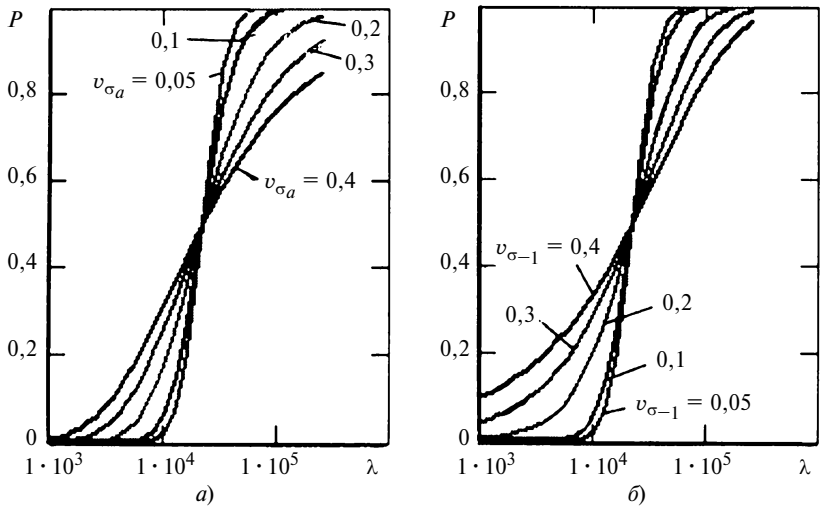


Рис. 4. Влияние коэффициента v_{σ_a} вариации функции нагружения (*а*) и коэффициента $v_{\sigma_{-1}}$ вариаций предела выносливости материала (*б*) на функцию распределения долговечности λ

ность материала при нерегулярном нагружении выше, чем долговечность материала при регулярном нагружении. Оптимальное число ступеней нагружения, незначительно влияющее на значение долговечности материалов, находится в диапазоне 8 ÷ 16. Параметры рассеяния значений показателей усталостной прочности материала и нагруженности также оказывают влияние на точность расчета вероятности разрушения, поскольку входят в квантиль u_p нормального распределения:

$$u_p = (1 - \tilde{n})/\sqrt{\tilde{n}^2 v_{\sigma_{-1}}^2 + v_{\sigma_a}^2},$$

где n — коэффициент запаса по нагруженности детали.

На рис. 4 показано влияние коэффициента вариации функции нагружения и усталостной прочности материала на функцию распределения долговечности. Увеличение рассеяния значений показателей усталостной прочности материала оказывает значительное влияние на долговечность детали на начальном этапе их эксплуатации и способствует увеличению вероятности P разрушения, в то время как рассеяние параметров нагруженности детали приводит к снижению вероятности разрушения тех деталей, у которых срок эксплуатации выше 50 % долговечности до разрушения, т. е. более прочных деталей.

Выводы

1. Влияние числа ступеней и их продолжительности в блоке нагружения, аппроксимирующего спектр нерегулярного нагружения, на долговечность материала обусловлено историей нагружения. Это подтверждает расчет по нелинейной модели суммирования усталостных повреждений.

2. Рассеяние значений параметров усталостной прочности и нерегулярной нагруженности материала по-разному влияют на вероятность его разрушения на начальном этапе эксплуатации и выхода из строя элементов малой прочности. Увеличение рассеяния значений параметров нагруженности деталей снижает вероятность разрушения более прочных деталей на последующих этапах эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бухбаум О., Цашель Й. М.** Описание стохастических функций нагружения // Поведение стали при циклических нагрузках / Под. ред. В. Даля. Пер. с нем. Под ред. В. Н. Геминова. М.: Металлургия, 1982. С. 345—368.

2. **Gaβner E.** Kostruktion 20. 1954. S. 97—104.

3. **Бойцов Б. В.** Прогнозирование долговечности напряженных конструкций. Комплексное исследование шасси самолета. М.: Машиностроение, 1985. 232 с.

4. **Багмутов В. П., Савкин А. Н.** Моделирование усталостной повреждаемости углеродистых сталей при случайном внешнем воздействии // Научно-технические проблемы прогнозирования надежности и долговечности конструкций и методы их решения. Сб. материалов VI междунар. конф. СПб.: Политех. ун-т, 2005. С. 51—60.

5. **Гурьев А. В., Савкин А. Н.** О влиянии кратковременных циклических перегрузок на усталостную прочность и демпфирующую способность углеродистых сталей // Проблемы прочности. 1978. № 7. С. 17—22.

6. **Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П.** Расчеты на прочность машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 224 с.

Н. Б. АБРАМОВА, канд. техн. наук (Орский ГТИ)

Анализ технологий изготовления гильзовых кристаллизаторов

Приводится анализ технологий изготовления гильзовых кристаллизаторов, на основе которого предложен альтернативный материал для изготовления конкурентоспособных гильзовых кристаллизаторов — бескислородная медь, полученная в печи электронно-лучевого переплава типа ЭЛП-30 с применением технологии свободной ковки.

Для решения важнейших задач экономического развития страны необходимо прежде всего повышать эффективность производственных процессов, имеющих низкую производительность труда, высокую себестоимость выпускаемых изделий, большие затраты материалов и невысокое качество продукции. К таким процессам относится изготовление гильз кристаллизаторов машин непрерывного литья заготовок (МНЛЗ).

На протяжении последних десятилетий критерием оценки технического уровня черной металлургии является эффективность непрерывного литья заготовок [1]. Кристаллизатор — самый ответственный узел машин непрерывного литья: в нем формируется слиток; через него отводится теплота при кристаллизации затвердевающего металла; от его качества зависят качество продукции и производительность МНЛЗ. Кристаллизаторы МНЛЗ работают в условиях циклических интенсивных тепловых потоков (плотность тепловых потоков достигает 20 МВт/м^2), интенсивного изнашивания, циклических термодинамических напряжений, различных видов коррозии, в диапазоне температур 293 ÷ 863 К. Срок службы кристаллизаторов значительно меньше срока службы других сменных деталей. Отказы в работе кристаллизаторов приводят к простоям и авариям на производстве, что влияет на экологическую безопасность и безопасность труда.

Наибольшее распространение получили гильзовые кристаллизаторы (ГК), в которых рабочим элементом является гильза. Основные преимущества гильзовых кристаллизаторов:

отсутствие стыков в гильзе, которые часто становятся причиной зависания корочки слитка;

высокая интенсивность теплоотвода, что позволяет разливать стали с более высокими скоростями;

менее трудоемкая замена гильзы.

Материал гильзы должен обладать уникальным сочетанием химических, теплофизических, физико-механических и других свойств. Производство гильз для кристаллизаторов — сложная технологическая задача; технологии изготовления ГК весьма разнообразны.

Определенный интерес представляет способ производства ГК, осуществляемый припаиванием стенки гильзы к корпусу кристаллизатора. Материал стенки должен обладать бóльшим сродством к кислороду, чем материал корпуса [2]. Недостатком этой технологии является низкая прочность соединения "стенка—корпус".

Другой способ изготовления ГК — использование химически активной жидкости для формирования стенки. Жидкость "разъедает" металл кристаллизатора; при этом управление объемом удаляемого металла осуществляется изменением уровня жидкости относительно кристаллизатора [3]. Данная технология эффективна для сплавов, на поверхности которых практически не образуется пассивирующая пленка, тормозящая процесс коррозии. Технология экологически опасна.

Фирма "Конкаст" выполняла соединение стенки гильзы с корпусом кристаллизатора с помощью взрыва [4]. В США был разработан способ получения медных гильз сваркой стенки и корпуса [5]. Такой сварной стык является слабым местом кристаллизатора.

Опыт эксплуатации кристаллизаторов разных конструкций показал, что более надежными в эксплуатации являются кристаллизаторы с цельной гильзой.

Ведущими зарубежными фирмами освоено производство ГК разных профилей и сечений. В частности, германская фирма KM-Kabelmetal, лидер по производству ГК в Европе, изготовляет кристаллизаторы круглого, квадратного, прямоугольного, шести- и восьмигранного профилей, в виде рельса и др. (рисунок).

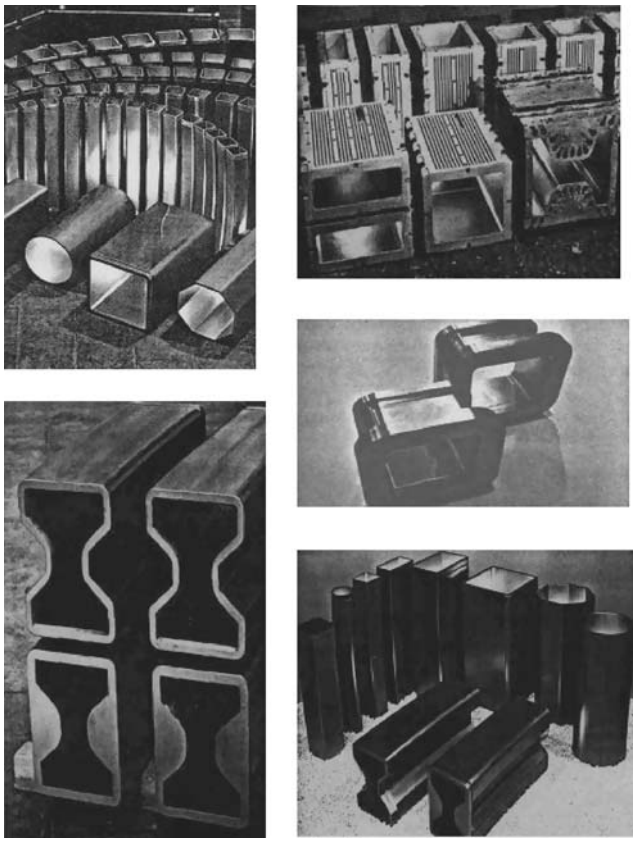
В России изготовляют ГК только квадратного и прямоугольного профилей из проката и слитков (таблица).

Для изготовления ГК используют катаные и тянутые трубы с толщиной стенки более 40 мм и длиной менее 300 мм, диаметр не превышает 128 мм. Для изготовления ГК больших типоразмеров использование толстостенных труб экономически нецелесообразно, так как коэффициент использования металла ниже 40 % [4].

Технология изготовления заготовки для ГК существенно влияет на физико-механические свойства изделия. Литая медь имеет крупнозернистую структуру. Под воздействием термических напряжений при слабой связи между крупными зернами по границам последних образуются трещины даже при воздействии относительно небольших механических усилий на литой металл. Для повышения качества и производительности процесса предлагалось перед осадкой литые заготовки подвергать прессованию с коэффициентом вытяжки 4 ÷ 6. Осадку выполняли со степенью деформации 60 ÷ 90 %, а объемную штамповку осуществляли в интервале температур 823 ÷ 1063 К при скорости деформирования 250 ÷ 1500 мм/мин [6].

Повышение качества сплавов на медной основе обеспечил способ термомеханической обработки, включающий закалку, деформирование, старение и повторное деформирование заготовки со степенью обжатия 50 ÷ 90 % [7].

Согласно технологии, запатентованной в США, гильза кристаллизатора выполнялась из медного сплава, подвергнутого холодной деформации со степенью 15 ÷ 40 %. Теплопроводность сплава составляла 40 ÷ 75 % теплопроводности чис-



Заготовки для гильз кристаллизаторов

Вид заготовки	Марка материала
Плита:	
горячекатаная с обрезной кромкой	М2Р, М1Р
холоднокатаная с обрезной кромкой	М2Р, МС (Ag), Cu + Cr + Zr
горячекатаная с необрезной кромкой	Cu + Ag
холоднокатаная с необрезной кромкой	М2Р, МС (Ag)
Слиток:	
с необрезной кромкой	М2Р
с обрезной кромкой	М1Р
Труба:	
холоднокатаная	М2Р
горячекатаная	М1Р
горячетянутая	М1Ф
прессованная	М1Ф

той меди. Кроме меди в качестве основного компонента сплав содержал: 0,18 ÷ 0,4 % Sn; 0 ÷ 0,22 Mg; 0,3 ÷ 0,7 Si; 0,45 ÷ 0,25 Ni; 0,02 ÷ 0,15 % Li и 0,02 ÷ 0,15 % Ag [8].

Анализ литературы показал, что в России технологии изготовления ГК из литых заготовок практически не исследовались. Кованые гильзы для установки непрерывной разливки металлов, эксплуатировавшейся на ряде отечественных предприятий, например на "Орском заводе обработки цветных металлов", изготовлялись в США. Стойкость этих гильз в 3 ÷ 4 раза превышает стойкость гильз отечественного производства. В качестве исходной заготовки использовалась цельнотянутая труба с толщиной стенки 100 мм. Технология изготовления гильз кристаллизаторов, используемая в США, до настоящего времени остается неизвестной российским специалистам. Это говорит о необходимости создания в России аналогичных производств, обеспечивающих выпуск конкурентоспособной продукции.

Технология создания кристаллизаторов (конструкция, материал, покрытие, условия эксплуатации) интенсивно развивается. Большое число решений, касающихся геометрии и материала покрытий внутренней полости рабочих органов кристаллизаторов, в конечном итоге позволяет повысить производительность МНЛЗ и качество продукции. Основные направления совершенствования гильз для кристаллизаторов МНЛЗ заключаются в оптимизации формы и конструкции их рабочих органов, формировании внешних воздействий (скорость охлаждения слитка, амплитуда качания кристаллизатора и др.) на разливаемый металл с целью повышения качества слитка, в интенсификации тепловых процессов и улучшении технико-экономических показателей [4].

Тенденция совершенствования конструкции и технологии изготовления гильз кристаллизаторов определяется:

необходимостью постоянного изменения сортамента разливаемых сталей в соответствии с запросами потребителей и развитием рынка;

требованиями модернизации существующих МНЛЗ для обеспечения конкурентоспособности производства;

необходимостью создания кристаллизаторов, компенсирующих негативные свойства сталей и сплавов, например усадку.

Одним из способов улучшения качества стали и увеличения срока службы ГК является покрытие рабочей полости гильзы специальными материалами. Широко используются ГК с никелевым покрытием разной толщины. Реже применяются ГК с хромистым покрытием. Практически не используются ГК с многослойными покрытиями, с покрытием на отдельных зонах, с металлизацией напылением. Материалом для покрытий служат: хром, никель, кобальт, графит, карбид фтора; двуокись алюминия на подложку никель—железо.

Фирма Europa Metalli-LMI добилась увеличения стойкости гильз кристаллизатора с 1000 до 2000 плавок путем нанесения на внутреннюю поверхность ГК предварительного никелевого покрытия толщиной 1 ÷ 2 мм и окончательного хромистого покрытия толщиной 0,05 мм. Для плавок с высоким тепловым потоком никелевое покрытие выполнялось толщиной на входе в гильзу 1 мм и на выходе 2 мм — для уменьшения трения слитка о гильзу. Положительные результаты получены в экспериментальных работах с карбидом вольфрама, карбидом хрома и смешанным карбидом никеля и хрома. Внутренняя поверхность ГК в ряде случаев изготовляется из металлокерамического сплава, где наружный слой выполняется из меди.

Одним из перспективных направлений повышения эффективности теплообменных процессов является нанесение на наружную поверхность ГК рельефа в виде регулярной системы сферических лунок. Исследования таких ГК показали, что коэффициент теплоотдачи повысился на 60 ÷ 80 % по сравнению с ГК с гладкой поверхностью. Данные показатели эффективности превосходят аналогичные показатели, полученные при методе интенсификации, использующем поверхности с искусственной шероховатостью. Наличие на наружных поверхностях ГК ребер обеспечивает повышение коэффициента теплоотдачи. На машиностроительном концерне "ОРМЕТО-ЮУМЗ" разработаны конструкции и технологии изготовления "ребристых" ГК.

Анализ технологий изготовления, конструкций и эксплуатационных характеристик кристаллизаторов показал, что наиболее надежными в эксплуатации являются кристаллизаторы с рубашкой в виде медной гильзы, изготовленной методами объемной штамповки.

Выводы

Эффективность машин непрерывного литья заготовок в значительной степени связана с конструктивно-технологическими параметрами кристаллизаторов и их эксплуатационными характеристиками. Срок службы кристаллизатора предопределяет себестоимость конечного продукта. Факторами, влияющими на срок службы кристаллизатора, являются материал и технология его изготовления.

Использование сплавов меди, содержащих 0,08 ÷ 0,12 % Ag и 0,06 ÷ 0,012 % Р, обеспечивает высокую технологичность гильз кристаллизаторов. Однако отечественная промышленность не выпускает тонкостенные трубы из серебросодержащих сплавов. Анализ возможных альтернатив производства ГК МНЛЗ показал, что для решения этих задач наиболее перспективны технологии изготовления ГК из литых заготовок объемным формообразованием.

Машиностроительным концерном "ОРМЕТО-ЮУМЗ" (г. Орск) была изготовлена опытная партия ГК из бескислородной меди, полученной в печи электронно-лучевого переплава типа ЭЛП-30. Результаты исследований заготовок показали высокие физико-механические свойства. В частности, твердость кованых труб на 20 % выше, чем катаных, что означает повышение эксплуатационной стойкости ГК. Данная технология запатентована.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Паршин В. М.** Сооружение литейно-прокатных комплексов — решение проблемы производства конкурентоспособной продукции // Сталь. 1999. № 6. С. 26—28.
2. **Пат. 21093 Япония:** МКИ В22d: Гильзовые кристаллизаторы.
3. **Пат. 1035843 Англия:** МКИ В22С: Гильзовые кристаллизаторы.
4. **Гильзовые** кристаллизаторы высокоскоростных сортовых МНЛЗ / В. Б. Ганкин, Б. А. Сивак, Г. И. Николаев и др. // Тяжелое машиностроение. 1997. № 5. С. 19—22.
5. **Пат. 3646799 США:** МКИ В21С 51/00: Гильзовые кристаллизаторы.
6. **А. с. 749931 СССР:** Способ изготовления изделий из бескислородной меди.
7. **А. с. 357263 СССР:** Способ термомеханической обработки сплавов на основе меди.
8. **Пат. 3988176 США:** МКИ С22С 9/02: Сплав для кристаллизатора.

УДК 629.113.07

Г. И. МАМИТИ, д-р техн. наук, М. С. ЛЬЯНОВ, С. Х. ПЛИЕВ,
кандидаты технических наук, А. Е. ГАГКУЕВ
(Горский государственный аграрный университет, г. Владикавказ)

Ноу-хау расчета критических скоростей колесной машины с эластичными шинами

Основоположником современной теории управляемости и устойчивости автомобилей считают М. Оллея, работы которого, начиная с 1934 г., положили начало широким исследованиям в этой области с учетом эластичности шин. М. Олей впервые ввел понятия избыточной и недостаточной поворачиваемости, критических скоростей в том смысле, который в настоящее время является общепринятым.

Однако до сих пор никому не удавалось получить расчетные формулы критических скоростей автомобиля по заносу и опрокидыванию на повороте, учитывающие эластичность шин, которая приводит к боковому уводу. Об этом свидетельствует наиболее известный автомобильный справочник [1], в котором приводятся формулы для определения критических скоростей по боковому скольжению (заносу) и опрокидыванию автомобиля с жесткими колесами (т. е. без учета увода колес).

В одном из лучших учебников по теории автомобиля [2] была предпринята попытка учета боковой эластичности шин при определении критической скорости по устойчивости движения автомобиля на повороте, однако она оказалась неудачной, о чем можно судить по окончательному выражению для скорости, которое не содержит коэффициента поперечного сцепления шин с дорогой и высоты расположения центра масс — основных параметров, определяющих устойчивое движение автомобиля.

Одним из последних достижений в области устойчивого движения является учет эластичности шин при расчете критических скоростей колесных машин по заносу и опрокидыванию на повороте. Однако, несмотря на широкое освещение полученных результатов [3—5], при практическом использовании опубликованных аналитических выражений неизбежно возникают вопросы, которые нельзя решить без "ноу-хау", раскрываемом ниже на конкретном примере.

Допустим, что рассматриваются автомобиль и плоская дорога (углы β поперечного и продольного i наклонов равны нулю), имеющие следующие характеристики: коэффициент поперечного сцепления шин с дорогой $\varphi_y = 0{,}8$; масса автомобиля $m = 1450$ кг; база $L = 3$ м; колея $B = 1{,}5$ м; высота центра масс автомобиля $h = 0{,}6$ м; средний угол поворота управляемых колес $\theta = 0{,}2915$ рад (16,7°); коэффициенты сопротивления боковому уводу передних k_A и задних k_B колес с эластичными шинами $k_A = k_B = 40\,000$ Н/рад; коэффициент сопротивления качению $f = 0{,}015$.

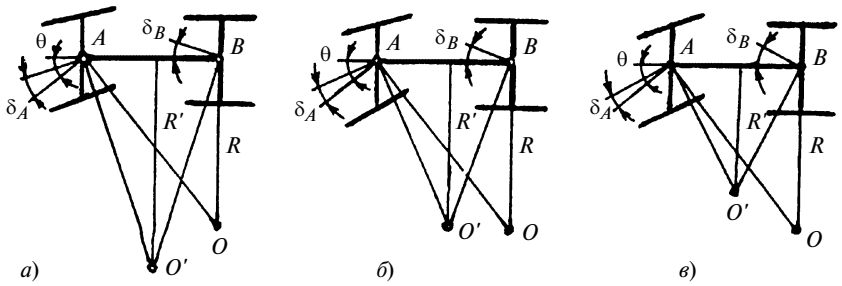


Схема движения автомобиля с поворачиваемостью:
а — недостаточный ($\delta_A > \delta_B$); *б* — нейтральной ($\delta_A = \delta_B$); *в* — излишней ($\delta_A < \delta_B$)

Определим критические скорости движения автомобиля на повороте, после достижения которых начинаются его занос ($V_з$) и опрокидывание ($V_о$), по формулам, полученным в работе [5]:

$$V_з = \sqrt{gRB/(2h)}; \qquad (1)$$

$$V_о = \sqrt{\varphi_y g R}, \qquad (2)$$

где $R = L/[\mathrm{tg}\theta - \delta_A) + \mathrm{tg}\delta_B]$ — расстояние от центра поворота до продольной оси автомобиля; $\delta_A = mb(V^2/R + \psi g \sin\theta)/(k_A L \cos\theta)$ и $\delta_B = mV^2a/(k_B RL)$ — углы бокового увода передних и задних колес; $\psi = f + i$ — коэффициент сопротивления дороги.

Как видно из формул (1) и (2) для определения критических скоростей по заносу и опрокидыванию, в них входит параметр R, зависящий от углов увода δ_A и δ_B, которые в свою очередь зависят от скорости V движения автомобиля. Как выйти из этого положения?

Воспользуемся тем, что при нейтральной поворачиваемости автомобиля с эластичными шинами (рисунок, *б*) углы бокового увода передних δ_A и задних δ_B колес равны, а параметр R — расстояние до продольной оси автомобиля (на рисунке обозначено R') равен радиусу поворота заднего моста автомобиля с жесткими колесами ($\delta_A = \delta_B = 0$).

Равенство параметра $R = R'$ автомобиля с эластичными шинами радиусу поворота $R = OB$ заднего моста автомобиля с жесткими колесами соблюдается только в том случае, когда центр масс автомобиля расположен в середине базы: $L = a + b = 2a = 2b$, где a, b — расстояния от центра масс до осей передних и задних колес. Это обстоятельство позволяет построить алгоритм расчета критических скоростей автомобиля на повороте по заносу и опрокидыванию.

Определяя критические скорости $V_з$ и $V_о$ по формулам (1) и (2) и полагая $\delta_A = \delta_B = 0$, найдем:

$R = 10$ м; $V_з = 8{,}8574$ м/с = 31,89 км/ч; $V_о = 11{,}0717$ м = 39,86 км/ч.

Полученные параметры одинаковы для автомобиля с жесткими колесами и автомобиля с эластичными шинами при условии $a = b$.

Обычно центр масс стараются расположить в продольной плоскости ближе к середине базы автомобиля. Однако это не всегда удается. Тогда, например, при $a = 1$ м и $b = 2$ м для автомобиля с эластичными шинами будем иметь (за скорость движения V принимаем наименьшую из критических скоростей автомобиля с жесткими колесами $V_{min} = V_з = 8{,}8574$ м/с): $\delta_A - 11{,}40°$; $\delta_B = 5{,}43°$; $R = 15{,}97$ м; $V_з = 39{,}90$ км/ч; $V_о = 50{,}59$ км/ч; если же $a = 2$ м и $b = 1$ м, получим: $\delta_A - 5{,}70°$; $\delta_B = 10{,}86°$; $R = 7{,}77$ м; $V_з = 28{,}41$ км/ч; $V_о = 35{,}77$ км/ч.

Как видим, если в случае с жесткими колесами расположение центра масс не имеет значения, то в случае с эластичными шинами положение центра масс решающим образом влияет на все параметры устойчивости автомобиля — критические скорости, траекторию, поворачиваемость. Причем весьма значительно. Соотношения между углами бокового увода передних и задних колес автомобиля меняются по мере перемещения центра масс от оси передних колес до оси задних последовательно ($\delta_A > \delta_B$; $\delta_A = \delta_B$; $\delta_A < \delta_B$), предопределяя тем самым изменение поворачиваемости автомобиля от недостаточной к нейтральной и затем к излишней (см. рисунок). При этом центр поворота из-за эластичности шин переместится из точки O в точку O', а расстояние от центра поворота до продольной оси автомобиля (радиус R поворота) станет равным R'. Только в случае $\delta_A = \delta_B$ (см. рисунок, *б*) расстояние от продольной оси до центра поворота не изменяется: $R = R'$ (нейтральная поворачиваемость).

Таким образом, автомобиль обладает максимальной потенциальной устойчивостью при размещении центра масс на продольной оси, делящей базу на две равные части ($a = b$). При этом радиус поворота не зависит от эластичности шин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Автомобильный** справочник: Пер. с англ. М.: ЗАО КЖИ "За рулем", 2002.
2. **Земелев Г. В.** Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1959.
3. **Мамити Г. И., Льянов М. С.** Расчет устойчивости мотоциклов с эластичными шинами // Автомобильная промышленность. 2006. № 5. С. 34—36.
4. **Мамити Г. И.** Устойчивость двухосного автомобиля на повороте по заносу и опрокидыванию // Автомобильная промышленность. 2006. № 12. С. 18—19.
5. **Мамити Г. И.** Эластичность шин и устойчивость двухосного автомобиля // Автомобильная промышленность. 2007. № 4.

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

УДК 621.891

В. В. ТИТОВ (ОАО "ОКБ Сухого")

Испытания конструкционных и смазочных материалов для узлов трения самолетов

Метод испытаний узлов трения самолетов для определения области применения различных сочетаний конструкционных смазочных материалов. Приведены результаты сравнительных испытаний. Определено существенное влияние смазочных материалов на предельную несущую способность подшипников скольжения. Получены значения предельных давлений на контактирующих поверхностях для некоторых сочетаний конструкционных, смазочных материалов и покрытий при трении и статическом нагружении.

Введение

Потери на трение в любых механизмах приводят к увеличению расхода энергии, снижению КПД, сокращению ресурса, повышению затрат на эксплуатационное обслуживание, ремонт и утилизацию технических устройств. При создании самолета эти факторы, даже при небольшой стоимости узлов трения, способны существенно снизить качество и характеристики самолета в целом. Повышение весовой эффективности деталей механизмов увеличивает напряжения в элементах конструкции, что, в свою очередь, требует создания новых конструкционных и смазочных материалов и проведения сложных исследований и испытаний. Отсутствие стандартизованных методов испытаний по определению области применения подшипниковых материалов, смазок и антифрикционных покрытий затрудняет их выбор при проектировании и сдерживает развитие прикладной трибологии в авиационном конструировании.

Специфика конструкций трибосопряжений самолета состоит в том, что при номинальных давлениях в месте контакта до 250 МПа и скоростях скольжения до 0,05 м/с при качательном движении с частотой до 5 Гц не удается достигнуть ресурсов, сравнимых с ресурсами других машин и механизмов. Большинство трибосопряжений самолетов работают в условиях граничного, полусухого и даже сухого смазывания. Решение трибо-

технических проблем при создании авиационной техники осложняется отсутствием в большинстве конструкций трибосопряжений уплотнительных устройств, периодическим (редким) возобновлением смазочного материала при непрерывном воздействии широкого спектра внешних факторов. Высокие требования надежной и безотказной работы в течение длительного времени (не только в часах, но и в календарных сроках — годах) выдвигают на первый план необходимость создания высокоэффективных смазочных и конструкционных материалов, методов их испытаний, отвечающих современным требованиям.

Для получения более надежных результатов испытаний узлов трения с различными смазками разработан предлагаемый метод, который обобщает 40-летний опыт проведения исследований и испытаний в области создания материалов, покрытий и смазок для узлов трения самолетов марки "Су". Достоинство метода состоит в том, что сравнение качественных триботехнических характеристик конструкционных и смазочных материалов сводится к простым линейным измерениям и сравнениям в процессе обработки результатов испытаний. Благодаря испытаниям по этому методу впервые удалось получить значения предельно допустимых номинальных давлений на контактирующих поверхностях (далее — на контакте) подшипника скольжения для известных конструкционных и смазочных материалов и их определенных сочетаний.

В Авиационных правилах (АП) [1] в пунктах 25.305 (а); 25.609 (а) (3); 25.678 (а); 25.683 (а), (*b*), (*b**); 25.685 (*c**) приведены требования к узлам трения самолетов. В пункте 25.657(а) приведены требования по допустимым напряжениям для узлов подвески поверхностей управления, предписывающие "...использовать коэффициент безопасности не менее 6.67 к пределу прочности на смятие наиболее мягкого материала, из которого изготовлен подшипник...". Традиционные методы расчета подшипника скольжения [2] имеют ряд существенных неточностей. При расчете эквивалентных напряжений на поверхности трения сила трения практически не учитывается, и допустимое давление на контакте сравнивается с пределом текучести материала, что представляется недостаточно обоснованным. Сила трения, учитываемая в тангенциальных напряжениях на контакте как произведение $P_a K_н \mu^2$ (где P_a — номинальное давление на контакте; $K_н$ — коэффициент неравномерности распределения деформации по дуге контакта; μ — коэффициент трения), на практике, при инженерных расчетах по общепринятым зависимостям, несущественна; так, при $\mu = 0{,}2$ ее значение оставляет всего $0{,}04(P_a K_н)^2$. Даже при расчете по третьей теории эквивалентных напряжений на поверхности трения:

$$\sigma^2_{экв} = (P_a K_н)^2 + 3(P_a K_н \mu)^2, \qquad (1)$$

сила трения "добавляет" в эквивалентные напряжения не более 6 %. Этот результат свидетельствует о весьма опасной ошибке: либо неверна модель расчета, либо ошибочны допущения. Из испытаний установлено, что способность материалов выдерживать высокие давления и при этом не иметь остаточных деформаций зависит не только от прочностных и антифрикционных свойств конструкционных материалов и покрытий, но в большой степени от применяемых смазочных материалов. Начало смятия менее прочного элемента наступает при гораздо меньших номинальных давлениях (P_a), чем те, при которых достигается предел текучести, и это значение характеризуется значительным разбросом, зависящим от применяемого смазочного материала, что свидетельствует о более существенном влиянии сил трения на несущую способность. Так, для испытуемых высокопрочных алюминиевых бронз $\sigma_т = 330 \div 350$ МПа, алюминиевого сплава — 300 МПа, а начало деформации бронзовых втулок зафиксировано при P_a от 80 до 245 МПа в зависимости от применяемого смазочного материала и приработки рабочих поверхностей, то же наблюдается у алюминиевых втулок при 65 ÷ 75 МПа.

Таким значениям номинальных давлений и действующих на контакте сил трения, при которых (по аналогии с пределом текучести) деформация втулки по толщине достигает 0,2 %, значение коэффициента тангенциальных напряжений в формуле (1) не равно 3. Например, проведя простой расчет с соответствующими значениями P_a, $K_н$ и μ, определенными по результатам испытаний, получаем значение коэффициента в формуле (1) для бронзы БрАЖН 10-4-4 со смазкой Эра с приработкой 1644 (!), для этой же бронзы со смазкой Свинцоль-01 без приработки — 204 (!); для бронзы БрАЖМц 10-3-1,5 со смазкой Атланта без приработки — 397 (!), а с приработкой — 136 (!). Понятно, что проводить расчет по третьей теории нельзя — слишком велики ошибка и разброс. Отмечено, что бóльшие или меньшие значения коэффициентов трения, полученные при испытаниях одной и той же бронзы с различными смазочными материалами, не коррелируют со значениями несущей способности (см. ниже).

При испытаниях без относительного перемещения вала и втулки при статическом нагружении несколько неожиданно было обнаружено существенное влияние (до 1,7 раза) применяемого смазочного материала на предельную несущую способность $[P_a]_{0,2c}$ конструкционного материала (здесь $[P_a]_{0,2c}$ — предельно допустимое давление при статическом нагружении, соответствующее остаточной деформации 0,2 %).

Полученные результаты испытаний позволяют по-новому смотреть на выбор конструкционных и смазочных материалов при проектировании узлов трения самолетов, который необходимо проводить на основании сложных триботехнических испытаний. Сегодня становится актуальным внесение изменений в АП с целью упорядочения применения конструкционных и смазочных материалов в узлах трения самолетов.

При достигнутых в конструкциях самолетных узлов давлениях ($P_a = 250$ МПа) требования "...использовать коэффициент безопасности не менее 6.67..." не выполняется. Причина не в умышленном невыполнении требований АП, а в отсутствии необходимых данных в литературе, неизученности этого вопроса. Существенный разброс значений допустимых давлений на контакте, составляющий $(0{,}25 \div 0{,}7)\sigma_т$ при трении и $(0{,}4 \div 0{,}9)\sigma_т$ в статике, только подчеркивает опасность этого "незна-

ния". Это может быть основой для объяснения причин катастрофы самолета ЯК-42 в начале 80-х годов прошлого века.

Полученные значения номинальных давлений, соответствующие началу пластического деформирования, автору пока не удалось связать какой-либо зависимостью с пределом текучести $\sigma_т$ или другими прочностными характеристиками менее прочного элемента (втулки). На эти показатели сильно и неоднозначно влияют смазочный материал, его состояние, первоначальная приработка рабочих поверхностей, различные организационные и эксплуатационные факторы, что связать математическими зависимостями весьма непросто.

В настоящее время при создании новой авиационной техники и модернизации существующей на первый план выходят проблемы надежности, безопасности, ресурса, экономии энергии и материальных затрат на изготовление и эксплуатацию.

Цель данной работы состояла в определении диапазона допустимых номинальных давлений на контакте различных сочетаний конструкционных и смазочных материалов для тяжело нагруженных подшипников скольжения самолета. В литературе по проблемам трибологии [3, 4] крайне мало данных по допускаемым параметрам нагружения, а результаты частных испытаний или расчетов не могут быть впрямую использованы при конструировании. Например, в работе [5] предельным давлением для бронзы БрАЖМц 10-3-1,5 указано $[P_a] = 20$ МПа, в работе [6] — $10 \div 12$ МПа, в работе [7] — не более 30 МПа, хотя на сегодняшний день достигнутые давления в трибосопряжениях самолета из этой бронзы почти на порядок выше. Попытки использовать результаты испытаний других исследователей по фактору pv на практике также малоперспективны. Выявленное по результатам испытаний превалирующее влияние смазочного материала на деформирование менее прочного элемента трибосопряжения и полученные количественные показатели порога начала деформирования менее прочного элемента подшипника скольжения в литературе не обнаружены.

Результаты проведенных испытаний противоречат данным работы [4, с. 269], где при расчете подшипника скольжения делается допущение, что нагрузка, действующая в сопряжении, равномерно распределена по оси цапфы и не вызывает объемных пластических деформаций в сопрягаемых деталях. Необходимо подчеркнуть, что деформация происходит при давлениях, существенно меньших, чем это общепринято. Для эксплуатанта в конечном счете не важно, по какой причине произошло увеличение зазоров: из-за деформации или износа — различить их в эксплуатации практически невозможно. Испытаниями установлено, что при тяжело нагруженном контакте износ и деформация втулки сосуществуют как две стороны одной медали. Результаты исследований влияния применяемых сочетаний конструкционных и смазочных материалов на предельную несущую способность и предельную работоспособность подшипника скольжения самолета приведены в работах [8, 9]. В работах [10, 11] даны ссылки на результаты испытаний, проведенных в ОКБ "Сухого" в предыдущие годы, которые уже сильно устарели. По результатам многолетних испытаний в ОКБ "Сухого" выпущены Методические указания [2] в помощь конструкторам всей авиационной отрасли, разработаны стандарты предприятия по проектированию трибосопряжений, применению смазочных материалов и антифрикционных покрытий, но этого явно недостаточно. Требуется объединение усилий всех трибологов, испытателей, разработчиков конструкционных и смазочных материалов, антифрикционных покрытий для обеспечения выхода авиационной техники России на передовые позиции в мире, тем более что сравнительные испытания зарубежных смазочных материалов не показали никаких их преимуществ перед отечественными.

Методика проведения испытаний

Основа методики приведена в работах [13, 14], дополнена и доработана в последующие годы. Испытания проводятся в три этапа: на первом определяется предельная несущая способность, на втором — предельная работоспособность, на третьем — ресурс для определенного сочетания конструкционных и смазочных материалов с параметрами нагружения и регламентного обслуживания (смазывания), определенными на первом и втором этапах.

Парк испытательного оборудования ОКБ "Сухого" состоит из нескольких стендов. Изложенные ниже результаты испытаний получены на стенде [15], имитирующем работу узлов трения: шасси, механизации крыла, хвостового оперения и других ответственных трибосопряжений самолета. Конструкция испытательного стенда позволяет нагружать испытуемый узел усилием до 600 Н и обеспечивать качательное движение втулок относительно неподвижной оси с амплитудой до 30° и частотой качаний 1,3; 2; 2,5; 4 Гц.

На стенде одновременно испытываются две втулки и одна ось. Схема узла нагружения стенда представлена на рис. 1. В процессе испытаний с помощью тензометрических датчиков, размещенных на нагружающем элементе *1* стенда, постоянно фиксируются потери на трение.

Цель испытаний — определение предельной несущей способности по значениям номинальных давлений на контакте рабочих поверхностей подшипника сколь-

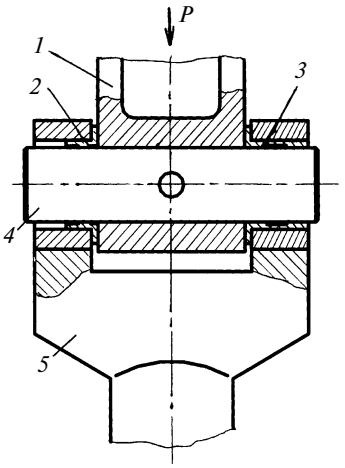


Рис. 1. Схема узла нагружения стенда:
1 — нагружающий элемент; *2* и *3* — втулки для испытаний соответственно на несущую способность и на работоспособность и ресурс; *4* — испытуемая ось; *5* — качалка стенда

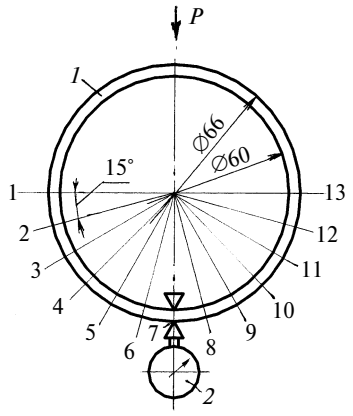


Рис. 2. Схема измерений толщины втулки:
1 — измеряемая втулка; *2* — индикатор часового типа; *P* — вектор действия нагрузки

жения, при которых остаточная деформация менее прочного элемента узла трения (втулки) достигает допустимого значения.

При испытаниях каждое сочетание конструкционных и смазочных материалов нагружается ступенчато возрастающим давлением на контакте. Минимальное и максимальное давления при испытаниях определяются с учетом ожидаемой области применения выбранного сочетания материалов пары трения и прочностных характеристик материалов трибосопряжения. Для уменьшения влияния износа на результаты измерений остаточной деформации испытания проводят с незначительными путями трения (не более 0,5 м), перед каждым нагружением подшипник смазывается заново.

При испытаниях с трением и в статике режимы нагружения одинаковы, разница — в отсутствии относительного перемещения в статике. В обоих случаях время воздействия нагрузки на рабочую поверхность трения подшипника скольжения одно и то же.

После окончания испытаний строится эпюра остаточной деформации по развертке дуги контакта (точки 1—13) (рис. 2). По эпюре определяются фактическое пятно деформации по дуге контакта в подшипнике, увеличение зазора и объем деформированного материала. В некоторых случаях контролируются не только остаточная деформация и износ материала втулки, но и фиксируется рост толщины плакирующих пленок, образующихся на рабочих поверхностях при осаждении наполнителей из смазочного материала, для чего одновременно с линейными измерениями проводится взвешивание образцов. Анализ эпюры позволяет фиксировать выкрашивания, задиры или отслаивания покрытий и материала в поверхностном слое.

По результатам измерений утонения втулок, по средним значениям деформации в трех точках (6, 7 и 8, см. рис. 2) и соответствующим им значениям P_a строятся зависимости деформации материала менее прочного элемента узла трения от давления на контакте. Полученные зависимости позволяют определить значения предельных давлений на контакте при трении и в статике. Для этого задается предельное значение допустимой деформации, определяемое конструктором на основании требований к механизму, опыта проектирования и наблюдений в эксплуатации. При обработке результатов проведенных испытаний в качестве допустимого давления принято значение, при котором остаточная деформация составляет 0,2 % по толщине втулки ($[P_a]_{0,2}$). Испытания проведены на втулках рабочим диаметром 60 мм и толщиной 3 мм, при этом относительной остаточной деформации 0,2 % соответствовала абсолютная остаточная деформация $\Delta = 6$ мкм. Исходная шероховатость рабочих поверхностей втулки находилась на уровне $Ra = 0{,}5 \div 1{,}5$ мкм, оси — $0{,}1 \div 0{,}3$ мкм. После первых нагружений и наработки $0{,}5 \div 1$ м пути трения шероховатость рабочих поверхностей втулки уменьшалась до $Ra = 0{,}01 \div 0{,}05$ мкм.

Деформацию (износ) втулки измеряли путем сравнения ее толщины перед испытаниями и после них. Схема измерения представлена на рис. 2. Вектор действия нагрузки в среднем положении проходит через точку 7.

На втором этапе испытаний определяется предельная работоспособность однократно смазанной пары, которая заключается в последовательной наработке пути трения при $[P_a]$, определенном на первом этапе. Критерием достижения предельной работоспособности является наработанный путь трения (ресурс), при котором достигается заданное значение коэффициента μ трения. Значение μ может быть выбрано любым в зависимости от требований к конструкции; в проведенных испытаниях было принято предельное значение $\mu = 0{,}2$. Цель испытаний по определению предельной

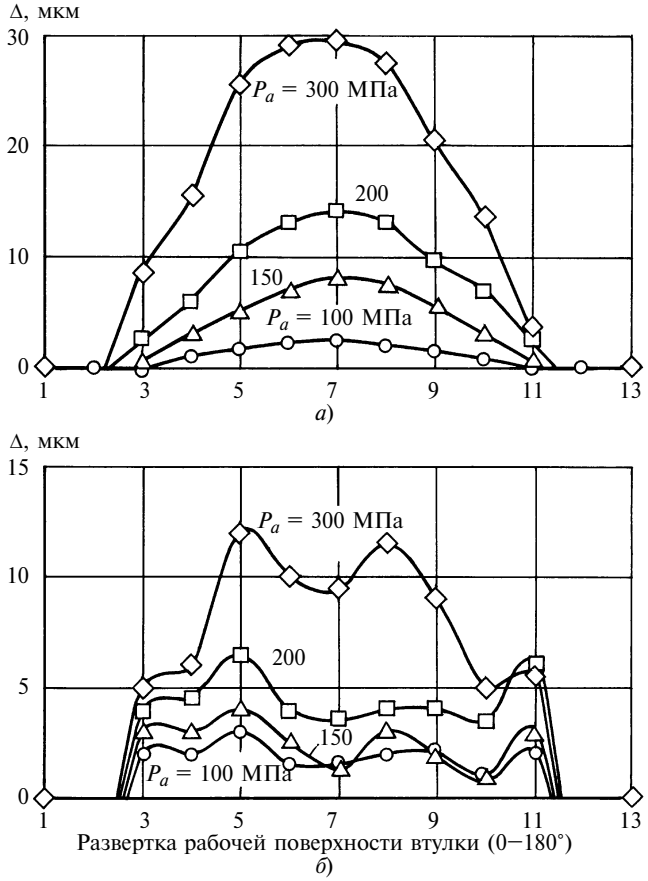


Рис. 3. Эпюры деформации втулок из БрАЖН 10-4-4 при испытаниях на несущую способность при трении со смазкой ЦИАТИМ-201 (*а*) и Свинцоль-01 (*б*)

работоспособности состоит в определении ресурса трибосопряжения до замены смазочного материала по причине срабатывания его компонентов, комплекса трибопревращений поверхностного слоя и достижения предельных потерь на трение.

На третьем этапе определяется интенсивность изнашивания трибосопряжения при режимах нагружения, полученных на первом этапе, с периодичностью смены смазочного материала, установленной на втором этапе.

Для получения надежных результатов в процессе испытаний необходимо наработать путь трения не менее 200 ÷ 300 м и сменить смазочный материал 3 ÷ 5 раз. Значение пути трения и число смен смазочного материала в каждом конкретном случае должно быть достаточным для точного измерения абсолютного износа. Износ втулок измеряется по схеме, представленной на рис. 2.

Результаты испытаний и их анализ

Предельная несущая способность

Рассмотрим результаты испытаний по определению предельной несущей способности некоторых сочетаний конструкционных и смазочных материалов, применяемых в конструкции самолета. Для примера на рис. 3, *а*, *б* приведены эпюры, полученные при одинаковых испытаниях бронзы БрАЖН 10-4-4 со смазками ЦИАТИМ-201 и Свинцоль-01, из которых видно, что благодаря свойствам смазки Свинцоль-01 абсолютная деформация втулки снизилась почти в 3 раза, а распределение деформации по дуге контакта стало более равномерным.

На рис. 4, *а*, *б* приведены результаты сравнительных испытаний по определению несущей способности различных материалов при трении и статическом нагружении. На рис. 4, *а* для сравнения приведена зависимость деформации от давления на контакте самосмазываемого антифрикционного покрытия Оргалон АФ-1-260, испытывавшегося без приработки и без смазочного материала. На рис. 4, *а*, *б* приведены также значения давлений, соответствующие $[P_a]_{0,2}$, для различных сочетаний материалов. Испытаниями установлено, что несущая способность при трении одной и той же бронзы может различаться до 2,7 раза в зависимости от выбранного смазочного материала. При статическом нагружении несущая способность также зависит от смазочного материала, но в несколько меньшей степени (до 1,7 раза). Приработка рабочих поверхностей позволяет повысить несущую способность высокопрочных бронз с различными смазочными материалами до 75 %.

На рис. 5 приведены зависимости потерь на трение от давления на контакте при испытаниях на несущую способность бронзы БрАЖН 10-4-4 с различными смазками. По характеру изменения зависимости коэффициента трения от нагрузки можно предварительно ранжировать несущую способность определенного сочетания конструкционных и смазочных материалов. Бóльшим значениям несущей способности соответствуют падающие с увеличением давления зависимости коэффициента трения, напротив — при

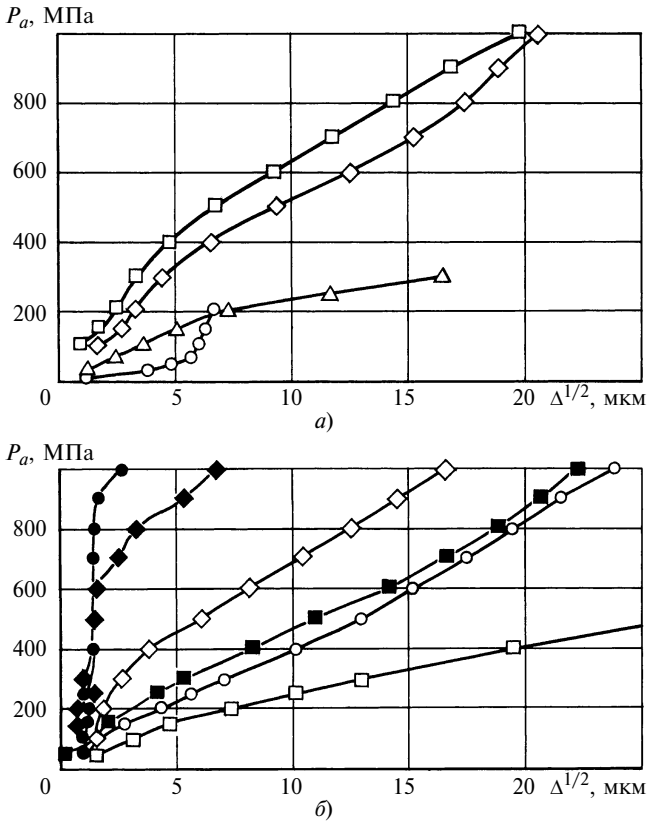


Рис. 4. Зависимости деформации от давления на контакте для различных сочетаний материалов и смазок при трении (*а*) и статическом нагружении (*б*):
а) —◇— — БрАЖМц 10-3-1,5 + Атланта, приработка, 140 МПа; —□— — БрАЖН 10-4-4 + Атланта, приработка, 200 МПа; —△— — АК-4 + Эра, без приработки; 75 МПа; —○— — АФ-1-260 (30ХГСА), 19 МПа;
б) —■— — Х18Н9Т + ПФМС-4с, 170 МПа; —◆— — ВТ-20 + + ПФМС-4с, 690 МПа; —●— — 30ХГСА + ПФМС-4с, 980 МПа; —○— — БрАЖМц 10-3-1,5 + Свинцоль-01, 140 МПа; —◇— — БрАЖН 10-4-4 + Свинцоль-0,1, 290 МПа; —□— — АК-4 + Эра, 75 МПа

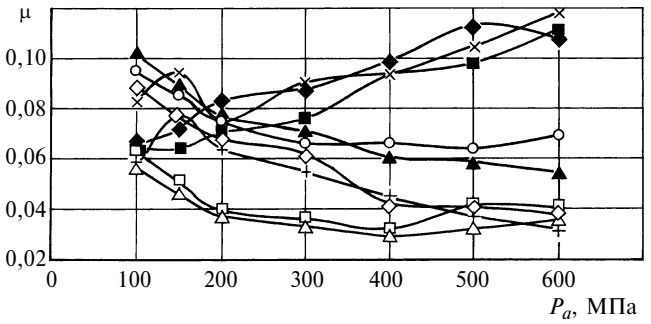


Рис. 5. Зависимости коэффициента трения от давления на контакте при испытаниях на несущую способность пары трения БрАЖН 10-4-4 — 30ХГСН2А + хвт со смазками:
—+— — BRAVCOTE622; —△— — SYNPLEX; —○— — Свинцоль-01, —■— — BPAVCOTE803EP; —◆— — BPAVCOTE803; —□— — Атланта; —▲— — CASTROL EAS Al; —×— — BRAYCOTE 640 AC- MS; —◇— — ЦИАТИМ-201

Таблица 1

Смазочный материал	Предельно допустимое давление при трении $[P_a]_{0,2}$, МПа			
	Материал втулки			
	БрАЖМц 10-3-1,5	БрАЖН 10-4-4	Органон АФ 1-260	АК-4
ЦИАТИМ-201	105 (90)	230 (135)	—	65
ЦИАТИМ-221	95	140	—	55
Эра	90	90	—	75
Атланта	140 (80)	200 (180)	—	—
Свинцоль-01	(135)	(245)	—	—
Основа Атланты + Cu	95	—	—	—
Основа Атланты + Pb	95	—	—	—
Без смазки	—	—	19 (30ХГСА) 18 (АК-4)	—

Примечания: 1. В скобках указаны значения для неприработанных втулок. 2. Материал оси во всех испытаниях — сталь 30ХГСН2А + хтв (хтв — покрытие твердый хром).

растущих зависимостях несущая способность уменьшается. Абсолютное значение коэффициента трения не свидетельствует о бóльшей или меньшей несущей способности. Так несущая способность БрАЖН 10-4-4 со смазками Свинцоль-01, Атланта и ЦИАТИМ-201 составила $[P_a]_{0,2} = 245$, 180 и 135 МПа соответственно, тогда как наименьшее значение коэффициента трения (см. рис. 5) получено со смазкой Атланта, затем (по возрастанию) — с ЦИАТИМ-201, а со смазкой Свинцоль-01 — наибольшее значение.

Эти факты требуют внимательного подхода к выбору материалов и смазок на этапе проектирования, испытаний, определения технологии изготовления, организационных мероприятий в начале эксплуатации и на протяжении всего срока службы узла трения. При назначении дублирующих или резервных смазок, их зарубежных аналогов необходимо проведение сравнительных испытаний для подтверждения достаточной несущей способности.

Результаты испытаний, проведенных по вышеизложенной методике и позволивших определить экспериментальные значения предельных давлений на рабочей поверхности подшипника скольжения для некоторых сочетаний конструкционных и смазочных материалов при трении, приведены в табл. 1, а в табл. 2 — предельные давления при статическом нагружении.

В испытаниях по определению предельно допустимых давлений на контакте при трении бронз установлено, что угол дуги остаточной деформации рабочей поверхности втулок с повышением давления от 100 до 500 МПа плавно увеличивается от 120 до 150°, при дальнейшем повышении давления он возрастает до 165°, при статическом нагружении этот угол до 500 МПа составляет ~90°, свыше — увеличивается до 120°.

Коэффициент $K_н$ неравномерности распределения деформации по дуге составляет при трении 1,30 ÷ 1,89; при статическом нагружении — 1,04 ÷ 2,13. Значение этого коэффициента определялось как отношение максимального значения деформации в точке 7 (см. рис. 2) к среднеарифметическому значению по всем зафиксированным точкам деформации на одном уровне нагрузки (см. рис. 3, *а*).

Предельная работоспособность

После определения предельно допустимых значений давлений становится возможным определение ресурса однократно смазанного узла трения (предельной работоспособности).

Испытания при давлении, равном предельной несущей способности, не позволяют получить существенной работоспособности. Так, для ее определения и изучения процесса накопления остаточной деформации при высоких давлениях были проведены ресурсные испытания бронз БрАЖН 10-4-4 и БрАЖМц 10-3-1,5 со смазкой Атланта при $[P_a]_{0,2} = 200$ и 150 МПа и $[P_a]_{0,33} = 300$ и 200 МПа соответственно, с раздельным измерением износа и деформации. В этих испытаниях установлен затухающий процесс деформирования при $[P_a]_{0,2}$, а при $[P_a]_{0,33}$ этого не происходило. Интенсивность пластической деформации обеих бронз при $[P_a]_{0,33}$ на первых метрах пути трения (1 ÷ 2 м) составила $(1 \div 3) \cdot 10^{-5}$; при последующей наработке она снижалась на два порядка (здесь $[P_a]_{0,33}$ — предельно допустимое номинальное давление на контакте, соответствующее остаточной деформации 0,33 %).

После первых метров пути трения при $[P_a]_{0,2}$ зафиксировано образование плакирующих пленок на рабочей поверхности бронз; при $[P_a]_{0,33}$ износ и деформация преоб-

Таблица 2

Смазочный материал	Предельно допустимое давление при статическом нагружении $[P_a]_{0,2c}$, МПа					
	Материал втулки					
	БрАЖМц 10-3-1,5 ($\sigma_т$ = 330 МПа)	БрАЖН 10-4-4 ($\sigma_т$ = 350 МПа)	30ХГСА ($\sigma_т$ = 850 МПа)	ВТ20	Х18Н9Т	АК-4 ($\sigma_т$ = 300 МПа)
Свинцоль-01	(140)	(290)	—	—	—	—
Эра	170 (180)	175 (220)	(920)	—	(215)	(80)
Атланта	170 (170)	235 (225)	(870)	(655)	(185)	—
ПФМС-4с	—	—	(980)	(690)	(170)	—

Примечания: 1. В скобках указаны значения для неприработанных втулок. 2. Материал оси во всех испытаниях — сталь 30ХГСН2А + хтв.

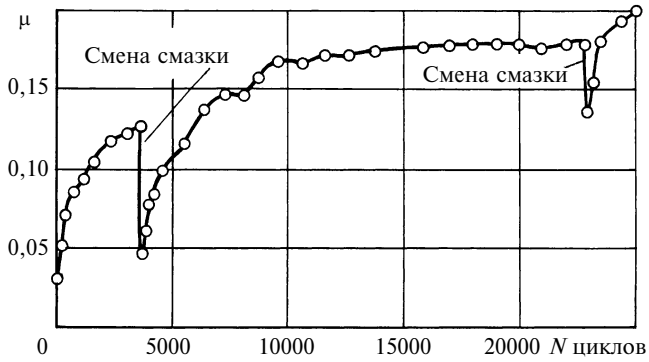


Рис. 6. Типовая зависимость коэффициента трения от числа циклов качаний при испытаниях на работоспособность пары трения БрАЖН 10-4-4 — 30ХГСН2А + хтв со смазкой Атланта при P_a = 90 МПа

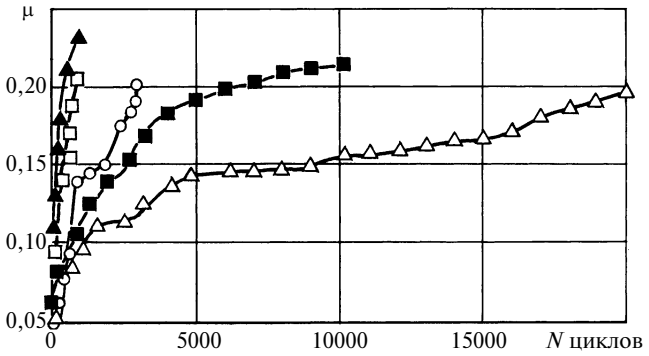


Рис. 7. Зависимости коэффициента трения от числа циклов качаний при испытаниях на работоспособность пары трения БрАЖМц 10-3-1,5 — 30ХГСН2А + хтв при P_a = 70 МПа со смазками:
—■— — Свинцоль-0,1; —○— — ЦИАТИМ-201; —□— — SYNPLEX; —▲— — BRAYCOTE 622; —△— — Атланта

ладали над осаждением наполнителей из смазки на всех этапах наработки пути трения.

При однократном срабатывании узла трения за весь ресурс механизма для снижения веса предельное давление $[P_a]$ может быть выбрано и другим (бóльшим $[P_a]_{0,2}$ и даже $[P_a]_{0,33}$), для чего необходимо провести соответствующие испытания. Для получения существенного (достаточного) ресурса необходимо снизить давление на контакте до значений, меньших $[P_a]_{0,2}$, или даже заменить материалы пары и смазку, после чего необходимо провести новые испытания.

Типовая зависимость изменения коэффициента трения от наработки пути трения представлена на рис. 6, из которой следует, что одному и тому же сочетанию смазочного и конструкционных материалов соответствует разное в зависимости от наработки и состояния смазочного материала и рабочих поверхностей значение μ, изменяющееся в широком диапазоне (от 0,03 до 0,2); наблюдаются резкие уменьшения коэффициента трения, обусловленные сменой смазочного материала в процессе испытаний.

Сравнительные результаты испытаний БрАЖМц 10-3-1,5 с различными смазками приведены на рис. 7. Из полученных зависимостей следует, что работоспособность данного сочетания материалов до достижения μ = 0,2 при одинаковых режимах нагружения с различными смазочными материалами составляет: Атланта — 20 000 циклов, Свинцоль — 6000, ЦИАТИМ-201 — 3000, а для SYNPLEX и BRAYCOTE 622 — всего 1000 и 500 циклов соответственно.

По полученным зависимостям можно определить ресурс работы узла трения до замены смазочного материала и обосновать назначение регламентных работ. Применение дублирующих, резервных смазочных материалов и их зарубежных заменителей необходимо обосновывать результатами сравнительных испытаний и при меньшей (большей) работоспособности в эксплуатационной документации (химмотологической карте) указывать другие межрегламентные периоды эксплуатации. В случае невозможности сокращения этих периодов необходимо исключать возможность эксплуатации узла трения с другими смазочными материалами.

До испытаний и по их окончании проводятся измерения толщины втулки и строится эпюра износа (см. рис. 2).

Ресурсные испытания

На третьем этапе испытании определяется интенсивность изнашивания трибосопряжения при режимах нагружения, полученных на первом этапе, с периодичностью смены смазочного материала, определенной на втором этапе. В процессе испытаний необходимо наработать путь трения $l_{тр}$ = 100 ÷ 300 м и провести 3—5 замен смазки. Износ втулок измеряется по схеме, представленной на рис. 2. Пример эпюры износа при таких испытаниях представлен на рис. 8. По виду и характеру эпюры износа можно определить скорость износа на любом этапе наработки, зоны осаждения и толщину плакирующих пленок, зоны разрушения рабочих поверхностей, длину дуги контакта. На эпюре в зоне максимальной нагрузки (точки 6, 7, 8) зафиксированы "провалы", обусловленные образованием плакирующих пленок на рабочей поверхности. Установлено, что их образование происходит не сразу, а между 15 и 100 метрами пути трения. Образование металлоплакирующих пленок, обнаруженное в данных и других испытаниях, происходит при давлениях более

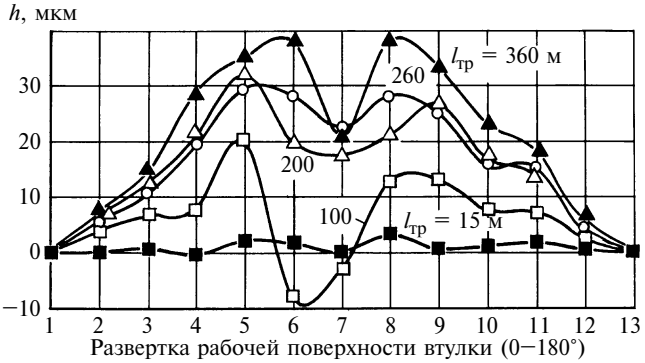


Рис. 8. Эпюры износа втулки при испытаниях на работоспособность пары трения БрАЖН 10-4-4 — 30ХГСН2А + хтв со смазкой Атланта при P_a = 90 МПа:
$l_{тр}$ — путь трения

50 МПа, что определяет диапазон применения смазочных материалов с твердыми наполнителями. При меньших давлениях их применение не дает эффекта, а в некоторых случаях даже действует отрицательно, что подчеркивает важность процесса выбора конструкционных и смазочных материалов на этапах проектирования и испытаний. Необходимо отметить, что измерение износа традиционным методом — в максимально нагруженной зоне, приводит к существенной погрешности: износ в точках 4, 5, 6 и 8, 9, 10 оказывается выше, чем в точке 7 (см. рис. 8). Аналогичные неравномерные эпюры износа наблюдаются при испытаниях некоторых антифрикционных покрытий.

По полученному в испытаниях значению абсолютного износа определяется интенсивность изнашивания, рассчитывается ресурс узла трения. При заданных конструктором значениях допустимого износа (зазора) в соединении и расчетных значениях общего пути трения за весь срок службы механизма с учетом АП ВВФ расчетным методом определяется ресурс узла трения, прогнозируется его ремонт или замена. Точное определение ресурса каждого конкретного узла осуществляется введением понижающих коэффициентов безопасности, учитывающих ВВФ и качество обслуживания в эксплуатации. Значения коэффициентов безопасности определяются специальными испытаниями и наблюдением в эксплуатации и при ремонте.

Заключение

Анализ результатов испытаний по определению несущей способности и работоспособности конструкционных и смазочных материалов позволяет сделать следующие выводы:

1. Несущая способность бронз при трении определяется совместным взаимодействием смазочных материалов и поверхностных слоев конструкционных материалов (покрытий) и различается до 2,7 раза в зависимости от применяемого смазочного материала.

2. Несущая способность бронз при статическом нагружении в зависимости от применяемого смазочного материала различается до 1,7 раза.

3. Коэффициент трения в процессе наработки ресурса изменяется и зависит от антифрикционных свойств конструкционных и смазочных материалов, степени трибопревращений в поверхностном слое и смазочном материале.

4. Приработка рабочих поверхностей позволяет повысить несущую способность высокопрочных бронз при трении скольжения до 73 %.

5. Применение дублирующих и резервных смазочных материалов необходимо обосновывать результатами сравнительных испытаний для обеспечения эквивалентной несущей способности и работоспособности.

Представленные результаты исследований являются малым вкладом в необходимый объем исследований. Высокие трудоемкость и стоимость проведения испытаний требуют объединения усилий разработчиков и испытателей узлов трения авиационной техники, создателей смазочных материалов и покрытий.

Испытания по предлагаемому методу позволят со временем накопить базу данных по сочетаниям конструкционных и смазочных материалов для узлов трения самолетов, определить область их применения, обоснованно назначать режимы нагружения при конструировании, порядок эксплуатационного обслуживания, прогнозировать наработку до ремонта и назначать полный ресурс.

Накопленный в ОАО "ОКБ Сухого" опыт позволяет ставить вопрос о создании нормативной базы в области стандартизации испытаний, о внесении уточнений в АП в части применения материалов и смазок для тяжело нагруженных узлов трения самолетов, что должно повысить их надежность, ресурс, безопасность и безотказность при выполнении задач.

Автор благодарит за помощь в проведении и обработке результатов испытаний Т. П. Филатову, С. А. Иванченко, В. Б. Богомолова

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Авиационные** правила. Ч. 25. Нормы летной годности самолетов транспортной категории / Межгосударственный авиационный комитет. М.: ОАО "АВИАИЗДАТ", 2004.

2. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977.

3. **Гаркунов Д. Н.** Триботехника: Учебник для втузов. М.: Машиностроение, 1989. 328 с.

4. **Справочник** по триботехнике / Под общей ред. М. Хебды, А. В. Чичинадзе. В 3 т. Т. 1. Теоретические основы. М.: Машиностроение, 1989. 400 с.

5. **Краткий** справочник конструктора нестандартного оборудования. В 2 т. / Под ред. В. И. Бакуменко. М.: Машиностроение, 1997. Т. 2. С. 62—65.

6. **Справочник** конструктора-машиностроителя / Под. ред. В. И. Анурьева. Т. 2. М.: Машиностроение, 1992.

7. **Конструкционные** материалы: Справочник / Б. Н. Арзамасов, В. А. Брострем, Н. А. Буше и др. Под общ. ред. Б. Н. Арзамасова. М.: Машиностроение, 1990. 688 с.

8. **Отчет** по хоздоговору № 905 "Во исполнение постановлений ГКНТ СССР № 349 от 03.07.1985 (п. 02.01.) и Р 193 от 04.06.1986 (п. Н4) провести исследование механизма избирательного переноса в тяжело нагруженных узлах трения и оценку пределов работоспособности смазочных композиций, обеспечивающих повышение ресурса трибосопряжений, с выдачей рекомендаций к применению", УДК 621.891, № Госрегистрации 01860133276, (ДСП), АН СССР, ИМАШ им. А. А. Благонравова, Москва, 1988.

9. **Отчет** по хоздоговору № 1063 "Исследование структуры и свойств деформированных слоев материалов, оценка предельной работоспособности авиационных трибосопряжений при испытаниях в перспективных смазочных композициях и выдача рекомендаций к применению в разработках предприятия", УДК 621. 891; № Госрегистрации 01860133276, АН СССР, ИМАШ им. А. А. Благонравова", Москва, 1991 г.

10. **Избирательный** перенос в тяжелонагруженных узлах трения / Под общей ред. Д. Н. Гаркунова. М.: Машиностроение, 1982. 207 с.

11. **Трение** и износ в экстремальных условиях: Справочник / Ю. Н. Дроздов, В. Г. Павлов, В. Н. Пучков. М.: Машиностроение, 1986. 224 с. (Основы проектирования машин).

12. **Методические** указания. МУ 1.1.229—90. Характеристики триботехнических узлов трения летательных аппаратов М.: НИИСУ, 1990.

13. **Титов В. В., Громаковский С. Д.** Повышение надежности изделий триботехническими методами // Тез. докл. к зональной конф. "Предельная несущая способность тяжелонагруженных трибосопряжений при возвратно-качательном движении" 21—22 ноября 1988 г. Пенза: 1988.

14. **Износ** в машинах и методы защиты от него / В. В. Титов, С. И. Дякин и др. // Тез. докл. Всесоюз. науч. конф., посвященной 1000-летию г. Брянска, "Методика определения триботехнических характеристик антифрикционных материалов с пластичными смазками", октябрь 1985, Москва.

15. **Стенд** для испытания шарнирных пар трения: А. с. 456189 СССР: М. Кл. G. 01n 3/56, G 01n 19/02.

УДК 621.9

В. Е. КАРПУСЬ, д-р техн. наук, Д. А. МИНЕНКО
(Национальный ТУ "Харьковский политехнический институт", Украина)

Оптимизация обработки систем вспомогательных отверстий на многоцелевых станках

Описаны конструкции оправок для сверления вспомогательных отверстий, позволяющие исключить предварительную зацентровку, а также совместить обработку фасок со сверлением отверстий. Выполнен сравнительный анализ ряда критериев оптимальности режимов обработки вспомогательных отверстий на многоцелевых станках, в результате чего установлена целесообразность использования критериев интенсивности формообразования и интенсивности прибыли как наиболее соответствующих требованиям высокоскоростной обработки на многоцелевых станках.

Наиболее технологичными для обработки на многоинструментных сверлильно-фрезерно-расточных многоцелевых станках являются корпусные и плоскостные детали, характерная особенность которых — наличие большого числа основных и вспомогательных отверстий. Бóльшее число отверстий являются вспомогательными, в том числе крепежные диаметром до 20 мм. Основным конструкционным материалом для изготовления различных корпусных деталей является серый чугун.

Чтобы исключить увод спиральных сверл при обработке отверстий диаметром до 20 мм, производится предварительная зацентровка с помощью коротких спиральных или жестких перовых сверл соответствующего диаметра с углом при вершине 90°. Глубина зацентровки перед сверлением отверстий малого диаметра должна быть такой, чтобы образовалась фаска и отпала необходимость в последующем зенковании.

Выполнение зацентровки большинства отверстий в корпусных деталях значительно увеличивает общее число инструментов, а также затраты основного и вспомогательного времени. Для исключения предварительной зацентровки авторами разработана конструкция оправки (рис. 1), в которой имеется вращающаяся кондукторная втулка для направления режущего инструмента при сверлении отверстия. Кондукторная втулка вращается вместе с режущим инструментом, что уменьшает ее износ и, следовательно, повышает точность обработанных отверстий. Конструкция оправки допускает ее установку и замену с помощью автооператора.

Оправка состоит из корпуса *1*, в котором с помощью стопорного винта *2* закрепляется штанга *3*. В штанге стопорным винтом *4* крепится цанговый патрон, состоящий из корпуса *5* цанги, сменной разрезной цанги *6*, гайки *7* и регулировочного винта *8*. В цанге *6* закрепляется режущий инструмент *9*. По штанге *3* перемещается гильза *10*, подпружиненная пружиной *11*. Перемещение ограничивается шпонкой *12*, закрепленной на гильзе *10* винтом *13*. Режущий инструмент направляется по кондукторной втулке *14*, которая запрессована в сменную втулку *15*, установленную в гильзе *10* и закрепленную винтом *16*. Для дробления сливной стружки на оправке предусмотрен специальный нож *18*. Гильза *10* упирается в обрабатываемую заготовку *17* основанием ножа 18, который прикреплен к пяте *19* винтами *20* через упорный подшипник *21*. Пята *19* удерживается крышкой *22*.

Настройку оправки на требуемый размер производят вне станка. Сверло *9* устанавливают в цангу *6*, которую вставляют в корпус *5* цанги и закрепляют гайкой *7*. С помощью регулировочного винта *8* выставляют необходимое осевое положение инструмента. Настроенный на размер цанговый патрон с инструментом устанавливают до упора в штангу *3* и закрепляют стопорным винтом *4*. В гильзу *10* вставляют втулку *15* с запрессованной в нее кондукторной втулкой *14* соответствующего раз-

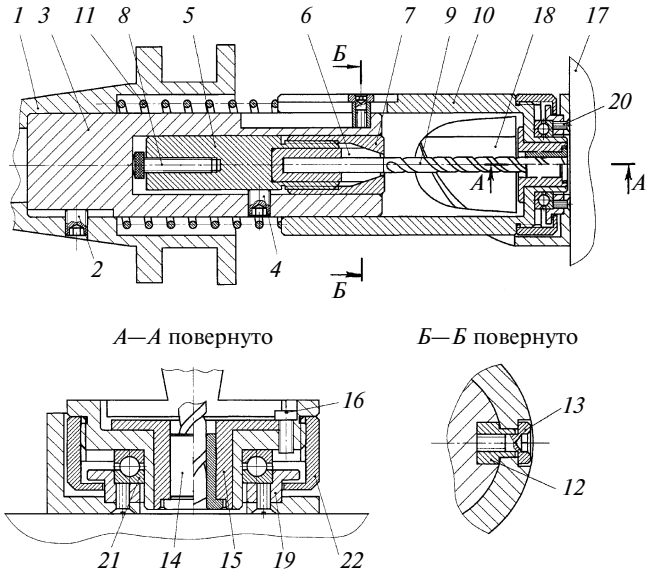


Рис. 1. Конструкция оправки для сверления вспомогательных отверстий без зацентровки

мера, которую зажимают винтом *16*. Для удобства установки втулки *15* на ее фланце выполнены две лыски, позволяющие снимать и устанавливать втулку, не выкручивая полностью винт *16*. На штангу *3* надевают пружину *11*, а в паз штанги устанавливают шпонку *12* с винтом *13*. Гильзу *10* надевают на штангу *3* таким образом, чтобы шпонка *12* попала в паз на ней. Гильзу перемещают в осевом направлении по штанге *3* до тех пор, пока вершина сверла *9* не окажется на одном уровне с нижней частью кондукторной втулки *14*, и в этом положении фиксируют винтом *13*.

Обработка с помощью предлагаемой оправки производится следующим образом. Автооператор извлекает оправку из инструментального магазина и устанавливает в шпиндель станка. Затем оправка подводится к обрабатываемой заготовке и основанием ножа *18* упирается в ее поверхность. Вращение от шпинделя передается на корпус оправки *1* и штангу *3*, а затем через шпонку *12* на гильзу *10*, втулку *15* и кондукторную втулку *14*, а также на цанговый патрон с закрепленным в нем сверлом *9*. Неподвижными остаются только прижатые к обрабатываемой заготовке нож *18* и пята *19*, которые через упорный подшипник *21* и гильзу *10* прижимает пружина *11*. При дальнейшем опускании шпинделя штанга *3* перемещается в осевом направлении внутри гильзы *10*. При этом пружина *11* сжимается, обеспечивая необходимое усилие прижима ножа для предотвращения его вращения под действием сил трения между основанием ножа и обрабатываемой заготовкой. Обработка отверстия происходит с направлением сверла по вращающейся кондукторной втулке *14*. Стружка, проходя по канавкам сверла, удаляется через окна в гильзе *10*. При образовании сливной стружки она дробится, попадая между неподвижным ножом *18* и вращающейся гильзой *10*. После обработки отверстия на заданную глубину шпиндель поднимается и штанга *3* выводится из гильзы *10*, которая не перемещается под действием пружины *11* до тех пор, пока шпонка *12* не достигнет конца паза в штанге и оправка не будет отведена от обрабатываемой заготовки.

Для одновременной со сверлением обработки фаски предназначена оправка, показанная на рис. 2. В предлагаемой оправке, как и в рассмотренной выше, сверло направляется по кондукторной втулке, которая вращается в процессе обработки вместе с режущим инструментом (поз. *1—13* те же, что и на рис. 1). На кондукторной втулке *14* имеется режущая часть, предназначенная для обработки фаски в отверстии. Крышка *16* кондукторной втулки крепится к гильзе *10* винтами *17*. Гильза *10* упирается в обрабатываемую заготовку 18 основанием ножа *19*, который прикреплен к пяте *20* винтами *21* через упорный подшипник *22*. Пята *20* удерживается крышкой *23*. Крутящий момент на кондукторную втулку передается с помощью запрессованной в нее шпонки *24*. На гайку *7* установлен упор *25*, который фиксируется контргайкой *26*.

Настройку оправки на требуемый размер производят вне станка следующим образом. Сверло *9* устанавливают в цангу *6*, которую вставляют в корпус цанги и закрепляют гайкой *7*. Регулировочным винтом *8* выставляют необходимое осевое положение инструмента. С помощью упора *25* выставляют расстояние от вершины сверла до торца упора. Точность настройки этого размера определяет точность обработки фаски. Для предотвращения самоотвинчивания упор *25* фиксируется контргайкой *26*.

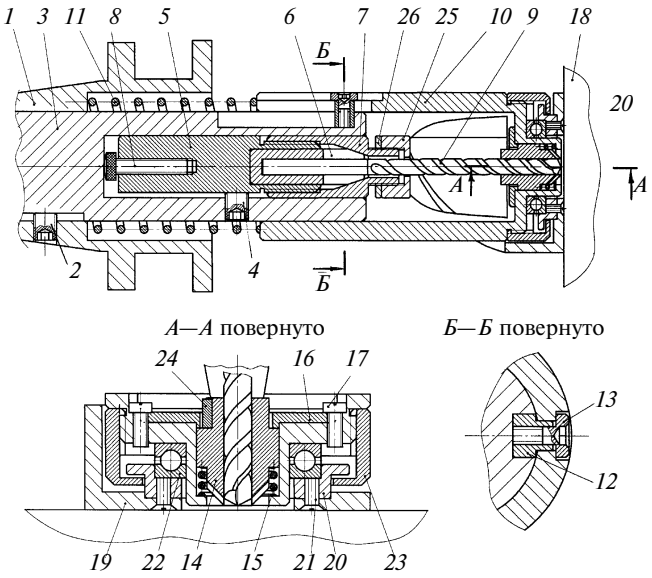


Рис. 2. Конструкция оправки для сверления отверстия и зенкования фаски

Настроенный на размер цанговый патрон с инструментом устанавливают в штангу и закрепляют стопорным винтом. В гильзу *10* вставляют пружину *15* и кондукторную втулку *14*, которую фиксируют крышкой *16* и винтами *17*. На штангу *3* надевают пружину *11* и в паз штанги вставляют шпонку *12* с винтом *13*. Гильзу *10* перемещают в осевом направлении по штанге *3* до тех пор, пока вершина сверла *9* не окажется на одном уровне с нижней частью кондукторной втулки *14*, после чего шпонка *12* зажимается винтом *13*. Процесс сверления отверстия происходит так же, как и в первом случае. Затем в нужный момент упор *25* нажимает на торец кондукторной втулки *14*, сообщая ей осевое перемещение, в результате чего втулка врезается в обрабатываемую заготовку *18* режущей частью, выполненной в виде зенковки, и обрабатывает фаску. После обработки отверстия на заданную глубину шпиндель поднимается, штанга *3* выводится из гильзы *10*, которая остается неподвижной под действием пружины *11* до тех пор, пока шпонка *12* не достигнет конца паза в штанге.

Применение предлагаемых оправок позволяет существенно сократить трудоемкость и себестоимость обработки вспомогательных отверстий.

Производительность и эффективность обработки на станках во многом зависят от назначенных режимов резания, которые следует выбирать с учетом структуры и особенностей технологической операции, а также от порядка замены режущих инструментов. Так, отработавший свой расчетный период стойкости режущий инструмент может автоматически заменяться на аналогичный, если он есть в инструментальном магазине. Время

смены инструмента при этом ("от реза до реза") составляет обычно 5 ÷ 6 с. Замена отказавшего инструмента по сигналу средств контроля и диагностики также выполняется автоматически при условии наличия инструмента-дублера. В случае замены заготовки, поврежденной при выходе из строя инструмента, и выполнения необходимых измерений учитываются также соответствующие затраты времени. При случайном отказе режущего инструмента и отсутствии его дублера в инструментальном магазине необходимо учитывать и затраты времени на ожидание оператора для устранения отказа.

Возможны два подхода к выбору стойкости инструментов и скорости резания при обработке на многоцелевых станках: а) все инструменты, входящие в технологически минимальный комплект на операцию, рассматриваются как работающие автономно; б) весь технологический комплект инструментов, предназначенный для выполнения операции, рассматривается как многоинструментная наладка. В работе [1] установлено, что наиболее рациональным является второй вариант, предусматривающий выбор скорости резания исходя из минимальных затрат на многоинструментную операцию и замену инструмента по фактическому состоянию режущих кромок.

Для оптимального выбора режимов резания могут применяться как технические, так и экономические критерии оптимальности. В качестве технического критерия целесообразно использовать показатель интенсивности формообразования [2], иерархическая структура которого соответствует структуре технологической системы, что позволяет использовать его на всех этапах синтеза системы, увеличивая число учитываемых параметров при переходе к высшим иерархическим уровням проектирования. Применительно к обработке на многоцелевых станках рассматриваются уровни технологической, цикловой и нормативной интенсивностей формообразования.

Технологическая интенсивность $W_т$ (мм/мин) формообразования технологически минимальным комплектом режущих инструментов на операцию, характеризующая фиктивную производительность станка без учета внутрицикловых потерь времени, определяется по формуле $W_т = \sum_{i=1}^{N_п} n_i S_{oi}$, где n_i, S_{oi} — параметры режима резания для i-го технологического перехода; $N_п$ — число технологических переходов в операции.

Цикловая интенсивность $W_ц$ (мм/мин) формообразования комплектом режущих инструментов рассчитывается с учетом цикловых затрат времени на быстрые перемещения заготовки или инструмента, смену инструмента, установку и снятие детали и т. п.: $W_ц = W_т K_ц$, где $K_ц$ — коэффициент цикловой интенсивности формообразования.

Нормативная интенсивность $W_н$ (мм/мин) формообразования комплектом режущих инструментов определяется с учетом как цикловых, так и внецикловых затрат времени на техническое и организационное обслуживание рабочего места, отдых рабочих в процентах от оперативного времени, а также подготовительно-заключительного времени: $W_н = W_т K_н$, где

$$K_н = \sum_{i=1}^{N_п} T_{oi} \Big/ \left[1{,}08 \left(\sum_{i=1}^{N_п} T_{oi} + \sum_{i=1}^{N_п} T_{бпi} + \sum_{j=1}^{N_к} T_{стj} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \sum_{j=1}^{N_к} \frac{T_{смj}}{T_j} \sum_{i=1}^{N_п} T_{oi} + T_{сз} \right) + T_{пз}/N_д \right]$$ — коэффициент

нормативной интенсивности формообразования. Здесь T_{oi} — основное (технологическое) время выполнения i-го перехода, мин; $T_{бпi}$ — время быстрых перемещений заготовки или инструмента, связанных с выполнением i-го перехода, мин; $T_{стj}$ — время смены j-го инструмента после выполнения технологической задачи, мин; $T_{смj}$ — время смены j-го инструмента после случайного отказа, мин; T_j — расчетный период стойкости j-го инструмента, мин; $N_к$ — число инструментов в технологически необходимом для обработки детали комплекте; $T_{сз}$ — время смены заготовки, мин; $T_{пз}$ — подготовительно-заключительное время, мин; $N_д$ — число деталей в производственной партии.

Оптимальную стойкость инструментов, а также наивыгоднейшие скорости резания целесообразно выбирать по максимальной величине нормативной интенсивности $W_н$ формообразования. При этом используется стойкостная зависимость Тейлора, адекватно описывающая соотношение "скорость резания—стойкость инструмента" в зоне высоких скоростей. Аналитические исследования влияния учитываемых параметров на величину критерия оптимальности показали, что геометрические параметры отверстий не влияют на положение экстремума функции $W_н = f(T)$, т. е. можно оперировать понятием стойкости группы однотипных инструментов.

Существенное влияние на величину оптимального периода стойкости оказывают тип и число инструментов в комплекте, время смены одного инструмента, а также материал заготовки и режущего инструмента. На рис. 3 показаны зависимости оптимальной стойкости групп однотипных инструментов от числа режущих инструментов в комплекте при выполнении сверления (С), зенкерования (З), фрезерования (Ф), растачивания (Р) заготовок из серого чугуна (СЧ), стали конструкционной (СК), алюминиевых сплавов (АЛ) режущими инструментами из быстрорежущей стали (БС) и оснащенных твердым сплавом (ТС).

В технологический комплект инструментов для обработки корпусных деталей на многоцелевых станках входят обычно инструменты разных типов: сверла, зенкеры, развертки, расточные резцы, концевые фрезы и т. п. Поэтому оптимальная стойкость для каждой группы однотипных инструментов определяется отдельно с учетом суммарных затрат времени на замену всех инструментов технологического комплекта на данную операцию.

Из числа экономических критериев рассмотрим технологическую себестоимость, годовые приведенные затраты, а также интенсивность прибыли.

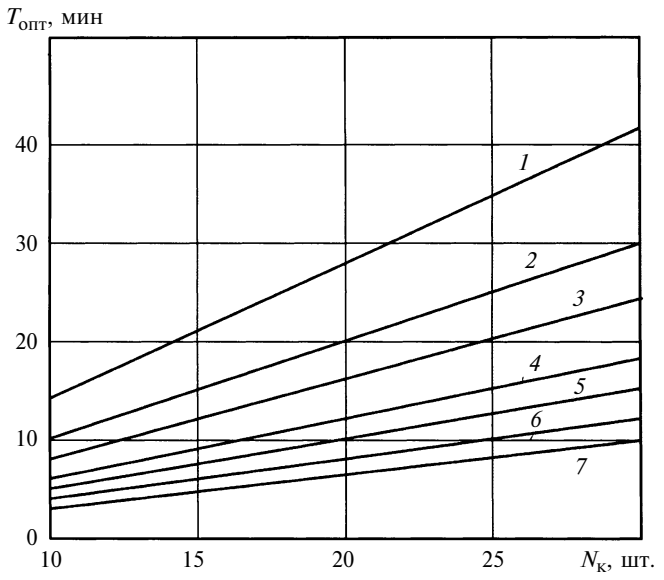


Рис. 3. Влияние условий обработки вспомогательных отверстий на оптимальную стойкость инструментов:
1 — С (СЧ, БС), С (АЛ, БС), З (СЧ, БС); *2* — С (СК, БС), Р (СЧ, ТС), Р (СК, ТС); *3* — С (СЧ, ТС); *4* — Ф (СЧ, БС); *5* — Р (АЛ, БС), З (СК, БС); *6* — Ф (СК, БС), Ф (АЛ, БС); *7* — Ф (СК, ТС)

Технологическая себестоимость детали определяется по формуле

$$C_д = Z_и + C_o T_{штк},$$

где $Z_и$ — затраты на режущий инструмент, р.; C_o — стоимость одной станкоминуты, р.;

$$T_{штк} = 1{,}08\left(\sum_{i=1}^{N_п}\frac{L_i}{n_i S_{oi}} + \sum_{i=1}^{N_п} T_{бпi} + \sum_{j=1}^{N_к} T_{стj} + \sum_{j=1}^{N_к}\frac{T_{смj}}{T_j}\times\right.$$

$$\left.\times\sum_{i=1}^{N_п}\frac{L_i}{n_i S_{oi}} + T_{сз}\right) + T_{пз}/N_д$$ — штучно-калькуляционное время выполнения операции, мин (L_i — длина рабочего хода инструмента на i-м переходе, мм).

Годовые приведенные затраты определяются по формуле

$$C_{пр} = C_г + \varepsilon_н K,$$

где $C_г$ — себестоимость годовой производственной программы, р.; $\varepsilon_н$ — норма экономической эффективности дополнительных капитальных вложений; K — дополнительные капитальные вложения, р.

Интенсивность $I_п$ прибыли представляет собой величину прибыли, получаемую в единицу времени, и определяется по формуле

$$I_п = (Ц_д - Ц_з - Z_и - C_o T_{штк})/T_{штк},$$

где $Ц_д$ — цена детали, р.; $Ц_з$ — цена заготовки, р.

Сравнительные расчеты выполнялись для процесса обработки корпусной детали из серого чугуна спиральными сверлами ($N_к = 20$), оснащенными твердым сплавом. Значения оптимальных периодов стойкости режущих инструментов, рассчитанные с использованием рассмотренных критериев оптимальности, существенно различаются (рис. 4). Стойкость инструментов, обеспечивающая максимальную интенсивность формообразования и наибольшую интенсивность прибыли, составляет соответственно 16 и 18 мин, а стойкость, обеспечивающая минимальную себестоимость детали и минимальные приведенные затраты, — 25 и 37 мин соответственно.

На величину оптимальных периодов стойкости, рассчитанных по минимуму технологической себестоимости и приведенных затрат, оказывают влияние диаметры отверстий, число инструментов в комплекте, время смены одного инструмента, стоимость станкоминуты, цена режущих инструментов и оборудования. А на величину оптимальных периодов стойкости, полученных по критерию интенсивности прибыли, существенно влияют число инструментов в комплекте и время смены одного инструмента, а также цена заготовки и детали. Диаметры отверстий, стоимость одной станкоминуты, цена инструмента и оборудования на величину оптимальной стойкости практически не влияют.

На рис. 5 показаны графики зависимости скорости резания и частоты вращения от диаметра обрабатываемых отверстий в заготовке из серого чугуна. Значения параметров режима резания, рассчитанные по критери-

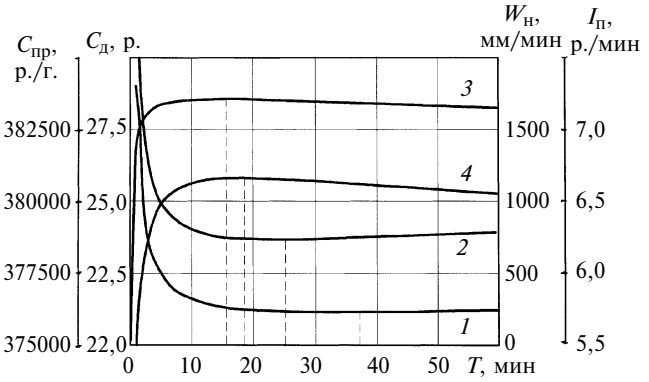


Рис. 4. Влияние стойкости твердосплавных сверл в комплекте ($N_к = 20$) при обработке корпусной детали из серого чугуна на величину критериев оптимальности $C_{пр}$ (*1*), $C_д$ (*2*), $W_н$ (3), $I_п$ (4)

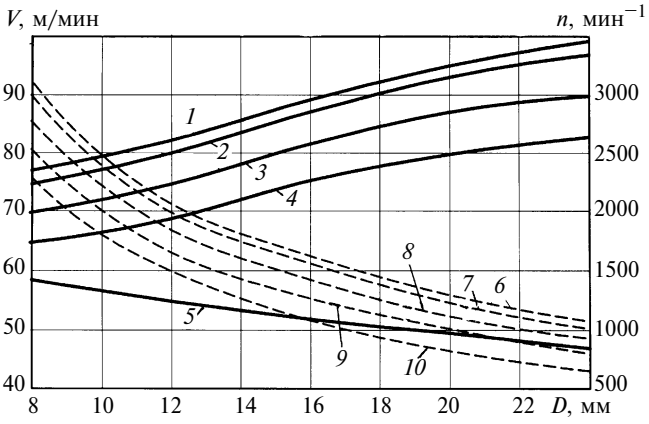


Рис. 5. Зависимости параметров режима резания $v = f(D)$ (кривые *1—5*) и $n = f(D)$ (кривые *6—10*) от диаметров твердосплавных сверл при обработке корпусной детали из серого чугуна, рассчитанные по критериям оптимальности $W_н$ (*1* и *6*), $I_п$ (*2* и *7*), $C_д$ (*3* и *8*), $C_{пр}$ (*4* и *9*), по нормативам [3] (*5* и *10*)

Критерий оптимальности	Значения оптимального периода стойкости $T_{опт}$, мин, при b		
	1	2	3
Интенсивность формообразования	108	27	21
Интенсивность прибыли	120	30	24

ям интенсивности формообразования и интенсивности прибыли, близки между собой и значительно выше, чем рекомендуемые общемашиностроительными нормативами [3], как и значения, полученные с использованием других рассмотренных критериев оптимальности.

Существенное влияние на оптимальную стойкость инструмента оказывает его надежность. Экспериментальные кривые надежности режущих инструментов хорошо аппроксимируются распределением Вейбулла, которое может быть представлено в виде:

$$F(T) = 1 - e^{-t\Gamma[(1+1/b)/\overline{T}]^b},$$

где $\overline{T}$ — средняя стойкость комплекта режущих инструментов, полученная расчетным путем, мин; $\Gamma(1+1/b)$ — гамма-функция Эйлера; b — показатель степени, определяющий форму кривой распределения (при $b = 3$ вид зависимости для плотности вероятности $f(T)$ близок к распределению Гаусса, при $b = 2$ — к распределению Релея, а при $b = 1$ — к экспоненциальному закону).

Значения оптимальной стойкости комплекта твердосплавных сверл ($N_к = 20$) при обработке заготовки из серого чугуна в зависимости от принятого критерия оптимальности приведены в таблице.

Очевидно, что высокая надежность инструментов является обязательным условием высокоскоростной многоинструментной обработки на многоцелевых станках.

Выводы

1. Предложенные конструкции оправок для сверления вспомогательных отверстий, позволяющие исключить предварительную зацентровку, а также совместить обработку фасок со сверлением отверстий, существенно уменьшают трудоемкость и себестоимость обработки деталей.

2. Выбор оптимальных периодов стойкости инструментов при обработке вспомогательных отверстий на многоцелевых станках следует осуществлять как для многоинструментных наладок по критериям интенсивности формообразования или интенсивности прибыли, так как уровни режимов резания, рассчитанные по указанным критериям, соответствуют требованиям высокоскоростной обработки на современных многоцелевых станках.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Эстерзон М. А., Рыжова В. Д.** Рациональная эксплуатация режущего инструмента на многоинструментных станках с ЧПУ // Станки и инструмент. 1980. № 8. С. 24, 25.

2. **Карпусь В. Е.** Интенсивность формообразования технологических систем // Вестник машиностроения. 2000. № 2. С. 30—34.

3. **Общемашиностроительные** нормативы времени и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с числовым программным управлением. В 2-х ч. // Ч. II. Нормативы режимов резания. М.: Экономика, 1990. 473 с.

УДК 621.914.025.7

С. Г. ЕМЕЛЬЯНОВ, д-р техн. наук, С. А. ЧЕВЫЧЕЛОВ, канд. техн. наук (Курский ГТУ)

Моделирование погрешности профиля, формируемого гиперболическими фрезами

Установлены параметры, определяющие положение и ориентацию режущих элементов на корпусе гиперболических фрез. Рассмотрено влияние отклонения их расчетных значений в совокупности с погрешностями параметров установки фрезы относительно рельса на искажение формируемого профиля, а также форму и размеры остаточных слоев.

Обработка фрезами, оснащенными сменными многогранными пластинами (СМП), представляет собой процесс дискретного формообразования. Если образующие производящей и номинальной поверхностей не совпадают, формируемый профиль будет аппроксимирован дискретными участками производящих линий инструмента. Это приводит к образованию на обработанной поверхности остаточных слоев, размеры которых будут зависеть от кривизны образующих и шага производящих линий вдоль обрабатываемого профиля [1]. Однако эта зависимость будет справедлива только с точки зрения геометрической теории формирования поверхностей режущими инструментами, когда режущая кромка СМП совпадает с теоретической образующей производящей поверхности.

Для процесса восстановления симметричного участка профиля головки рельсов гиперболическими фрезами, когда радиусные участки аппроксимируют участками гиперболической кривой, график погрешности полученного радиуса профиля головки ΔR выглядит так, как показано на рис. 1. График построен путем расчета разницы ΔR фактического и требуемого радиусов в каждой точке дискретного представления профиля головки рельса.

Рис. 1. График погрешности формирования профиля головки рельса

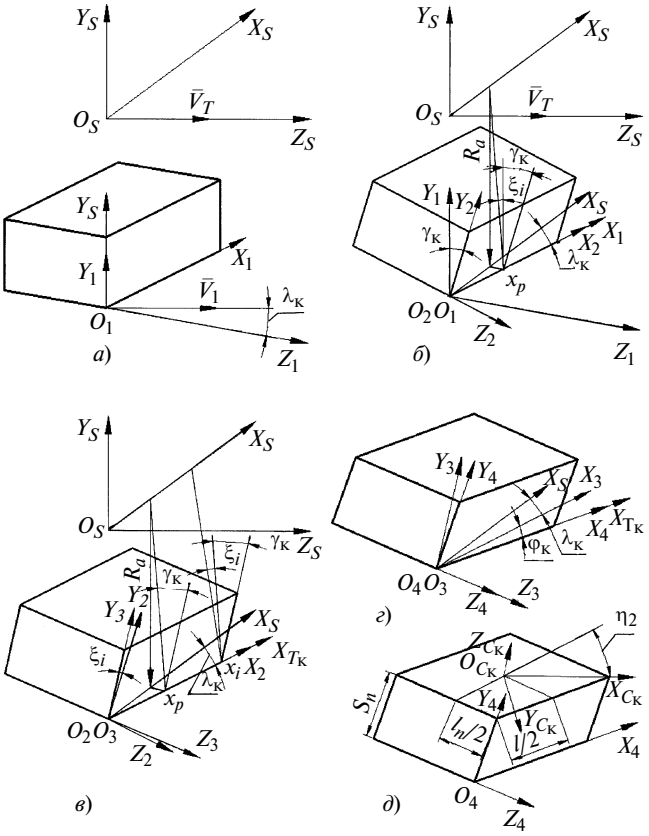


Рис. 2. Схема установки СМП относительно производящей линии

Однако изменение параметров положения и ориентации режущих элементов на корпусе инструмента в пределах допуска, а также погрешность параметров установки фрезы относительно рельса будут оказывать влияние на форму и размеры остаточных слоев на формируемом профиле. При этом на стадии технологической подготовки производства необходимо знать характер такой зависимости.

При ориентации СМП (система координат $X_{C_к}\ Y_{C_к}\ Z_{C_к}$) относительно производящей линии инструмента (система координат $X_{T_к}\ Y_{T_к}\ Z_{T_к}$) необходимо обеспечить требуемые значения угла $\lambda_к$ наклона главной режущей кромки переднего угла $\gamma_к$ в нормальной к режущей кромке плоскости и главного угла $\varphi_к$ в плане. Для этого необходимо рассчитать матрицу $M_{T_к C_к}$ перехода между соответствующими системами координат: $(X_{T_к}\ Y_{T_к}\ Z_{T_к} \xrightarrow{M_{T_к C_к}} X_{C_к}\ Y_{C_к}\ Z_{C_к})$. Согласно рис. 2 эту матрицу можно представить как произведение отдельных элементов, отражающих последовательность промежуточных этапов перехода:

$$M_{T_к C_к} = M^1_{T_к} M^{12} M^{23} M^{34} M^4_{C_к},$$

где $M^1_{T_к}$ — матрица установки СМП относительно производящей линии таким образом, чтобы режущая кромка СМП располагалась под углом $\lambda_к$ к оси X_T: $X_{T_к}\ Y_{T_к}\ Z_{T_к} \xrightarrow{M^1_{T_к}} X_1 Y_1 Z_1$ (см. рис. 2, *а*);

M^{12} — матрица поворота СМП вокруг оси X_1 с целью обеспечения переднего угла $\gamma_к$ в нормальной к режущей кромке плоскости: $X_1 Y_1 Z_1 \xrightarrow{M^{12}} X_2 Y_2 Z_2$ (см. рис. 2, *б*);

M^{23} — матрица поворота СМП вокруг оси X_1 на угол $\xi_к$ с целью обеспечения требуемого переднего угла $\gamma_к$ в середине каждой режущей кромки СМП:

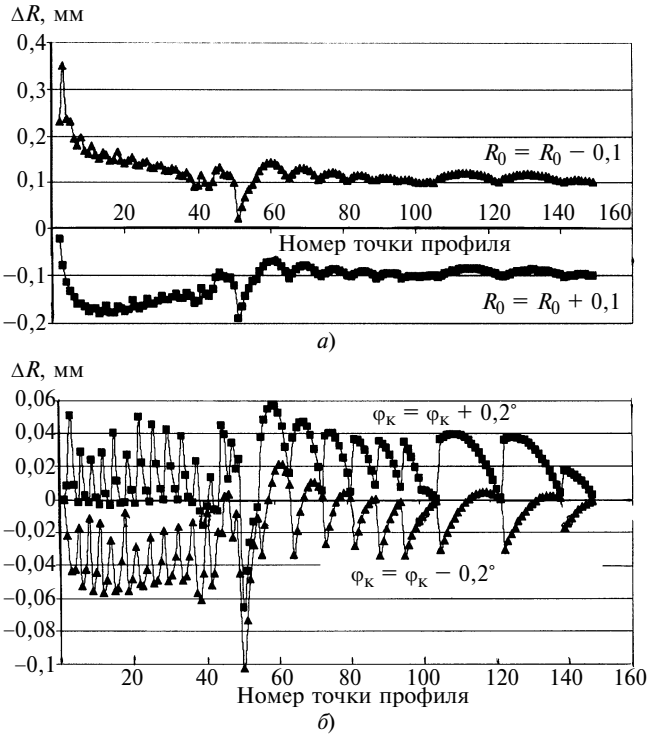


Рис. 3. Влияние изменения параметров установки и ориентации режущей кромки СМП на погрешность формирования профиля

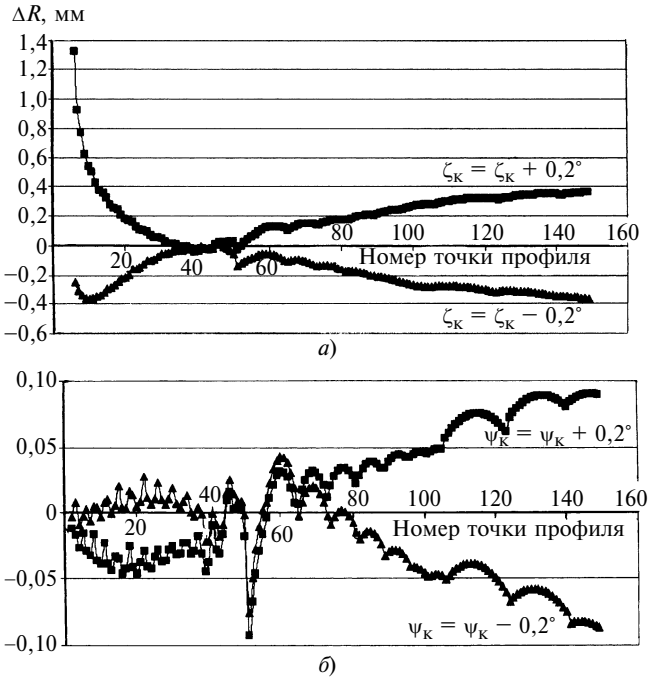


Рис. 4. Влияние изменения параметров установки фрезы относительно головки рельса на погрешность формирования профиля

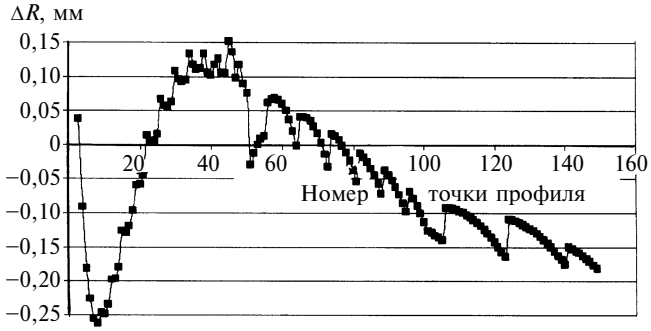


Рис. 5. График погрешности формирования профиля головки рельса с учетом погрешностей размеров:
$\varphi = \varphi + 0{,}2°$; $\zeta = \zeta - 0{,}2°$; $R_0 = R_0 + 0{,}1$ мм; $\psi = \psi + 0{,}2°$

$X_2Y_2Z_2 \xrightarrow{M^{23}} X_3Y_3Z_3$ (см. рис. 2, *в*). При этом на режущей кромке одной СМП передний угол изменяется в пределах $\gamma_к - \xi_{max} \leqslant \gamma \leqslant \gamma_к + \xi_{max}$;

M^{34} — матрица поворота СМП вокруг оси Z_3 на угол $\varphi_к$ таким образом, чтобы режущая кромка СМП оказалась на производящей линии фрезы: $X_3Y_3Z_3 \xrightarrow{M^{34}} X_4Y_4Z_4$ (см. рис. 2, *г*);

$M^4_{C_к}$ — матрица перехода к системе координат СМП: $X_4Y_4Z_4 \xrightarrow{M^4_{C_к}} X_{C_к}Y_{C_к}Z_{C_к}$ (см. рис. 2, *д*).

Из представленной схемы видно, что погрешность формирования конструктивных элементов корпуса, отвечающих за точность положения и ориентацию режущей кромки, а также допуск на размеры изготовления самой СМП, будут приводить к изменению трех параметров, влияющих на процесс формообразования: R_0, $\varphi_к$ и $\lambda_к$.

Результаты исследования гиперболических фрез в системе автоматизированного проектирования [2] позволяют показать влияние изменения этих параметров на погрешность формирования профиля. Таким образом, наблюдаются следующие закономерности:

изменение радиуса R_0 фрезы приводит к смещению графика относительно нулевой линии, незначительно влияя на характер зависимости (рис. 3, *а*);

изменение главного угла $\varphi_к$ в плане приводит к ступенчатому разрыву профиля в местах состыковки соседних СМП (рис. 3, *б*), т. е. изменяет форму и размеры остаточных слоев;

изменение угла $\lambda_к$ в пределах допуска не приводит к существенным изменениям графика, представленного на рис. 1.

Параметры установки фрезы относительно головки рельса оказывают влияние на изменение самого профиля. При этом:

неточность установки инструмента относительно направления подачи (угол ζ) приводит к заметному искажению формируемого профиля по мере удаления от оси поворота фрезы, которая в рассматриваемом примере находится в районе точки 40 (рис. 4, *а*);

неточность установки фрезы относительно оси симметрии рельса (угол ψ) приводит к искажению профиля лишь возле самой оси симметрии (рис. 4, *б*).

На рис. 5 представлен один из вариантов совместного влияния погрешностей рассмотренных параметров, при котором наблюдается наименьшее отклонение формируемого профиля от заданного. Таким образом, на основании анализа результатов проведенного исследования установлено, что для снижения погрешности профиля головки рельса предельные отклонения главного угла φ в плане, радиуса R_a фрезы и угла φ установки фрезы относительно оси симметрии рельса целесообразно задавать со знаком "+", а угла ζ установки фрезы относительно направления подачи — со знаком "−".

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Чевычелов С. А.** Влияние схемы формообразования на шероховатость получаемой поверхности // Автоматизация и современные технологии. 2004. № 12. С. 6—8.

2. **Свидетельство** об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2006611005 РФ. Система автоматизированного проектирования гиперболических фрез для восстановления профиля рельсов.

УДК 621.919.1

А. В. ЩЕДРИН, канд. техн. наук, В. В. УЛЬЯНОВ (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
А. А. БЕКАЕВ (Электростальский политехнический институт)

Оценка метода комбинированного прошивания отверстий с противодавлением технологической смазки

В работе [1] приведены результаты предварительного исследования метода комбинированного прошивания отверстий с противодавлением технологической смазки в канавках регулярного микрорельефа (РМР) поверхности обрабатывающего инструмента.

Для получения полной информации об эффективности данного метода было проведено комплексное исследование. В качестве экспериментальных образцов использовали втулки из латуни марки ЛС-59 (1550 *HB*) наружным диаметром 39 мм и высотой 40 мм. Параметр шероховатости поверхности отверстий после растачивания $Ra < 1$ мкм. В качестве обрабатывающего инструмента использовали однозубную прошивку со сменными деформирующими элементами (быстрорежущую сталь марки Р6М5) диаметром 20 мм по калибрующей ленте с углами рабочего и обратного конусов 5° ± 0,5° и шириной калибрующей ленты 7 мм.

РМР в виде однозаходных винтовых канавок с шагом $Ш_к = 0,5$ и 1 мм, глубиной $Г_к = 8$ и 20 мкм на поверхности деформирующих элементов выполняли алмазным выглаживателем радиусом 1,5 мм. Нулевые параметры РМР ($Г_к = Ш_к = 0$) условно соответствуют иррегулярному микрорельефу (ИМР), получаемому шлифованием с последующим полированием, после которого высота максимального микровыступа составляет 0,24 мкм.

Продольные профилограммы калибрующих лент деформирующих элементов представлены на рис. 1. Скорость прошивания составляла 4 м/мин, в качестве технологической смазки использовали сульфофрезол. Фактический натяг $i_ф$ пластического деформирования $i_ф$ не превышал 0,5 мм. Качество полученного поверхностного слоя отверстия при обработке оценивалось такими параметрами, как коэффициент *K*, параметр шероховатости, поле рассеяния значения диаметра, среднее значение овальности и отклонения профиля продольного сечения [1, 2].

Динамика прошивания (Н/мм) описывается системами уравнений:

без противодавления технологической смазки:

$$\left.\begin{aligned}
q_1 &= 28,87 + 568,64i_ф \text{ при } Г_к = Ш_к = 0;\\
q_2 &= 105,45 + 528,84i_ф \text{ при } Г_к = 8 \text{ мкм}, Ш_к = 0,5 \text{ мм};\\
q_3 &= 208,67 + 571,08i_ф \text{ при } Г_к = 20 \text{ мкм}, Ш_к = 0,5 \text{ мм};\\
q_4 &= 35,12 + 744,67i_ф \text{ при } Г_к = 8 \text{ мкм}, Ш_к = 1 \text{ мм};\\
q_5 &= 145,81 + 790,86i_ф \text{ при } Г_к = 20 \text{ мкм}, Ш_к = 1 \text{ мм};
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

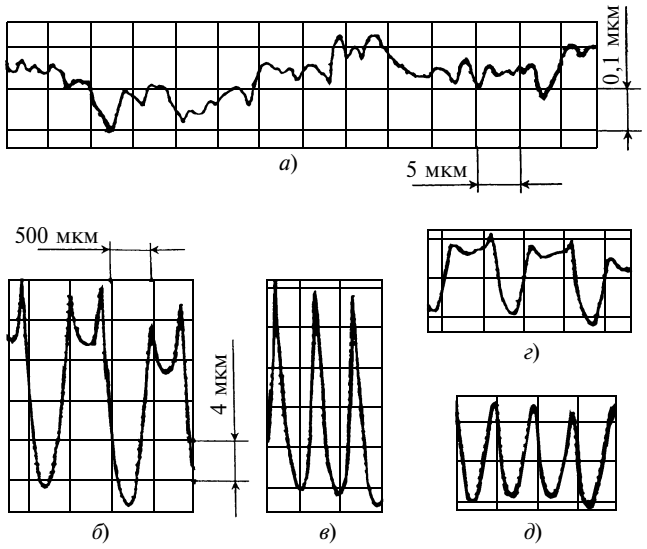


Рис. 1. Продольные профилограммы калибрующих лент деформирующих элементов:
а — $Г_к = Ш_к = 0$; *б* — $Г_к = 20$ мкм, $Ш_к = 1$ мм; *в* — $Г_к = 20$ мкм, $Ш_к = 0,5$ мм; *г* — $Г_к = 8$ мкм, $Ш_к = 1$ мм; *д* — $Г_к = 8$ мкм, $Ш_к = 0,5$ мм

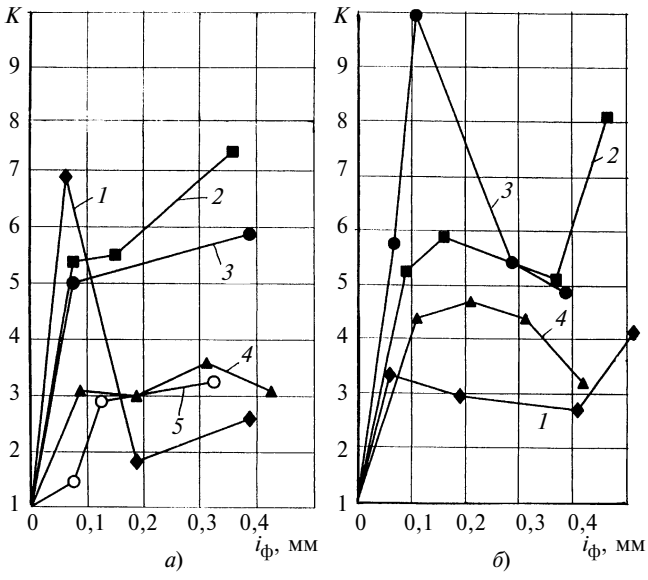


Рис. 2. Зависимости изменения корректирующего коэффициента параметра *Ra* шероховатости поверхности отверстия от фактического натяга пластического деформирования без противодавления (*а*) и с противодавлением (*б*) при различных значениях конструктивных параметров инструмента:
1 — $Г_к = 20$ мкм, $Ш_к = 1$ мм; *2* — $Г_к = 8$ мкм, $Ш_к = 1$ мм; *3* — $Г_к = 8$ мкм, $Ш_к = 0,5$ мм; *4* — $Г_к = 20$ мкм, $Ш_к = 0,5$ мм; *5* — $Г_к = Ш_к = 0$

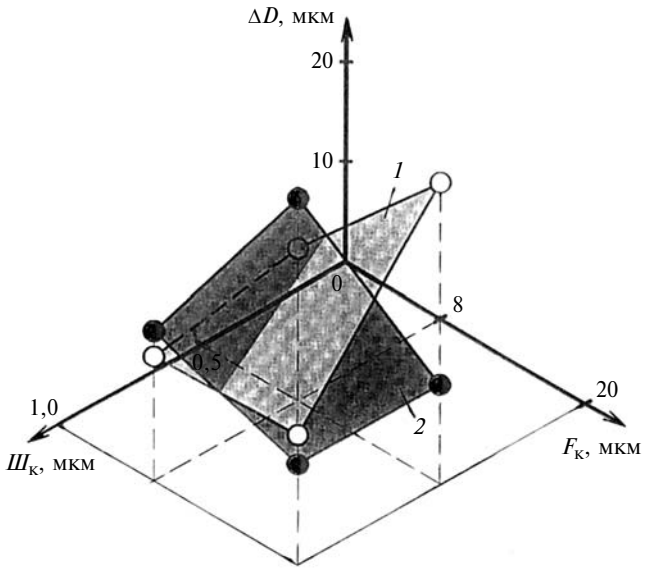


Рис. 3. Зависимости изменения поля рассеяния значения ΔD от параметров РМР инструмента при $i_ф$ = 0,1 мм и обработке:
1 — без противодавления; *2* — с противодавлением

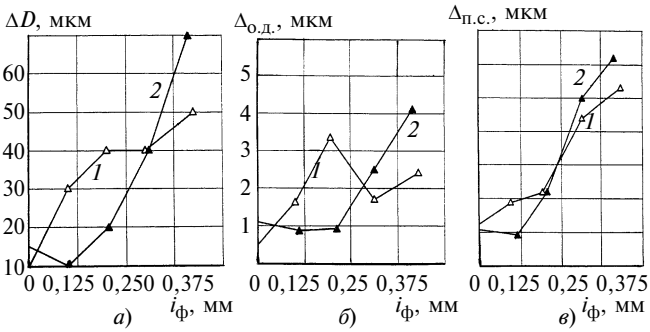


Рис. 4. Зависимости изменения полей рассеяния ΔD от фактического натяга пластического деформирования (*а*), овальности (*б*) и отклонения профиля продольного сечения (*в*) отверстия при $\Gamma_к$ = 20 мк, $Ш_к$ = 0,5 мм и обработке:
1 — без противодавления; *2* — с противодавлением

с противодавлением технологической смазки:

$$\left.\begin{aligned} q_1 &= 65{,}19 + 795 i_ф \text{ при } \Gamma_к = 8 \text{ мкм, } Ш_к = 0{,}5 \text{ мм;} \\ q_2 &= 241{,}28 + 771{,}56 i_ф \text{ при } \Gamma_к = 20 \text{ мкм, } Ш_к = 0{,}5 \text{ мм;} \\ q_3 &= 90{,}89 + 749{,}62 i_ф \text{ при } \Gamma_к = 8 \text{ мкм, } Ш_к = 1 \text{ мм;} \\ q_4 &= 206{,}34 + 896{,}01 i_ф \text{ при } \Gamma_к = 20 \text{ мкм, } Ш_к = 1 \text{ мм.} \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

Значительные усилия при обработке с противодавлением связаны с дополнительными энергетическими затратами, которые необходимы для раскрытия соответствующих контактных зон для истечения смазочного материала. При большой глубине канавок РМР ($\Gamma_к$ = 20 мкм) помимо деформирования происходит микрорезание [2]. Причем при противодавлении микрорезание меньше. Это объясняется более толстым смазочным слоем, уменьшающим внедрение микровыступов РМР в неровности поверхности отверстия.

РМР значительно повышает качество поверхностного слоя (рис. 2, *а*). Анализ зависимостей, представленных на рис. 2, показал, что максимальный эффект достигается при деформирующей обработке с противодавлением инструментом с РМР при $\Gamma_к$ = 8 мкм и $Ш_к$ = 0,5 мм.

Полученные результаты хорошо согласуются с результатами исследований [3], в которых смазочный слой создавался с применением твердых смазочных материалов, обладающих высокой вязкостью и экранирующей способностью.

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 3, показал, что при обработке с противодавлением можно повышать точность обработки целенаправленно, уменьшая овальность и отклонения профиля продольного сечения отверстия (рис. 4).

При этом наибольшее влияние на точность обработки оказывает отклонение профиля продольного сечения. Это связано с тем, что в процессе прошивания на опорном (выходном) торце заготовки возникают реактивные силы трения, увеличивающие радиальную жесткость, в то время как входной торец ничем не ограничен и поэтому имеет меньшую радиальную жесткость.

При обработке с противодавлением при натяге пластического деформирования $i_ф \leqslant 0{,}2$ (см. рис. 4, *в*) уменьшение значений отклонения профиля продольного сечения связано с принудительным проникновением смазочного материала на опорный торец заготовки, так как при этом уменьшается влияние реактивных сил трения. При больших значениях натягах пластического деформирования в связи с увеличением усилия прошивания контактные зоны полностью перекрываются, что ведет к росту погрешности обработки в продольном сечении отверстия.

Увеличение овальности (см. рис. 2, *б*) связано с параллельным микрорезанием, а также с несимметричностью очага деформации на микроуровне из-за винтового расположения канавок и выступов РМР.

Полученные результаты исследований существенно расширили информационную базу технологических решений, используемых для системного совершенствования методов комбинированной обработки [4, 5].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Совершенствование** технологии применения смазывающе-охлаждающих технологических сред в комбинированных методах обработки проката / А. В. Щедрин, В. В. Ульянов, В. М. Скоромнов и др. // Вестник машиностроения. 2006. № 10. С. 51, 52.

2. **Щедрин А. В., Кузнецов А. М., Егорова З. И.** Повышение эффективности методом комбинированного прошивания отверстий // Машиностроитель. 1999. № 12. С. 36—40.

3. **Щедрин А. В., Скейки Ю. Д.** Особенности многозубого прошивания отверстий // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2000. № 3. С. 42, 43.

4. **Щедрин А. В., Таненгольц А. Б., Скоромнов В. М.** Трибологическая концепция системного анализа-синтеза комбинированных методов деформирующережущей обработки // Техника машиностроения. 2001. № 4 (32). С. 53—59.

5. **Shchedrin A. V.** Progressive devices and tools for deforming-cutting machining // Russian Engineering Research. New York: Allerton Press Inc. 2000. V. 20. N 12. P. 76—78.

УДК 681.51

И. П. ДЕРЯБИН, канд. техн. наук (Южно-Уральский ГУ, г. Златоуст)

Проектирование, отладка и диагностика технологических процессов в АСТПП

На основе математических моделей расчета погрешностей обработки отверстий разработана программа для проектирования, отладки и диагностики технологических операций, позволяющая целенаправленно назначать параметры операций для достижения заданной точности.

Применение систем автоматизированного проектирования технологических процессов (САПР ТП) в технологической подготовке производства (ТПП), включая автоматизированные системы технологической подготовки производства (АСТПП), и в целом в подготовке производства не всегда дает ожидаемое резкое сокращение времени и снижения затрат. Во многом это связано с низкой вероятностью прогнозов точности механической обработки поверхностей деталей, так как эти системы, как правило, не имеют математических моделей расчета погрешностей обработки. Поэтому после проектирования технологических процессов (ТП) и их оснащения приспособлениями, оснасткой и инструментами следует продолжительный период обработки пробной партии деталей, промышленных испытаний, выявления причин брака, доводки и отладки производства. Особенно растягивается ТПП, если в конструкции детали имеются точные или глубокие отверстия. При этом на проектирование ТП с применением САПР ТП затрачивается несколько часов, а на отладку ТП — несколько месяцев. Включение в АСТПП подсистем компьютерной отладки и диагностики технологических операций на основе адекватных математических моделей расчета погрешностей обработки деталей позволит существенно повысить эффективность системы и снизить затраты на подготовку производства.

Подобные модели уже разработаны для операций обработки отверстий концевыми мерными инструментами (КМИ): ружейными, шнековыми, спиральными и перовыми сверлами, зенкерами, развертками, расточными пластинами[1]. Проведенные по этим моделям вычисления позволили выявить зависимости точности обработки от различных показателей ТП (режимов резания, материалов детали и инструмента, параметров оснастки и оборудования) и разработать рекомендации по повышению точности обработки. Это сделало возможным оснащение технологических экспертных систем компьютерными моделями расчета погрешностей обработки. Использование разработанной системы компьютерных моделей возможно на этапе проектирования технологических процессов в режиме прогноза точности обработки при освоении новых изделий. Стало возможным выполнение отладки технологического процесса одновременно с его проектированием, что значительно сокращает время и затраты на ТПП. При этом значительно повышается надежность технологического процесса вследствие достоверного прогноза точности обработки. Данная система может также работать в режиме диагностики и устранения возникающих погрешностей обработки, превышающих допустимые значения.

Алгоритм методики проектирования, диагностики и отладки предусматривает выполнение следующих этапов:

1) ввод исходных данных;

2) автоматический выбор наиболее адекватной компьютерной модели;

3) уточненный расчет основных параметров процесса: коэффициента резания, технологической жесткости и др.;

4) расчет погрешностей обработки и сравнение их с заданными параметрами точности;

5) разработка рекомендаций по уменьшению погрешностей, превышающих допустимые значения с указанием причин отказов, связанных с точностью;

6) выбор наиболее реализуемых рекомендаций и принятие конкретных технических решений по их реализации;

7) проверка обеспечения заданной точности по скорректированным параметрам технологического процесса.

Диагностика проводится после появления брака по точности на участке обработки детали, где реализуется спроектированный и отлаженный технологический процесс обработки отверстий. В отлаженном технологическом процессе имеют место такие наиболее вероятные причины отказов, связанные с точностью обработки, как отступления от заданных параметров операций и инструмента, точности оборудования, например амплитуды осевых колебаний шпинделя. Причинами таких отступлений могут быть: неправильная заточка и изнашивание инструмента, неправильная установка режимов резания, изнашивание оборудования и т. д. По-

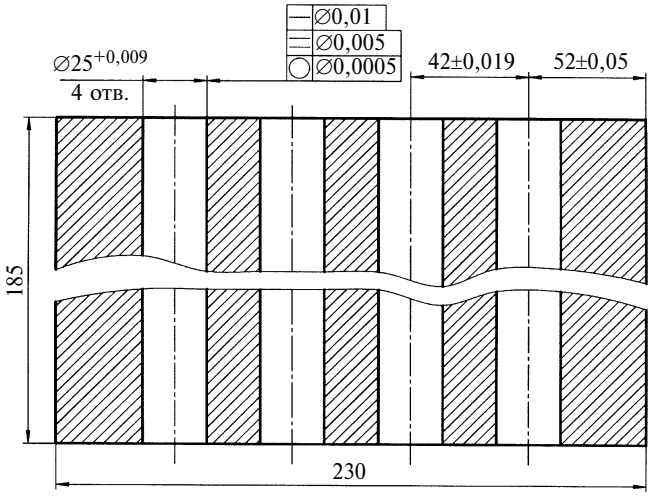


Рис. 1. Чертеж корпуса гидравлического распределителя

[1] **Гузеев В. И., Дерябин И. П.** Прогнозирование параметров точности при обработке отверстий // Технология машиностроения. 2006. № 4 (46).

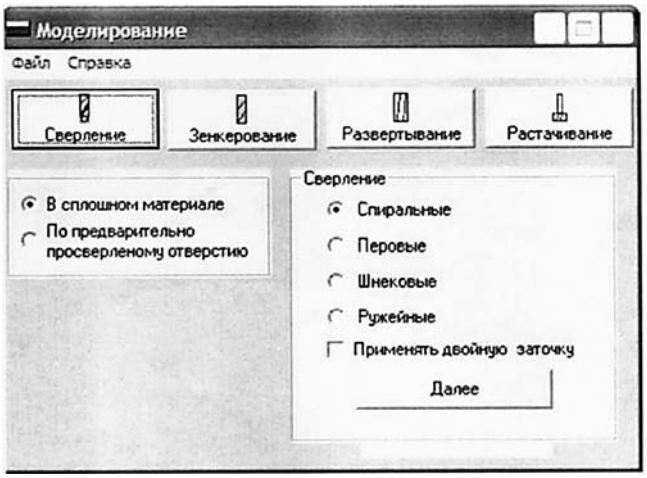


Рис. 2. Выбор операции обработки или перехода

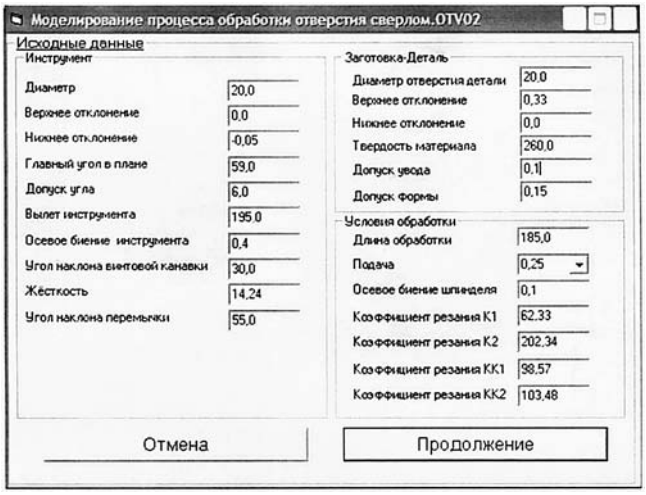


Рис. 3. Исходные данные

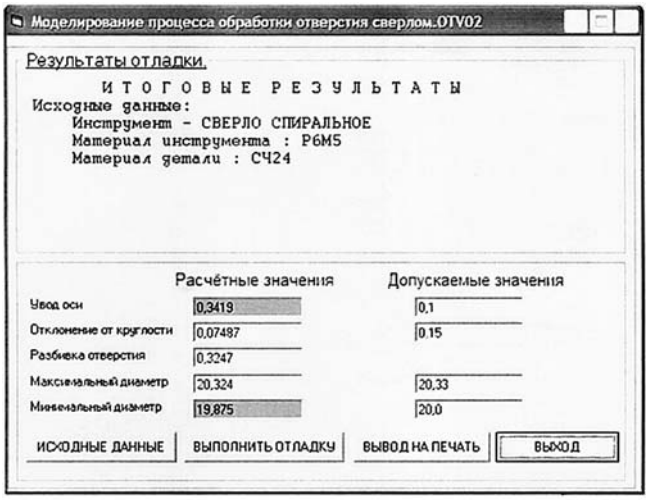
иск причин может занять много времени. Компьютерная система диагностики позволяет вести этот поиск целенаправленно, так как в зависимости от невыполненных параметров точности указываются конкретные параметры операции, которые следует проверить. В этом случае система определяет возможные причины брака и дает задание на проверку конкретных параметров технологической операции.

Рассмотрим работу предлагаемой системы на примере проектирования и отладки операции сверления отверстий в такой детали, как корпус гидравлического распределителя. На рис. 1 приведены параметры окончательно обработанного отверстия, для достижения которых выполняется шесть переходов. Точность расположения осей отверстий (размер $42 \pm 0{,}019$) во многом зависит от выполнения этого требования на первых операциях и особенно на операции сверления отверстий. В существующей заводской технологии сверление отверстий производится последовательно с двух сторон, так как не удается получить заданную точность расположения оси при сверлении на проход с одной стороны. С помощью компьютерной системы попытаемся определить параметры операции и инструмента для сверления отверстия с одной стороны на проход.

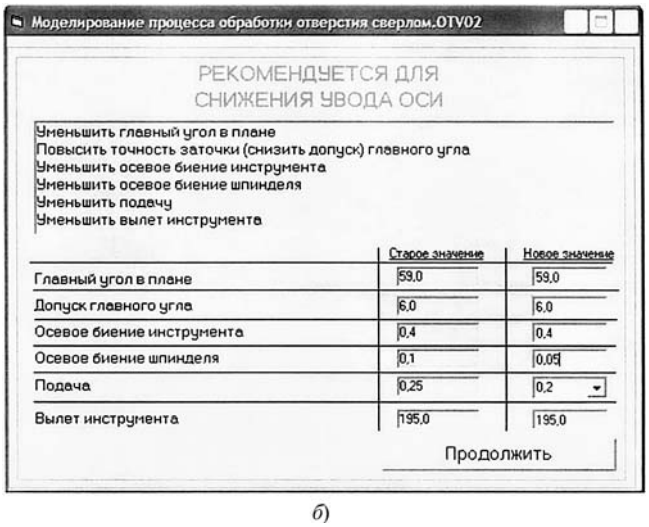
Проведем компьютерную отладку технологической операции сверления отверстия (рис. 2). Для обработки будем использовать спиральное сверло по ГОСТ 2034—80. Параметры операции (подача) и оборудования (амплитуда осевых колебаний шпинделя — 0,1 мм) определим по справочным материалам или паспорту станка. Поскольку основной составляющей погрешности расположения оси отверстия является увод оси, то в модели будем рассчитывать его величины. Допуск на увод оси отверстия примем равным 0,1 мм с учетом того, что далее на операциях зенкерования будет достигнуто допустимое значение расположения оси.

На рис. 3 приведены исходные данные для расчета погрешностей обработки.

Как видно из результатов расчета (рис. 4, *а*), заданное значение увода оси отверстия (0,1 мм) не выполняется. В технологических справочниках приводятся среднестатистические значения этого параметра для операции сверления отверстий по кондуктору. Так, для отверстий диаметром $10 \div 30$ мм увод составляет $1{,}8 \div 1{,}6$ мкм на



а



б

Рис. 4. Данные по отладке операции сверления:
а — результаты расчета погрешности обработки; *б* — рекомендации для снижения увода оси отверстия

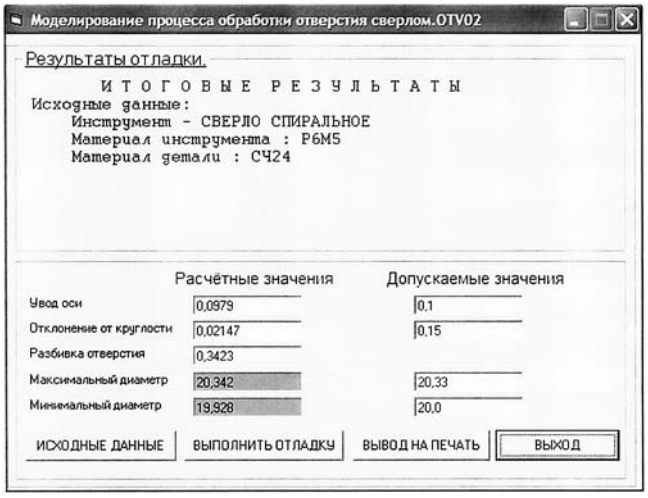


Рис. 5. Итоговые результаты компьютерной отладки

Рис. 6. Окончательные результаты диагностики

1 мм длины или 0,33 ÷ 0,3 мм на 185 мм длины. Однако в них не указаны другие основные параметры операции: геометрия и точность заточки инструмента, режимы резания, материалы деталей и инструмента и др. Поэтому уточнение этих параметров, как правило, происходит на этапе производственных испытаний технологических процессов, что значительно увеличивает затраты на ТПП. Предлагаемая программа по результатам расчетов выдает рекомендации для уменьшения погрешностей (рис. 4, *б*).

Наиболее простыми параметрами операции для изменения являются подача и главный угол φ в плане (угол 2φ). Однако необходимо помнить, что уменьшение главного угла в плане увеличивает разбивку отверстия и силы резания, а уменьшение подачи снижает производительность обработки.

Основной причиной возникновения увода оси отверстия являются осевые колебания шпинделя, возникающие из-за перекосов подшипников. Способы уменьшения амплитуды данных колебаний просты, поэтому не составляет труда уменьшить ее до 0,05 мм. Кроме того, уменьшим подачу до 0,2 мм/об. Компьютер выдаст итоговые результаты отладки (рис. 5).

Разбивка отверстия диаметром 0,34 мм немного превысила допустимое значение (0,33 мм), но поскольку далее обработка выполняется зенкерами, то эта погрешность легко исправится на последующих операциях.

Аналогично осуществляются проектирование и отладка операций зенкерования и развертывания, при которых обеспечиваются остальные допуски на размеры, форму и расположение поверхностей отверстий. При этом исходными данными параметров заготовки являются расчетные значения погрешностей обработки, полученные на предшествующих операциях. Это позволяет проектировать не только отдельные операции, но и весь маршрут операций обработки.

Спроектированный и отлаженный на компьютере технологический процесс в производстве периодически дает сбои по точности обработки. Как показали измерения, величина увода осей отверстий может достигать 1 мм, что приводит к существенной неравномерности припуска при последующем зенкеровании отверстий на проход. Для выяснения причин этих сбоев проведем компьютерную диагностику. Введем в программу исходные данные на операцию сверления, полученные в результате отладки. Затем выберем режим диагностики и получим результаты расчетов (см. рис. 4, *а*). Введем параметры точности, по которым возник сбой. Программа выдаст рекомендации для проверки конкретных параметров операции (рис. 6). Остается произвести проверку этих параметров на участке обработки и установить их для данного технологического процесса.

УДК 621.922.029:621.9.048

Ш. А. БАХТИАРОВ, канд. техн. наук
(Пензенская государственная технологическая академия)

Повышение эффективности контактно-эрозионной правки алмазых кругов на металлических связках

Изложены рекомендации по повышению производительности контактно-эрозионной правки алмазных кругов на металлических связках с периферийной рабочей поверхностью и снижению расхода электродов-инструментов.

Прогрессивной технологией правки алмазных кругов на металлических связках является контактно-эрозионная правка (КЭП) [1, 2], для которой характерны достаточно высокие технологические и экономические показатели. Одной из самых известных схем КЭП алмазных кругов с периферийной рабочей поверхностью является схема огибания обрабатываемой поверхности круга одним или двумя стержневыми электродами-инструментами (ЭИ), согласно которой ЭИ сообщаются возвратно-поступательные движения вдоль образующей алмазного круга и врезная подача на каждый ход [3].

К факторам [4], снижающим производительность КЭП по известным схемам и способам, относятся циклическое уменьшение площади контактно-эрозионного взаимодействия ЭИ с алмазным кругом и периодическое отсутствие этого взаимодействия (необходимого для достижения высокой точности правки) вследствие воз-

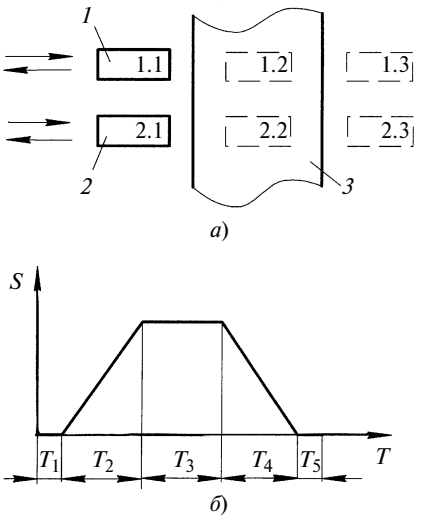


Рис. 1. Схема КЭП с циклическим уменьшением суммарной площади контактно-эрозионного взаимодействия двух ЭИ с алмазным кругом (*а*) и ее временная циклограмма (*б*)

вратно-поступательного движения ЭИ с выходом из контакта с кругом (рис. 1).

На рис. 1, *а* ЭИ *1* и *2*, имеющие одинаковые геометрические размеры, направление и скорость движения, одновременно входят в контакт с алмазным кругом *3* и одновременно выходят из контакта: ЭИ *1* из позиции 1.1, а ЭИ *2* из позиции 2.1 сначала перемещаются соответственно в позиции 1.2 и 2.2 (позиции показаны штриховой линией), на которых достигается максимальная суммарная площадь контактно-эрозионного взаимодействия, далее — в позиции 1.3 и 2.3 и затем — в обратном направлении.

При этом в начале движения ЭИ в течение времени T_1 контакт отсутствует (рис. 1, *б*). Далее за время T_2 площадь S контактно-эрозионного взаимодействия увеличивается до максимального значения, которое сохраняется в течение времени T_3. По мере перемещения ЭИ за время T_4 площадь S уменьшается и в конце хода в течение времени T_5 контакт также отсутствует. При возвратном движении ЭИ цикл повторяется.

На основании анализа известных способов правки разработан способ [5], устраняющий отрицательное влияние указанных факторов и позволяющий увеличить производительность КЭП путем обеспечения постоянства суммарной площади контактно-эрозионного взаимодействия обоих ЭИ с алмазным кругом в процессе обработки.

В этом способе правку осуществляют двумя одинаковыми ЭИ. Один из них, например ЭИ *1*, располагают симметрично по высоте H алмазоносного кольца круга *3*, а ЭИ *2* — на некотором расстоянии (рис. 2). При этом расстояние L между осями ЭИ *1* и ЭИ 2 задают равным высоте H алмазоносного кольца, если ширина B ЭИ не превышает высоту H (см. рис. 2, *а*), или равным ширине B ЭИ, если ширина последнего превышает высоту H (см. рис. 2, *б*). После установки обоих ЭИ им сообщают встречное движение с одинаковой скоростью. Сначала ЭИ *1* находится в контакте с алмазным кругом *3* в позиции 1.1, а ЭИ *2* — вне контакта в позиции 2.1. Затем ЭИ *1* выходит из контакта и перемещается в позицию 1.2, а ЭИ *2* входит в контакт с кругом *3* и перемещается в позицию 2.2 (позиции показаны штриховой линией). После этого ЭИ *1* перемещается в позицию 1.1, а ЭИ *2* — в позицию 2.3. Далее ЭИ *1* следует в позицию 1.3, а ЭИ *2* — в позицию 2.2 и т. д.

Благодаря таким перемещениям двух ЭИ и функциональной связи размеров L, H и B изменение площадей контактно-эрозионного взаимодействия двух ЭИ с алмазным кругом происходит так, что если площадь взаимодействия одного из них уменьшается, то площадь взаимодействия другого увеличивается. При этом коэффициент уменьшения площади равен коэффициенту увеличения в любой момент правки. В результате суммарная площадь контактно-эрозионного взаимодействия обоих ЭИ с алмазным кругом имеет постоянное и максимальное значение в течение всего времени обработки. Это позволяет повысить производительность КЭП в 1,6—1,8 раза.

Известно [6], что с увеличением площади контактно-эрозионного взаимодействия ЭИ с алмазным кругом повышается производительность правки. Однако чрезмерное увеличение площади контакта приводит к нарушению стабильности контактно-эрозионного процесса вследствие засаливания поверхности алмазного круга и увеличения сил резания [7, 8].

Избежать такого нарушения стабильности правки можно, если использовать составной ЭИ [9], части которого выполнены из материалов с разной электроэрозионной стойкостью. При этом часть *1* ЭИ (рис. 3) с меньшей, чем у части *2*, электроэрозионной стойкостью располагают за частью *2* по направлению вращения (показано стрелкой) алмазного круга *3*.

Поскольку скорость контактно-эрозионного изнашивания части *1* ЭИ больше, чем части *2*, в зоне взаимодействия части *1* с алмазным кругом *3* образуется межэлектродный промежуток с зазором Δ. В процессе обработки продукты резания и эрозии части *2* выносятся алмазными зер-

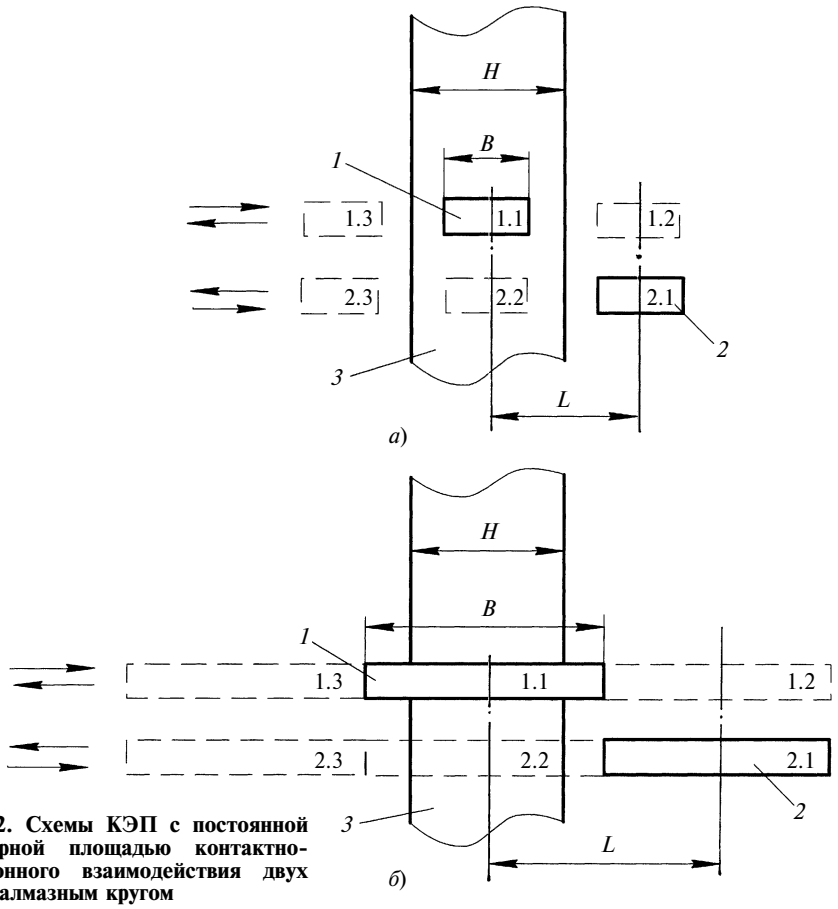


Рис. 2. Схемы КЭП с постоянной суммарной площадью контактно-эрозионного взаимодействия двух ЭИ с алмазным кругом

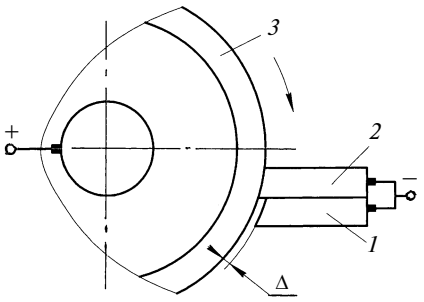


Рис. 3. Схема КЭП алмазного круга составным ЭИ

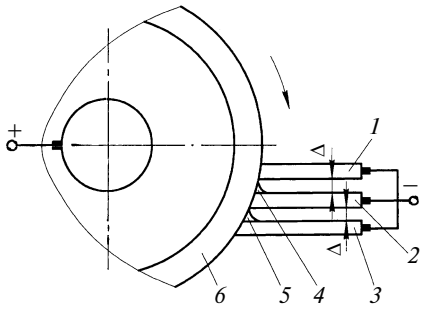


Рис. 4. Схема многоэлектродной КЭП алмазного круга

нами в направлении вращения круга и попадают в межэлектродный промежуток. В последнем осуществляется эрозия связки алмазного круга в результате электрического пробоя ионизированной среды и замыкания части *1* ЭИ с алмазным кругом продуктами резания и эрозии части *2* [10]. Это повышает стабильность контактно-эрозионного процесса и производительность правки в 1,4 ÷ 1,6 раза.

Известно, что повышению производительности КЭП и снижению расхода ЭИ способствует увеличение протяженности зоны повышенной эрозионной интенсивности у границы контакта ЭИ с алмазным кругом [11] и вторичное использование продуктов резания и эрозии [12], в одних случаях ухудшающее [13, 14], а в других — улучшающее [15] показатели правки.

Ниже рассмотрены условия КЭП, повышающие эффективность обработки благодаря одновременной реализации указанных факторов в процессе многоэлектродной обработки [16]. ЭИ *1—3* (рис. 4) располагают последовательно с зазором Δ между ними в направлении вращения алмазного круга *6*. Продукты резания и эрозии ЭИ *1* и продукты эрозии связки алмазного круга, выносимые из зоны контактно-эрозионного взаимодействия алмазными зернами в направлении вращения круга, попадают в зазор на верхнюю поверхность ЭИ *2* и привариваются к ней, образуя нарост *4*. Соответственно продукты резания и эрозии ЭИ *2* попадают на поверхность ЭИ *3*, образуя на ней нарост *5*. Эти наросты, так же как и ЭИ, взаимодействуют с алмазным кругом и вызывают контактно-эрозионное разрушение связки, что повышает производительность правки и снижает расход ЭИ.

С увеличением числа ЭИ увеличивается общая площадь контактно-эрозионного взаимодействия с наростами и суммарная протяженность зоны повышенной эрозионной интенсивности, а, следовательно, и эффективность правки. В связи с этим число используемых ЭИ следует задавать максимально возможным. Однако при этом рекомендуется выполнять следующие требования. Во-первых, толщина каждого ЭИ должна быть достаточной для обеспечения контактно-эрозионного процесса, обусловленного замыканиями связки алмазного круга и ЭИ срезаемыми стружками. Несоблюдение этого условия приведет к существенному снижению интенсивности эрозии. И, во-вторых, зазор Δ должен быть достаточным для эффективного использования нароста. Следует учитывать [17], что с уменьшением зазора уменьшается высота нароста и, следовательно, эффективность от его использования, а с чрезмерным увеличением зазора ухудшаются условия образования нароста вследствие охлаждения и вымывания продуктов резания и эрозии охлаждающей жидкостью.

Соблюдение указанных рекомендаций снижает относительный износ ЭИ и повышает производительность КЭП в 1,3 ÷ 1,4 раза.

Необходимо особо отметить, что рекомендованные в статье технологические приемы по повышению производительности КЭП и снижению расхода ЭИ можно использовать как индивидуально, так и в сочетании с другими приемами. Например, схема многоэлектродной КЭП (см. рис. 4) может иметь и признаки схемы КЭП составным ЭИ (см. рис. 3).

В свою очередь схема КЭП двумя ЭИ (см. рис. 2) может иметь характерные для всех трех схем существенные признаки:

а) постоянство суммарной оптимальной площади контактно-эрозионного взаимодействия нескольких ЭИ с алмазным кругом в процессе правки;

б) повышение интенсивности электрической эрозии связки алмазного круга, обусловленной пробоем ионизированной среды межэлектродного промежутка;

в) увеличение протяженности зоны повышенной эрозионной интенсивности, расположенной у границы контакта ЭИ с алмазным кругом со стороны выноса продуктов резания и эрозии;

г) наличие и увеличение площади контактно-эрозионного взаимодействия нароста из продуктов резания и эрозии, образующегося на поверхности ЭИ, с алмазным кругом.

Очевидно, что такое совмещение технологических приемов способствует еще большему увеличению эффективности КЭП алмазных кругов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Бахтиаров Ш. А.** Повышение эффективности плоского торцового алмазного шлифования // Вестник машиностроения. 2006. № 11. С. 49—51.
2. **Бахтиаров Ш. А.** Контактно-эрозионная правка алмазных кругов на металлической связке // СТИН. 2004. № 5. С. 34—36.
3. **Бахтиаров Ш. А.** Контактно-эрозионная правка алмазных кругов // Обмен производственно-техническим опытом. М.: НИИЭИР, 1988. № 3. С. 47—49.
4. **Бахтиаров Ш. А.** Контактно-эрозионная правка периферийной поверхности алмазного круга // СТИН. 1998. № 12. С. 21—24.
5. **А. с. 1662778 СССР:** МКИ^5 В 23 Н 7/00. Способ эрозионной правки алмазных кругов.
6. **Бахтиаров Ш. А.** Контактно-эрозионная правка алмазных кругов // Автоматизация и современные технологии. 2003. № 12. С. 9—11.
7. **Бахтиаров Ш. А.** Особенности контактно-эрозионной правки алмазных кругов // СТИН. 2004. № 11. С. 16—19.
8. **Bakhtiarov Sh. A.** Electrode tool for contact-erosion dressing of diamond wheel // Russian Engineering Research. Allerton Press, Ins. 1996. Vol. 16. N 6. P. 94, 95.
9. **А. с. 1685644 СССР:** МКИ^5 В 23 Н 7/00. Электрод-инструмент для контактно-эрозионной правки алмазных кругов.
10. **Пат. 2008147 РФ:** МПК^7 В 23 Н 7/00. Способ контактно-эрозионной правки алмазных кругов.
11. **А. с. 1512725 СССР:** МКИ^4 В 23 Н 7/00. Электрод-инструмент для контактно-эрозионной правки плоских рабочих поверхностей алмазных кругов.
12. **А. с. 1710237 СССР:** МКИ^5 В 23 Н 7/00. Способ контактно-эрозионной правки алмазных кругов.
13. **Bakhtiarov Sh. A.** Improvement of contact erosion dressing of diamond wheels with an end working surface // Soviet Engineering Research, PERA. 1987. Vol. 7. N 12. P. 56, 57.
14. **Бахтиаров Ш. А., Тудоска А. Г.** Технологическое обеспечение точности контактно-эрозионной правки алмазных кругов на металлической связке // СТИН. 2006. № 1. С. 16, 17.
15. **Пат. 2014183 РФ:** МПК^7 В 23 Н 7/00. Способ электроэрозионной правки алмазных кругов на металлических связках.
16. **Bakhtiarov Sh. A.** Multi-electrode tool for contact-erosion dressing of diamond grinding wheels // Russian Engineering Research. Allerton Press, Ins. 1999. Vol. 19. N 8. P. 70, 71.
17. **Бахтиаров Ш. А.** Электроды-инструменты для контактно-эрозионной правки алмазных кругов // Автоматизация и современные технологии. 2006. № 8. С. 20—22.

УДК 531.717:621.91:621.7.018

Ю. С. СЫСОЕВ, д-р техн. наук, С. А. ТОМИЛИН, канд. техн. наук (Волгодонский институт Южно-Российского ГТУ)

Предложения по совершенствованию ГОСТ 21495—76 "Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения"

Теория базирования деталей и их заготовок, применяемая в настоящее время в машиностроении, имеет ряд существенных недостатков, связанных, прежде всего, с тем, что используемые в ней понятия не в полной мере согласуются с существующей реальностью. Основополагающим документом, определяющим положения теории базирования в нашей стране, является ГОСТ 21495—76 [1], в основу которого положены работы Б. С. Балакшина, В. М. Кована, И. М. Колесова и других ученых-технологов. Этот стандарт явился обобщением теоретических положений и практических рекомендаций, существовавших на момент введения его в действие. Однако к настоящему времени в технологии машиностроения, в том числе и в теории базирования, произошли серьезные изменения. При проведении базирования ставятся качественно новые задачи. Например, при базировании заготовок для обработки резанием возникла необходимость добиваться заранее предусмотренного специальным образом определенного способа распределения припуска по обрабатываемым поверхностям. Кроме того, расширилась зона использования вычислительной техники при решении задач машиностроения, что позволило существенно ускорить и упростить этот процесс. Новые тенденции в теории и практике технологии машиностроительного производства выявили проблемы, связанные с узостью отдельных определений, сформулированных в ГОСТе [1]. О необходимости пересмотра ряда положений стандарта [1] говорят и участившиеся в последние годы публикации [2—5] в научно-технических журналах, в которых вносятся предложения по совершенствованию этого нормативного документа. В настоящей работе авторами изложен свой взгляд на содержание отдельных положений обсуждаемого документа.

При разработке рекомендаций авторы исходили из того, что предложения по совершенствованию ГОСТ 21495—76 должны способствовать созданию простого, удобного для пользователя и гибкого в применении нормативного документа, учитывающего возможность дальнейшего развития машиностроительного производства и технологии машиностроения как науки. Конкретные задачи, которые авторы пытались решить при разработке своих предложений, состоят в следующем:

1) расширение области применения и упрощение использования основных положений документа [1] с учетом требований современного машиностроительного производства и уровня развития его научной базы;

2) углубление универсальности положений стандарта, возможности их использования при работе с изделиями любых размеров и форм;

3) построение более четких формулировок, устранение неоднозначности толкования и некоторых несоответствий в определениях отдельных положений документа [1].

С учетом сказанного проведем анализ положений ГОСТа [1] и существующих публикаций [2—5].

1. Базирование. Согласно ГОСТу [1], базированием называется "придание заготовке или изделию требуемого положения относительно выбранной системы координат". По мнению автора работы [4] это определение имеет ряд существенных недостатков. Во-первых, в определении "имеется нерасшифрованное понятие "требуемое положение", что вызывает различное его толкование". Во-вторых, отмечается, что стремление придать требуемое положение заготовке или изделию является "не совсем корректным", "можно говорить о придании положения лишь отдельным геометрическим элементам базируемой заготовки или изделия". В-третьих, "довольно часто возникает необходимость придания некоторым геометрическим элементам переменного (изменяющегося в некоторых предварительно заданных пределах) положения в выбранной системе координат". Кроме того, при базировании нередко приходится использовать не одну, а несколько систем координат. Обобщая высказанные замечания, автор работы [4] предлагает следующее определение: "базирование — это придание одному или нескольким геометрическим элементам заготовки или изделия постоянного или изменяющегося в заданных пределах положения в выбранной системе или совокупности систем координат с учетом требований, предъявляемых к точности выполняемых при этом геометрических параметров: размеров и взаимных расположений геометрических элементов".

Если не учитывать работы [6, 7], связанные с определением требуемого положения заготовок при базировании, то можно было бы согласиться с автором работ [4, 5]. Между тем требуемое положение для случая базирования заготовок с использованием технологических баз было определено в работах [6, 7]. Это стало возможным благодаря новому подходу к анализу распределения припуска и базирования на основе понятий припуска в точке и функции распределения припуска [8]. Применение этих понятий позволило перевести задачи анализа распределения припуска по поверхностям заготовок и поиска технологических баз в плоскость

функциональных зависимостей и использовать для этой цели, в частности, аппарат математического моделирования.

"Требуемое положение" заготовки при механической обработке ее поверхностей целесообразно определять выбором оптимальной технологической базы [6], поскольку ее использование позволяет не только избежать брака при обработке годной заготовки, но и определить избыток припуска на ее поверхности. Например, авторами настоящей работы проводились эксперименты, направленные на сравнение припусков на поверхности цилиндрических заготовок, предназначенных для механической обработки наружной поверхности, при использовании в качестве технологических баз оси прилегающего (описанного) цилиндра, которая как раз и используется в большинстве случаев при базировании заготовок типа "вал" на производстве, и оптимальной технологической базы (в данном случае она является осью вписанного цилиндра). Результаты небольшой части экспериментов приведены в таблице. Их анализ показывает, что избыток припуска выявляется в значительно большей степени при оптимальном базировании, чем при использовании традиционных методов, а значит, использование оптимального базирования позволяет разработать рекомендации по уменьшению припуска и, как следствие, металлоемкости заготовок.

Поскольку, как правило (особенно при изготовлении ответственных изделий), на поверхности заготовок имеется избыток припуска, то "требуемое положение" может определяться выбором технологической базы, обеспечивающей получение после обработки заготовки наиболее точных геометрических форм детали. В основу такого базирования должно быть положено логарифмически равномерное распределение припуска [7].

Необходимо отметить, что в работах [6, 7] требуемое положение определено для крупногабаритных изделий. Это объясняется не размерами и весом заготовок, а лишь тем, что реализация предложенных практических методик базирования экономически оправдана прежде всего для дорогостоящих крупногабаритных многотонных заготовок, брак при механической обработке которых — событие чрезвычайное. Однако все высказанные в работах [6, 7] теоретические положения справедливы и для заготовок любых размеров, что подтверждается результатами экспериментов, приведенными в работах [7, 9].

Избыток припуска, мм, на наружной поверхности цилиндрических заготовок при оптимальном базировании в сравнении с традиционными методами

Номер заготовки	Наибольший диаметр, мм, готового изделия при базировании относительно		Разность диаметров (избыток припуска), мм
	оптимальной технологической базы	оси прилегающего цилиндра	
1	21,51	21,14	0,37
2	52,46	52,22	0,24
3	79,36	78,59	0,77
4	67,71	66,81	0,90
5	71,99	70,37	1,62
6	84,03	83,33	0,70
7	1663	1648	15
8	3305	3289	16

Итак, "требуемое положение" при базировании с использованием технологических баз является вполне определенным. Базирование с использованием других видов баз (конструкторской и измерительной), как правило, не вызывает серьезных проблем с определением требуемого положения.

В определении базирования, данном в ГОСТ 21495—76, говорится о том, что требуемого положения необходимо добиваться "относительно выбранной системы координат". В работе [4] совершенно справедливо обращается внимание на то, что в процессе базирования часто приходится использовать не одну, а несколько систем координат. С другой стороны, возможны ситуации, когда базирование заготовок проводится относительно некоторого эталонного множества точек без использования системы координат. Так поступали, например, при базировании турбинных лопаток. Естественно, что во всех этих случаях возможно использование одной системы координат, но необходимости в этом не существует. Поэтому авторы настоящей работы предлагают в определении базирования отказаться от обязательного использования системы координат, сделав акцент на приведении заготовки (детали) в определенное положение в пространстве.

Учитывая сказанное выше, авторы предлагают несколько изменить определение базирования.

Определение 1. Базирование — это придание заготовке или изделию требуемого положения в пространстве.

2. База. Согласно ГОСТу [1], базой называется "поверхность или выполняющее ту же функцию сочетание поверхностей, ось, точка, принадлежащая заготовке или изделию и используемая для базирования". Автором работ [4, 5] предлагается другое определение: "база — это геометрический элемент (плоскость, прямая линия, точка) или выполняющая ту же функцию совокупность одноименных геометрических элементов, принадлежащих заготовке или изделию и используемая для их базирования". В этих определениях конкретно указаны геометрические объекты, которые могут выступать в качестве баз, и высказано требование принадлежности базы изделию или заготовке. Все это значительно сужает класс объектов, которые могли бы служить базами.

Из теоретической механики известно, что положение трех точек детали, не лежащих на одной прямой, полностью определяет положение и самой детали. Поэтому три точки, не лежащие на одной прямой, можно использовать для базирования, а, следовательно, их естественно считать базой. Таким образом, базой необходимо считать не только "сочетание поверхностей", но и сочетание (т. е. множество) из трех точек, не лежащих на одной прямой. С другой стороны, все объекты, перечисленные в ГОСТ 21495—76: поверхность, сочетание поверхностей, ось, точка, которые по существующему определению [1] могут служить базами, являются множествами точек. Множеством точек является и совокупность геометрических объектов, которые входят в определение, данное в работах [4, 5] (правда, почему-то только "совокупность *одноименных* геометрических элементов"). Положение оси и точки детали, не лежащей на этой оси, полностью определяет положение детали в

пространстве, поэтому указанные объекты могут быть использованы для базирования, а значит, их целесообразно считать базой. Это сочетание объектов также представляет собой множество точек. Можно привести и еще ряд естественных примеров сочетания геометрических объектов (совсем не обязательно одноименных), которые можно, а иногда и наиболее целесообразно использовать при базировании.

Учесть все варианты сочетаний геометрических объектов, которые могут использоваться на практике для базирования, не представляется возможным, поэтому авторы настоящей работы предлагают в определении базы отказаться от перечисления всех объектов, которые в нее могут входить, заменив их единым названием — множество точек. Это предложение было впервые опубликовано в работе [3].

Кроме того, если пользоваться определениями, данными в работах [1, 4, 5], то ось поверхности кольца не может служить базой, поскольку не принадлежит ни детали, ни ее заготовке. Однако именно ось кольца часто выбирается в качестве базы при базировании. При отказе от такой базы существенно осложняется базирование заготовок типа колец, втулок и обечаек на первой операции механической обработки их поверхностей. Поэтому, для того чтобы использовать указанные определения, приходится считать, что высказанное требование принадлежности базы заготовке или изделию означает просто некоторую геометрическую связь между указанными объектами. С учетом сказанного, авторами настоящей работы предлагается иное определение базы.

Определение 2. База — это произвольное множество точек, геометрически связанных с заготовкой или изделием, используемое для базирования.

Приведенное определение является более емким, расширяет число объектов, которые могут использоваться в качестве базы и, как следствие, существенно упрощает использование новых подходов к решению задач базирования. При этом все геометрические объекты, которые являются базами по определениям, приведенным в работах [1, 4, 5], являются базами и по предлагаемому определению, что, в частности, позволяет сохранить без изменений большую часть положений теории базирования, приведенных в документе [1].

Геометрическая связь между заготовкой (изделием) и выбранной базой легко формализуется, поскольку ее признаком является свойство, состоящее в том, что все изменения положения заготовки или изделия и соответствующей базы описываются одними и теми же ортогональными преобразованиями и сдвигом. Это позволяет проводить формализацию связи и на основе ее математического моделирования априорно определять требующиеся положения заготовки [8, 9], а также величины и направления ее разовых перемещений при проведении базирования. Такая возможность, в частности, была использована при разработке методик базирования крупногабаритных цилиндрических заготовок на токарно-карусельных станках и обрабатывающих центрах [6—8].

3. Погрешность базирования. Важнейшим моментом в процессе базирования заготовок являются естественное желание и стремление уменьшить его погрешность, которая выступает как критерий качества базирования. Наличие некоторой погрешности базирования — явление безусловное. К анализу погрешности базирования приходится обращаться неоднократно, например, при проектировании технологической оснастки и непосредственно в процессе установки заготовки на технологическом оборудовании.

Согласно ГОСТу [1], погрешностью базирования называется "отклонение фактически достигнутого положения заготовки или изделия при базировании от требуемого". Сразу же возникает вопрос о том, как конкретно измеряется и формализуется указанное отклонение? В зависимости от того, какие геометрические объекты образуют базу и какая метрика используется для определения отклонения, эта задача может решаться неоднозначно. Понятно, что это недопустимо ни в научных работах, ни в нормативных документах.

В работе [4] в ходе критического анализа этого определения основной акцент делается на неопределенное, по мнению автора указанной работы, понятие "требуемое положение" и отсутствие информации "о путях определения величины ожидаемой погрешности базирования". Используя понятие отсчетной базы, автор работы [4] предложил свое определение погрешности базирования: "Погрешность базирования — это отклонение положения отсчетной базы для выполняемого при базировании заготовки или изделия конструкторского геометрического параметра в выбранной системе координат". Здесь же указано, как определить погрешность базирования: "Величина погрешности базирования равна предельному полю рассеяния отклонений отсчетной базы для выполняемого конструкторского параметра в выбранной системе координат, рассчитанному в направлении этого параметра в пределах нормируемого участка". Предложенное определение погрешности базирования является, по мнению авторов настоящей работы, достаточно сложным и трудным для восприятия даже инженером. Оно не добавляет ясности в вопрос формализации и аналитического представления указанной погрешности.

Идеальным вариантом, по мнению авторов настоящей работы, для определения и оценки погрешности базирования является использование метрики Минковского. С этой точки зрения погрешность базирования — это расстояние Минковского между фактическим и требуемым положениями заготовки. Однако, учитывая, что стандартом пользуется огромное число производственников, использование такого определения на практике было бы весьма проблематичным. Наиболее естественным было бы определить погрешность базирования как наибольшее расстояние между соответствующими точками заготовки (детали) после проведения базирования и той же заготовки (детали), но приведенной в требуемое положение. Однако такое определение не всегда является однозначным, поскольку требуемое положение часто определяется не единственным образом. Например, при обработке резанием номинально цилиндрической поверхности заготовки ее требуемое положение определяется с точностью, достигающий поворота заготовки вокруг своей оси. Учитывая сказанное, авторы предлагают определение погрешности базирования, ликвидирующее указанную неоднозначность.

Определение 3. Погрешность базирования — это наибольшее расстояние между соответствующими точками

заготовки (детали) после проведения базирования и той же заготовки (детали), мысленно приведенной в требуемое положение таким образом, чтобы указанное наибольшее расстояние было наименьшим из всех возможных.

Такое определение достаточно универсально и может использоваться как для прогнозирования величины погрешности базирования, так и для оценки ее реального значения. Предложенное определение является простым, понятным и легко формализуемым. Действительно, пусть точка M принадлежит телу заготовки (детали) σ и после базирования должна занять в пространстве положение точки M_0. Однако, после проведения базирования эта точка вместе с заготовкой (деталью) займет некоторое положение M_1. Тогда погрешностью базирования называется величина Δ, которая определяется равенством

$$\Delta = \max_{M \in \sigma} \rho(M_0, M_1),$$

при условии, что заготовка (деталь) приведена в требуемое положение так, чтобы эта величина была наименьшей из всех возможных.

4. Классификация баз. Особо хотелось бы остановиться еще на одном вопросе теории базирования, касающемся классификации баз. Классификация баз, приведенная в ГОСТе [1], неоднократно подвергалась критике [2, 3, 5]. В работе [5] предложена своя классификация баз по большому числу различных признаков. С этой классификацией можно было бы согласиться, если бы стандарт представлял собой некий научный труд. Но создавать теоретическую перегруженность нормативного документа, которым ежедневно пользуются на практике не только инженеры, но и работники среднего звена, по мнению авторов, является делом сомнительным. В связи с этим предложения, высказанные в работах [4, 5], являются спорными.

Важнейшим моментом в теории базирования является классификация баз по характеру их проявления. Согласно ГОСТу [1], базы делятся на явные и скрытые (условные), а в соответствии с работой [5] — на материальные (реальные) и нематериальные (воображаемые). При этом основная содержательная часть соответствующих определений остается неизменной, хотя в работе [5] класс объектов, которые могут выступать в качестве таких баз, безусловно, расширен. Согласно ГОСТу [1], под скрытой базой понимается "база заготовки или изделия в виде воображаемой плоскости (почему-то уже не поверхности, как в определении базы), оси или точки", а под явной — "база заготовки или изделия в виде реальной поверхности, разметочной риски или точки пересечения рисок".

Согласно существующему определению воображаемые поверхности вписанных в заготовки или описанных около заготовок цилиндров, если они используются для базирования, являются базами. Например, именно прилегающий цилиндр чаще всего используется в качестве технологической базы при базировании с выверкой на карусельных станках и обрабатывающих центрах крупногабаритных цилиндрических заготовок изделий типа вала. Однако указанные цилиндрические поверхности не являются ни скрытыми (по определению скрытой базой может быть только воображаемая поверхность, являющаяся плоскостью), ни явными (поскольку являются воображаемыми, а не реальными поверхностями) базами. Другими словами, существуют поверхности, которые являются базами, но их нельзя отнести ни к классу скрытых, ни к классу явных баз. Ясно, что это не совсем согласуется с понятием классификации, которая предполагает разбиение всех баз на классы (в данном случае на два класса — скрытые и явные). С учетом сказанного предлагается несколько изменить соответствующие определения.

Определение 4. Явной называется база заготовки или изделия, представленная в виде множества точек реальной поверхности.

Все остальные базы предлагается отнести к классу скрытых баз.

Отметим, что существует работа [2], в которой целесообразность использования скрытых баз для базирования исключается в принципе. Автор работы [2] справедливо считает, что "найти точное положение такой базы — сложная задача", и на этом основании делает не вполне корректный вывод, что "решение ее (задачи) никому не нужно, как не нужны технологу и сами скрытые базы". Определение положения скрытых технологических баз действительно непростая задача. Но в ряде случаев (особенно при обработке заготовок ответственных крупногабаритных корпусных изделий, имеющих огромные размеры и массу) экономически целесообразным является формализация поиска и использование скрытых технологических баз. Эти вопросы детально рассмотрены в работах [6, 8].

В заключение необходимо отметить, что предложения по совершенствованию ГОСТ 21495—76, изложенные в настоящей работе, не вводят новых терминов в теорию базирования, а расширяют и уточняют смысловое содержание существующих в настоящее время понятий, обеспечивая тем самым простоту и удобство их внедрения и использования на практике.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **ГОСТ 21495—16.** Базирование и базы в машиностроении. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 1976. 35 с.
2. **Пашкевич М. Ф.** О базировании и базах в машиностроении и положениях ГОСТ 21495—76 // Изв. вузов. Машиностроение. 1995. № 4—6. С. 87—91.
3. **Сысоев Ю. С.** Уточнение некоторых базовых понятий, используемых в машиностроении // Измерительная техника. 2002. № 9. С. 21—23.
4. **Абрамов Ф. Н.** О разработке терминологии базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 2. С. 67—72.
5. **Абрамов Ф. Н.** О классификации терминов базирования в машиностроении // Вестник машиностроения. 2006. № 3. С. 56—61.
6. **Сысоев Ю. С., Маневич В. В.** Установка крупногабаритных заготовок при их механической обработке // Вестник машиностроения. 1998. № 6. С. 14—19.
7. **Сысоев Ю. С., Федотов А. Г., Томилин С. А.** Повышение точности формы детали путем распределения припуска посредством базирования // СТИН. 2003. № 9. С. 28—32.
8. **Сысоев Ю. С.** Обоснование и практическая реализация методов контроля формы и базирования заготовок на первой операции механической обработки // Справочник. Инженерный журнал. 2006. № 5. С. 13—22.
9. **Томилин С. А.** Уменьшение отклонений формы деталей при их изготовлении фрезерованием // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. 2004. Прил. № 5. С. 72—76.

УДК 621.77:539.3/.4

Н. В. КУЛЕШОВА, канд. техн. наук (Тульский ГУ)

Моделирование процесса объемного деформирования осесимметричных деталей с тензорными свойствами деформационной повреждаемости

Приведен поэтапный анализ процесса холодного объемного деформирования сплошной осесимметричной детали с криволинейной образующей. С учетом напряженно-деформированного состояния, определяемого методом построения полей напряжений и скоростей в пластической области, прогнозируется повреждаемость деформируемого материала, существенно влияющая на эксплуатационные свойства готовых изделий. В качестве меры повреждаемости приняты два параметра, связанных с пластическим разрыхлением материала и изменением формы дефектов — пор. По полученным результатам построены графики распределения характеристик повреждаемости материала, необходимые для прогнозирования физико-механических свойств готового изделия.

Процессы холодного объемного деформирования (ХОД) широко распространены в современном машиностроении. К ним относятся — обжим, штамповка, выдавливание, осадка. Подобные процессы позволяют получать разнообразные по сложности изделия, которые используются в авиакосмической технике, автомобилестроении и энергетическом машиностроении.

Для любых процессов деформирования характерно образование дефектов (нарушение сплошности) в структуре материала. От размера образовавшихся дефектов зависят надежность и долговечность работы изготовляемых изделий.

Для процессов ХОД характерно всестороннее неравномерное сжатие, сопровождающееся высоким гидростатическим давлением. В этом случае реализуется мягкая схема напряженного состояния, способствующая не только высокой пластичности обрабатываемого металла, но и замедлению процесса повреждаемости материала и частичному залечиванию структурных дефектов, т. е. снижению уровня поврежденности материала в целом.

Рассмотрим влияние деформационной повреждаемости металла на формирование физико-структурных свойств изделия на примере процесса холодной объемной штамповки (ХОШ). Рассматриваемый процесс является нестационарным, так как размеры и форма пластической области в деформируемой части полуфабриката существенно изменяются в течение процесса. Соответственно изменяются напряжения, деформации и связанные с ними технологические параметры, механические и структурные характеристики деформируемого материала. За критериальные параметры при анализе операции принимаем распределение механических (σ_s) и структурных (ω_1 и ω_2) характеристик по объему изделия.

В связи с нестационарностью процесса деформирования считаем его состоящим из совокупности последовательных этапов. Весь процесс можно разделить на три основные стадии. *Первая стадия* характеризуется небольшой по величине радиальной деформацией свободно выступающей из матрицы части заготовки длиной $l_{св}$ (рис. 1, *а*). Наличие этой стадии также связано с тем, что диаметр заготовки $d_{заг}$ выбирается несколько меньшим диаметра $d_{гот}$ готовой детали у основания криволинейных элементов пуансона. *Вторая стадия* сопровождается довольно интенсивным заполнением рабочей полости пуансона деформируемым материалом и нарастанием технологической силы (рис. 1, *б*). *Третья стадия* (рис. 1, *в*) соответствует полному заполнению полости пуансона и сопровождается выдавливанием металла в радиальный зазор между матрицей и пуансоном. Полное заполнение полости обеспечивается возрастающим сопротивлением истечения металла в радиальный зазор вследствие уменьшения этого зазора и деформационного упрочнения материала.

Определим согласованные поля напряжений и скоростей в пластической области (координаты $r_{M,N}$, $z_{M,N}$ и параметр $\delta_{M,N}$) и функции $\sigma_{M,N}$, $m_{\theta_{M,N}}$ в расчетных узловых точках M и N на второй стадии (рис. 1, *б*). Согласно параметрическому представлению компонент тензора напряжений T_σ поле напряжений в меридиональной системе линий — траекторий α, β определяется четырьмя величинами: пределом текучести при сдвиге τ_s, параметром φ (определяет ориентацию октаэдрической площадки), параметром m_θ (определяет направление вектора касательного октаэдрического напряжения) и средним напряжением σ.

В качестве дополнительного условия в опорном решении используем экспоненциальную зависимость для параметра m_θ в каждой узловой точке пластической области:

$$m_{\theta_{M,N}} = \cos 2\delta_{M,N}\sqrt{1+\frac{2}{3}tg^2 2\delta_{M,N}} \times$$

$$\times\left[1-\left(1-\frac{\sqrt{3}}{2}\right)\exp\left(1-\frac{r_{a_{M,N}}}{a}\right)\right],$$

где $\delta_{M,N}$ — угол между траекториями α, β для точек M и N, лежащих на них; a — текущий размер стенок оболочки в радиальном направлении; $r_{a_{M,N}}$ — радиальная компонента срединного слоя стенок оболочки.

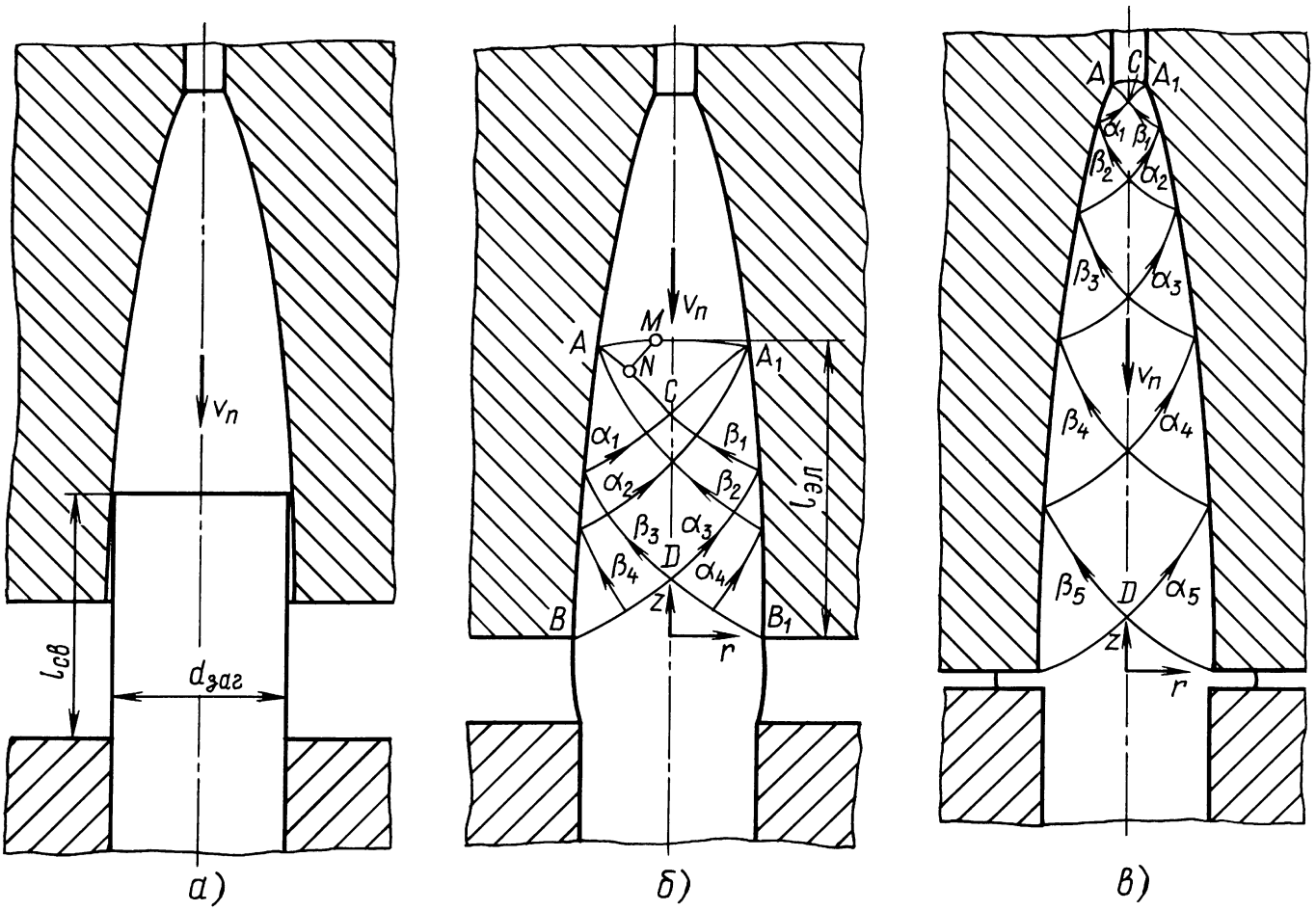


Рис. 1. Поэтапная схема процесса ХОШ

Для построения поля линий и определения среднего напряжения в узловых точках пересечения траекторий α и β проводится итерационный процесс. Сначала принимаем, что изменение угла δ при движении вдоль траекторий происходит по линейному закону, тогда в первом приближении получим:

$$\delta^{(1)}_{M,N} = \delta^{(1)}_{M-1,N} + \delta^{(1)}_{M,N-1} - \delta^{(1)}_{M-1,N-1} + \Delta\delta, \qquad (1)$$

где $\delta^{(1)}_{M-1,N}$, $\delta^{(1)}_{M,N-1}$, $\delta^{(1)}_{M-1,N-1}$ — углы σ при движении вдоль траекторий; Δδ — приращение угла δ.

Среднее напряжение $\sigma^{(1)}_{M,N}$ определяется по зависимости:

$$\sigma^{(1)}_{M,N} = \sigma^{(1)}_{M-1,N} + \sigma^{(1)}_{M,N-1} - \sigma^{(1)}_{M-1,N-1} + \Delta\sigma, \qquad (2)$$

где $\sigma^{(1)}_{M-1,N}$, $\sigma^{(1)}_{M,N-1}$, $\sigma^{(1)}_{M-1,N-1}$ — средние напряжения при движении вдоль траекторий; Δσ — приращение среднего напряжения.

При решении задачи принималось условие непредельного контактного трения $\tau_k = 0{,}5\tau_s$, в соответствии с которым линии скольжения — траектории подходят к контактной поверхности пуансона под углами π/3 и π/6.

Расчет поля траекторий и напряжений σ продолжается до тех пор, пока значения параметров $\sigma^{(i)}_{M,N}$, $\delta^{(i)}_{M,N}$, $m^{(i)}_{M,N}$ в *i*-м приближении не будут отличаться от предыдущих значений на величину, не превышающую заданную точность решения.

Установленное поле траекторий определяет границы AA_1B_1DB пластической области. Следует отметить, что для определения среднего напряжения в каждом приближении с помощью зависимости (2) необходимо знать его величину хотя бы в одной точке пластической области. Для этого используем условие равновесия Сен-Венана [1], согласно которому усилие на свободной поверхности AA_1, вызываемое нормальными напряжениями, равно нулю. Если пренебречь небольшой кривизной поверхности AA_1, то условие Сен-Венана можно представить в виде:

$$2\pi \int_{r_A}^{r_B} \sigma_{z/z=z_A} r dr = 0. \qquad (3)$$

Тогда, используя зависимости для компонент тензора напряжений T_σ, выражение для нахождения меридионального напряжения можно записать в виде:

$$\sigma_z = \sigma + \sqrt{\frac{2}{3}}\tau_s(m_\theta \sin 2\varphi + m_r).$$

Так как поверхность AA_1 является свободной от действия напряжений (в том числе и касательных), то она является главной и $m_z = 0$, $m_\theta = m_r = 1/\sqrt{2}$. Так как вдоль поверхности AA_1 $\delta = -\pi/4$, то и параметр

$\varphi = -\pi/4$. Следовательно, вдоль поверхности AA_1

$$\sigma_z = \sigma + \sqrt{\frac{2}{3}}\tau_s\left(\frac{1}{\sqrt{2}} + \frac{1}{\sqrt{2}}\right) = \sigma + \frac{2}{\sqrt{3}}\tau_s,$$

и условие (3) принимает вид:

$$2\pi \int_{r_A}^{r_B} \left[\sigma(r) + \frac{2}{\sqrt{3}}\tau_s\right] r dr = 0. \qquad (4)$$

Интегральное уравнение (4) решается следующим образом. Выразим среднее напряжение в каждой произвольной точке M поверхности AA_1 через среднее напряжение в какой-либо фиксированной узловой точке сетки траекторий, например точке A. Точка M принадлежит линии α, пересекающейся с линией β в точке N. Следовательно, среднее напряжение вдоль линии MN подчиняется условию внутреннего равновесия деформируемого материала на границах пластической области:

$$\sigma_M = 2\int_M^N \tau_s m_\theta \frac{\partial\delta}{\partial s_\alpha} ds_\alpha - M_{\alpha M} + \xi,$$

где ds_α — приращения дуг траекторий α; $M_{\alpha M}$ — интегральный параметр, учитывающий вид напряженного состояния в точке M на линии α; ξ — параметр, постоянный для фиксированных линий α и β.

Параметр ξ можно выразить через параметры точки N:

$$\xi = \sigma_N + M_{\alpha N} - 2\int_N^M \tau_s m_\theta \frac{\partial\delta}{\partial s_\alpha} ds_\alpha, \quad (5)$$

где $M_{\alpha N}$ — параметр, учитывающий вид напряженного состояния в точке N на линии α.

С другой стороны, точка N принадлежит характеристике β. Поэтому среднее напряжение легко определить следующим образом:

$$\sigma_N = -2\int_N^M \tau_s m_\theta \frac{\partial\delta}{\partial s_\beta} ds_\beta - M_{\beta M} + \eta, \quad (6)$$

где ds_β — приращения дуг траекторий β; $M_{\beta M}$ — интегральный параметр, учитывающий вид напряженного состояния в точке M на линии β; η — параметр, постоянный для фиксированных линий α и β.

Параметр η выразим через параметры точки A:

$$\eta = \sigma_A + M_{\beta A} + 2\int_A^M \tau_s m_\theta \frac{\partial\delta}{\partial s_\beta} ds_\beta, \quad (7)$$

где $M_{\beta A}$ — параметр, учитывающий вид напряженного состояния в точке A на линии β.

Принимая во внимание зависимости (5)—(7), приводим интегральное уравнение (4) к виду:

$$\int_{r_A}^{r_B}\Big(\sigma_A - 2\int_A^N \tau_s m_\theta \frac{\partial\delta}{\partial s_\beta} ds_\beta + 2\int_N^M \tau_s m_\theta \frac{\partial\delta}{\partial s_\alpha} ds_\alpha - M_{\beta N} + M_{\beta A} - M_{\alpha M} + M_{\alpha N}\Big) r dr = 0$$

с одним неизвестным параметром σ_A. Его численное решение определяет среднее напряжение в точке A.

При расчете технологических параметров на промежуточных этапах формообразования необходимо установить предшествующую деформацию материала. Напряжение τ_s текучести при сдвиге вычисляем с помощью кривой упрочнения и значений деформации Λ в узловых точках. Деформации рассчитываем по геометрической теории деформации. Далее последовательно вычисляем производные $(\partial\tau_s/\partial r)_{M,N}$, $(\partial\tau_s/\partial z)_{M,N}$, параметры $M^{(0)}_{\alpha,M,N}$, $M^{(0)}_{\beta,M,N}$, $\xi^{(0)}_{M,N}$, $\eta^{(0)}_{M,N}$ нулевого приближения и параметрический угол $\sigma^{(1)}_{M,N}$ в первом приближении, координаты $r^{(1)}_{M,N}$, $z^{(1)}_{M,N}$ в первом приближении и среднее напряжение $\sigma^{(1)}_{M,N}$. Расчет поля напряжений повторяем до тех пор, пока значения параметров $\sigma^{(i)}_{M,N}$, $m^{(i)}_{\theta,M,N}$, $\delta^{(i)}_{M,N}$ в i-м приближении не будут отличаться от предыдущих значений на величину, не превышающую точность решения.

Теперь установим поле скоростей пластического течения. Известное поле траекторий α и β в пластической области деформируемого материала позволяет использовать для определения поля скоростей зависимости скоростей перемещения материала от скорости $v_\text{п}$ пуансона, так как угол δ известен [определяется из уравнения (1)]. Скорость v_A течения металла на свободной поверхности AA_1 связана со скоростью $v_\text{п}$ пуансона зависимостью

$$v_A = v_\text{п}(d^2_\text{заг}/d^2_A - 1),$$

где d_A — диаметр полости пуансона в зоне свободной поверхности металла AA_1 (см. рис. 1, *б*).

Вдоль границ пластической области должны соблюдаться следующие краевые условия:

вдоль контактной поверхности BA

$$\left.\begin{aligned} v^*_\alpha &= v_k\sin\left(\frac{\pi}{4} - \vartheta\right), \\ v^*_\beta &= v_k\cos\left(\frac{\pi}{4} - \vartheta\right); \end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

вдоль контактной поверхности B_1A_1

$$\left.\begin{aligned} v^*_\alpha &= v_k\cos\left(\frac{\pi}{4} - \vartheta\right), \\ v^*_\beta &= v_k\sin\left(\frac{\pi}{4} - \vartheta\right); \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

вдоль границы BDB_1

$$-v^*_\beta\sin\delta + v^*_\alpha\cos\delta = 0, \qquad (10)$$

где v_k — скорость перемещения материала вдоль контактных границ; ϑ — угол поворота осей относительно координат z, r.

При осесимметричном деформированном состоянии поверхности разрыва скорости не могут выходить на ось симметрии, так как в противном случае нарушается условие сплошности материала. Поэтому скорость деформируемого материала изменяется в пластической области и на ее границах непрерывно. Непрерывное поле скоростей (рис. 2) определяется из решения краевых задач для заданных краевых условий (8)—(10). Для расчета накопленных деформаций поле скоростей удобно представить как отображение сетки линий $\vec{\alpha}$, $\vec{\beta}$. Сетка линий $\vec{\alpha}$, $\vec{\beta}$ в пластической области представляет собой материальные линии континуума, совпадающие в рассматриваемый момент времени с сеткой траекторий α, β.

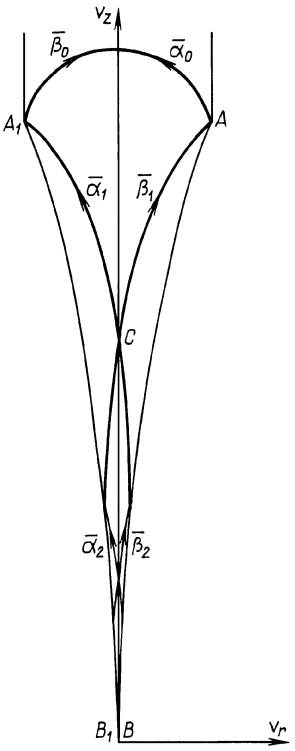


Рис. 2. Поле скоростей пластического течения при ХОШ осесимметричной детали с криволинейной образующей

Найденное распределение деформации позволяет вычислить характеристики поврежденности структуры материала микродефектами. Свойство материалов накапливать микродефекты в процессе деформирования вследствие сдвигов и образования полостей в кристаллической решетке материала называется повреждаемостью; накопление микродефектов — это временной процесс. Определяющее влияние деформации на развитие микродефектов доказано работами многих авторов [2, 3]. Зарождению микропоры всегда предшествует пластическая деформация. Именно она вызывает рост микропор. В процессе дальнейшей деформации зародышевые трещины последовательно развиваются и видоизменяются.

Для определения конечных пластических деформаций, характерных для процессов объемного деформирования, и для разработки методики прогнозирования повреждаемости необходимо использование положений феноменологической теории повреждаемости и некоторых экспериментально проверенных допущений.

С этой целью рассмотрим более детально тензор повреждаемости в системе произвольных координат x_1, x_2, x_3:

$$T_\pi = \begin{Vmatrix} \pi_{11} & \pi_{12} & \pi_{13} \\ \pi_{21} & \pi_{22} & \pi_{23} \\ \pi_{31} & \pi_{32} & \pi_{33} \end{Vmatrix} = T_{\pi_8} + D_\pi =$$

$$= \begin{Vmatrix} \pi_8 & 0 & 0 \\ 0 & \pi_8 & 0 \\ 0 & 0 & \pi_8 \end{Vmatrix} + \begin{Vmatrix} p_{11} & p_{12} & p_{13} \\ p_{21} & p_{22} & p_{23} \\ p_{31} & p_{32} & p_{33} \end{Vmatrix},$$

где T_{π_8}, D_π — шаровой тензор и девиатор повреждаемости соответственно; π_{ij}, π_8, p_{ij} — компоненты тензора T_π, шарового тензора T_{π_8} и девиатора D_π соответственно.

Тензор T_π описывает процесс развития повреждаемости малой частицы материала, содержащей поры, и позволяет ввести два критерия, существенных для технологии изготовления металлоизделий с высокими эксплуатационными характеристиками. *Первый критерий* (ω_1) оценивает степень использования запаса пластичности деформируемого металла; *второй критерий* (ω_2) — опасность образования крупных полостных дефектов в результате коалесценции пор.

Значения критериальных параметров поврежденности ω_1 и ω_2 находятся в диапазоне [0; 1], где значения $\omega_2 = 1$ и $\omega_1 = 1$ соответствуют моментам микро- и макроразрушения деформируемого материала в его изучаемых локальных зонах.

В современных инженерных расчетах при решении технологических задач пользуются степенно́й зависимостью, устанавливающей связь между относительным изменением объема и накапливаемой деформацией. Для степенно́й модели разрыхления: $\varepsilon_{ii} = b\Lambda^a$, где b и a — модуль и степенной показатель пластического разрыхления.

Повреждаемость, согласно современной физической концепции, связана с пластическим разрыхлением металла (пластической дилатансией $d\varepsilon_{ii}$). С моментом образования макротрещины связывают достижение величиной пластического разрыхления критического значения $\varepsilon_{ii\text{кр}}$, зависящего от условий деформирования, структуры и химического состава металла. Определяющее соотношение для критериального параметра поврежденности ω_1 основывается на оценке пластического разрыхления деформируемого металла: $d\omega_1 = d\varepsilon_{ii}/\varepsilon_{ii\text{кр}}$, где $d\omega_1$ — приращение скалярной характеристики поврежденности материала в результате приращения $d\varepsilon_{ii}$ пластического разрыхления.

Определяющее соотношение для критериального параметра поврежденности ω_2 основывается на оценке формоизменения пор в пластической области деформируемого материала: $d\omega_2 = dD_\pi/D_{\pi\text{кр}}$, где $D_{\pi\text{кр}}$ — критическая величина девиатора повреждаемости, соответствующая моменту микроразрушения (образованию крупных полостных дефектов).

Предельно допустимые значения $\varepsilon_{ii\text{кр}}$ и $D_{\varepsilon\text{lim}}$ описывают тензорные свойства повреждаемости изучаемых деформируемых металлов. Совместное использование двух критериев является необходимым при изготовлении металлоизделий, эксплуатирующихся в жестких режимах (испытывающих интенсивные нагрузки и тепловые воздействия, высокие давления и скорости деформирования). Это связано с тем, что качественная структура металлических материалов (без крупных полостных дефектов, кластеров) существенно повышает способность деталей выдерживать динамические ударные нагрузки, а также их сопротивление усталости.

Для моделирования процесса повреждаемости и микроразрушения металлов существенное значение имеет величина предельной деформации $\Lambda_{\text{пр}}$. В операциях, сопровождаемых большой пластической деформацией, к которым и относятся процессы — ХОД, различают стадии образования микропор с последующим их слиянием (коалесценцией) и формированием макропор (крупных полостных дефектов). Интенсивность образования и роста дефектов зависит от напряженно-деформированного состояния материала (показателя напряженного состояния $\bar{\sigma}$) и температурно-скоростных условий протекания деформации [4, 5].

Оценка приращения поврежденности $d\omega_1$ проводилась для степенной модели пластического разрыхления

$$d\omega_1 = \frac{a\Lambda^{a-1}}{\Lambda_{\text{пр}}^{a}}\, d\Lambda, \qquad (11)$$

где $\Lambda_{\text{пр}}$ — предельная степень деформации на операции.

Предельная степень деформации устанавливается в зависимости от показателя $\bar{\sigma}$ напряженного состояния по диаграмме пластичности (рис. 3), на которой построены графики пластичности для различных видов материалов при реализации процессов вытяжки, штамповки, обжима:

$$\bar{\sigma} = I_1(T_\sigma)\bar{D}_\sigma / D_\sigma,$$

где $I_1(T_\sigma)$ — линейный инвариант тензора напряжений T_σ; D_σ — девиатор напряжений; $\bar{D}_\sigma$ — направляющий девиатор напряжений.

Поврежденность материала после k-го этапа деформирования находили численным интегрированием уравнения (11):

$$\omega_1 = \omega_{1i} + \sum_{i-1}^{n} \int_{0}^{\Lambda_i} \frac{a\Lambda^{a-1}}{\Lambda_{\text{пр}}^{a}}\, d\Lambda,$$

где ω_{1i} — остаточная поврежденность материала микродефектами, полученная на предыдущей операции.

Оценка поврежденности (ω_2) деформируемого материала микропорами проводится в соответствии с кинетическим уравнением, определяющим критическую величину плотности пор, $\bar{F}_{n\text{кр}} = \chi_F \Lambda_{\text{пр}}$, где χ_F — коэффициент, связанный с физико-структурными свойствами материала.

Этапное приращение поврежденности микропорами:

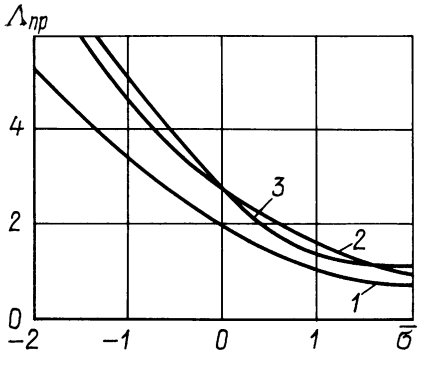


Рис. 3. Графики пластичности конструкционных материалов в состоянии поставки:
1 — биметалл 3 (по ГОСТ 807—78); *2* — латунь Л68 (по ГОСТ 931—90); *3* — сплав АМг2 (по ГОСТ 21631—76)

$$d\omega_2 = \frac{\chi_{\text{п}}}{\chi_F \Lambda_{\text{пр}}} \left\{ 1 + b_{\text{п}} \exp\left[a_{\text{п}} I_1(T_\sigma) \frac{\bar{D}_\sigma}{D_\sigma} \right] \right\} \Delta\Lambda, \qquad (12)$$

где $\chi_{\text{п}}$, χ_F, $a_{\text{п}}$, $b_{\text{п}}$ — коэффициенты, зависящие от физико-структурных свойств металла и термомеханических параметров процесса деформирования; $\Delta\Lambda$ — приращение деформации.

Поврежденность микропорами материала готовых изделий находилась численным решением уравнения (12):

$$\omega_2 = \omega_{2i} + \sum_{i-1}^{n} \int_{0}^{\Lambda_i} \frac{\chi_{\text{п}}}{\chi_F \Lambda_{\text{пр}}} \left\{ 1 + b_{\text{п}} \exp\left[a_{\text{п}} I_1(T_\sigma) \frac{\bar{D}_\sigma}{D_\sigma} \right] \right\} d\Lambda,$$

где ω_{2i} — остаточная поврежденность материала микропорами, полученная на предыдущей операции.

Результаты расчета накопленных деформаций Λ и характеристик поврежденности ω_1 и ω_2 в процессе ХОД приведены на рис. 4 (материал — биметалл 3). Как видно из рисунка, характеристики повреждаемости неравномерно распределяются по объему изделия, что является следствием изотропности механических свойств материала и условий проведения технологической операции. При ХОШ сплошных осесимметричных деталей с криволинейной образующей опасные сечения с наибольшей накопленной деформационной поврежденностью находятся в головной части изделия. Но при этом полученные значения структурных параметров не выходят за критические пределы ($0 \leqslant \omega_1 \leqslant 1$ и $0 \leqslant \omega_2 \leqslant 1$), что свидетельствует об устойчивости структуры деформируемого материала. Спектральное исследование структуры готового изделия подтвердило, что макроструктура металла является плотной и не имеет крупных полостных дефектов. Следовательно, заданные эксплуатационные свойства изделия вполне обеспечиваются [5]. Превышение параметрами повреждаемости критических значений означало бы наличие опасных зон (пустот) в структуре материала и

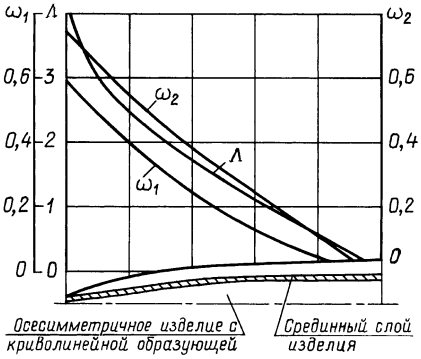


Рис. 4. Распределение деформации и характеристик поврежденности в срединном слое материала осесимметричного изделия с криволинейной образующей

невозможность обеспечения заданных механических свойств, что впоследствии привело бы к макроразрушению изделия.

Проведенные исследования и их результаты говорят о целесообразности оценки повреждаемости материала микродефектами при разработке технологических процессов ХОД, так как, оценив запас пластичности материала, можно выбрать более рациональный режим технологического процесса, обеспечивающий меньшую поврежденность материала и высокое качество готовой продукции.

Таким образом, отслеживание деформационной повреждаемости обрабатываемого материала позволяет получать готовые изделия с качественной микроструктурой (без полостных дефектов) и необходимыми физико-структурными свойствами с помощью контроля и управления технологическим процессом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Комплексные** задачи теории пластичности / Н. Д. Тутышкин, А. Е. Гвоздев, В. И. Трегубов и др. Тула: Тульский ГУ, 2001. 377 с.

2. **Бернштейн М. Л.** Структура деформированных металлов. М.: Металлургия, 1977. 431 с.

3. **Екобори Т.** Физика и механика разрушения и прочности твердых тел. М.: Металлургия, 1971. 264 с.

4. **Технологическая** механика дилатирующих материалов / Э. С. Макаров, Н. Д. Тутышкин, А. Е. Гвоздев и др. М. — Тула: Тульский полиграфист, 2007. 199 с.

5. **Кулешова Н. В.** Физические механизмы повреждаемости материалов при пластической деформации. М., 2003. 30 с. Деп. в ВИНИТИ 07.07.03, № 1277-В2003.

УДК 621.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ,
доктора технических наук (МГУПИ)

Разработка новой теории резания.* 1. Введение

Данная статья открывает цикл статей, в котором будет показана необходимость создания принципиально новой математической теории резания, позволяющей обобщить и описать с достаточной точностью известные экспериментальные закономерности процессов резания. В завершающих статьях цикла будет изложена сама новая теория и показана ее высокая точность. Во всем цикле статей будет использована единая нумерация формул и рисунков, а также единый список литературы. В данной статье вводятся понятия, необходимые для создания хорошо обоснованной и достаточно строгой математической теории.

В настоящее время конкретные расчеты различных параметров процессов резания проводятся с помощью большого числа разнообразных эмпирических выражений, а повышение технологической эффективности достигается преимущественно изобретательским путем. Многие наблюдаемые физические закономерности (например, образование стружки различных видов) до сих пор не имеют никакого объяснения с позиции механики деформируемого твердого тела.

Для совершенствования существующих процессов металлообработки не путем случайных догадок и озарений, а вполне целенаправленно необходимо создание прочной теории данных процессов, т. е. такой теории, которая в полном соответствии с уровнем современной науки дала бы возможность с достаточными точностью и надежностью оценить влияние различных факторов на результаты процесса. Только такая теория позволит выполнять оптимизацию процессов металлообработки расчетным путем и прогнозировать с достаточной достоверностью результаты, которые получатся при тех или иных изменениях геометрии инструмента или режимов воздействия на исходную заготовку.

В отечественной теории резания долгое время традиционно считалось, что теоретическое исследование процессов резания представляет собой совершенно особую область знаний, практически не связанную, скажем, с теорией обработки металлов давлением, и, соответственно, с теорией пластичности. Вследствие этого ученые, занимающиеся теорией резания, не имеют достаточной подготовки в области прикладной теории пластичности, а студенты, обучающиеся по специальностям резания или технологии машиностроения, вообще не имеют никакого понятия о существовании механики деформируемого твердого тела и теории пластичности, так как изучают лишь сильно сокращенный за последние годы курс по сопротивлению материалов, целиком связанный только с упрощенными расчетами при упругих деформациях.

Из-за этого, несмотря на возрастающее число отечественных попыток дать математическое описание тех или иных процессов резания, а также поверхностного упрочнения, солидная математическая теория этих процессов до сих пор не создана. Публикуемые научные работы исходят из устаревших теоретических идей корифеев теории резания, а также содержат большое число грубых теоретических ошибок и принципиально неверного понимания основных положений механики деформируемого твердого тела.

Учитывая это, мы будем по ходу изложения давать краткий анализ ошибочных представлений и вводить правильные определения соответствующих научных терминов. Это очень важно, поскольку нами будет предпринята попытка создания фундаментальной математической теории резания, находящейся в строгом соответствии с теоретическим аппаратом механики деформируемого твердого тела. Четкое и подробное описание основных понятий вдвойне важно еще и потому, что результаты данной работы можно будет использовать не только для практического технологического приложения, но и в учебном процессе для значительного повышения уровня подготовки будущих молодых специалистов.

В кратком критическом анализе соответствующих положений известных работ по теории резания авторы не преследовали цели принизить чужие достижения, а исходили из того, что настоящие ученые не должны умалчивать о тех или иных недостатках предшествующих работ, так как, с одной стороны, умолчание способствует застою в науке и возможному повторению или использованию неверных положений, а с другой стороны, если недостатков нет, то нет смысла и в дальнейших разработках.

Следует отметить, что за рубежом давно уже поняли неразрывную связь и единство процессов резания с процессами обработки металлов давлением. Так, например, в монографии [10] прямо написано, что в действительности схема деформации при механическом процессе резания определяется так же, как при выдавливании или прокатке. Поэтому иностранными учеными опубликовано большое число работ, в которых предлагается теоретическое описание различных процессов резания и происходящих в них явлений с помощью известных методов теории пластичности, примененных с должной степенью корректности.

* Начало цикла статей. Продолжение см. "Вестник машиностроения" № 2 за 2008 г.

Основные результаты этих работ будут нами изложены во второй части цикла статей.

Исследование процессов, протекающих в сплошной среде (расчет полей напряжений и деформаций, температурных полей, анализ условий разрушения), приводит к необходимости изучения соответствующих физических полей. В условиях стационарного процесса эти поля остаются неизменными во времени, а при нестационарных процессах изменяются во времени, отражая влияние различных факторов. Решение конкретной теоретической задачи сводится к анализу распределения соответствующих переменных (напряжений, деформаций, температур и т. д.) во времени и в пространстве. Если задача поставлена правильно, то ее условия должны включать полный набор исходных данных, необходимых для того, чтобы решение существовало, а неизбежная погрешность этих данных как можно меньше влияла на точность решения.

Фундаментальные кинематические зависимости и определяющие уравнения механики твердого тела представляют собой математическую модель *внутреннего механизма* изучаемых процессов деформации. Они не описывают ни условий взаимодействия деформируемого тела с окружающей средой, ни параметров его начального состояния. В связи с этим помимо фундаментальных уравнений механики необходимо дополнительно рассматривать совокупность данных, определяющих начальное состояние тела (*начальные условия*) и описывающих влияние окружающей среды на протекающие в теле процессы (*граничные условия*). Вместе они образуют условия единственности точного решения рассматриваемой задачи, объединяясь в понятие "*краевые условия*". При этом имеются в виду "края" той пространственно-временной области, в пределах которой происходит исследуемый процесс. В результате мы приходим к *краевой задаче*: по заданным условиям на границах пространственно-временной области определить с помощью математической модели среды параметры процессов, происходящих во всем объеме этой области.

Рассмотрим подробнее несколько понятий, на которых будет базироваться дальнейшее изложение материала.

Важнейшей механической характеристикой материала, необходимой для расчетов при пластических деформациях, является предел текучести. В теории пластичности понятия пределов текучести, пропорциональности и упругости не различаются [21]. Понятие предела текучести является частным случаем более общего понятия напряжения текучести.

При расчетах процессов обработки металлов с наличием пластических деформаций необходимо знание ***кривой упрочнения,*** т. е. *зависимости напряжения* σ_s *текучести материала от накопленной деформации* e_i [мы будем использовать это обозначение в отличие от иногда применяемого обозначения ε_i [18, 19], которое, строго говоря, обозначает интенсивность деформаций, используемую в теории малых деформаций и неправомерно переносимую в теорию больших (конечных) деформаций].

Какими бы точными ни были теоретические исследования и полученные на их основе математические модели, неточное задание зависимости $\sigma_s = f(e_i)$ сводит на нет все уточнения и зачастую делает получаемые результаты непригодными для практики. Поэтому проблема качественной обработки результатов испытаний на простое растяжение или сжатие, равно как и нахождение наиболее достоверной аппроксимации кривой упрочнения, давно уже является предметом изучения многих исследователей.

В силу малой протяженности упругий участок на кривых упрочнения обычно не показывается (при растяжении образцов большинства металлов пластическое состояние наступает уже при деформации 0,2 %, в то время как деформации в технологических задачах пластичности составляют десятки процентов).

По определению А. А. Ильюшина [11] ***накопленной деформацией*** *называется величина, полная производная которой по времени равна интенсивности скоростей деформации*, т. е. $de_i/dt = \xi_i$, откуда

$$e_i = \int_0^t \xi_i \, dt, \qquad (1)$$

где ξ_i — интенсивность скоростей деформации; t — время.

Если формально заменить в выражении (1) фактор времени t на адекватный ему фактор пути s, то станет очевидно, что *чем больший путь при прочих равных условиях проходит материальная частица в очаге пластической деформации, тем большую деформацию она накапливает.*

Напряжением текучести σ_s *называется напряжение, вызывающее в условиях линейного напряженного состояния пластическую деформацию при данной величине накопленной деформации.* Напряжение текучести изменяется по ходу деформации материала, т. е. является переменной величиной, которую следует отличать от постоянной величины σ_{s0}, называемой ***пределом текучести*** *и представляющей собой начальное напряжение текучести, т. е. напряжение, при котором возникают пластические деформации в начальный момент деформирования* (рис. 1).

Упрочнением (***наклепом***) *называется увеличение напряжения текучести по ходу деформации.* В работе [1] показано, что *при испытаниях образцов на растяжение или сжатие накопленной деформацией является логарифмическая* (называемая также истинной) *деформация*, а не относительное удлинение или уменьшение площади поперечного сечения образца — условные степени деформации, часто используемые в упрощенных технологических расчетах (см., например, с. 136 монографии [7]). Поэтому применительно к кривым упрочнения мы будем понимать под накоп-

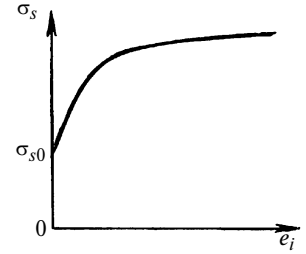


Рис. 1. Типовая экспериментальная кривая упрочнения

ленной деформацией e_i именно логарифмическую деформацию. Так как между логарифмическими и относительными степенями деформации существует функциональная связь [18], то практическое использование приведенных в литературных источниках кривых упрочнения не представляет трудностей независимо от того, для каких видов степеней деформации они построены. Относительную линейную деформацию (степень деформации) можно определить по формуле

$$e = 1 - \mathrm{e}^{-e_i}, \qquad (2)$$

где e — основание натурального логарифма.

В академической теории пластичности в силу особенностей записи тензорных выражений часто вместо напряжения текучести σ_s используют напряжение текучести при сдвиге τ_s (т. е. вместо нормального напряжения используют касательное напряжение). Связь между этими двумя показателями будет разной в зависимости от того, какое условие пластичности считается предпочтительным [3]. В случае использования энергетического условия пластичности (условия пластичности Губера—Мизеса)

$$\tau_s = \sigma_s / \sqrt{3}. \qquad (3)$$

При использовании напряжения текучести при сдвиге τ_s вместо характеристики линейной деформации — накопленной деформации e_i применяют характеристику угловой деформации — степень деформации сдвига Λ_i:

$$\Lambda_i = \sqrt{3}\, e_i. \qquad (4)$$

В последние десятилетия наметилась тенденция частого использования показателей τ_s и Λ_i и в публикациях специалистов по прикладным вопросам, например, в целом ряде книг по теории обработки металлов давлением и разрушения [9, 16, 24 и др.]. По нашему мнению, это сильно затрудняет восприятие излагаемого материала инженерами и преследует лишь цель с первых же страниц книги показать, что ее авторы с высоким академическим уровнем, что называется, накоротке.

Естественно, что в академической теории пластичности для удобства записи общих теоретических построений можно использовать любую терминологию и соответствующие ей показатели. Там не занимаются проектированием и никогда не делают конкретных практических расчетов технологических процессов (для конкретного применения обязательно придется развернуть тензорную запись в обычную инженерную форму).

К примеру, во фразе "линейная деформация при растяжении равна 0,2, а нормальное напряжение — 1000 МПа" всем, изучавшим элементарный курс сопротивления материалов, будет все понятно, поскольку смысл выражения прямо соотносится с хорошо физически ощущаемым испытанием образца на простое растяжение. Но смысл академической фразы "степень деформации сдвига при растяжении образца равна 0,347, а напряжение сдвига — 577 МПа" будет отчетливо понятен лишь специалистам в области теории пластичности, хорошо знающим соотношения (3), (4) между этими и вышеупомянутыми величинами (эти соотношения в курсе сопротивления материалов не излагаются). Поэтому в дальнейшем изложении мы будет употреблять величины σ_s и e_i, которые, собственно, и приводятся в любых известных справочниках по металлообработке и свойствам машиностроительных материалов.

Для создания математических теорий, описывающих процессы пластической деформации, кривые упрочнения необходимо схематизировать, т. е. заменить их аппроксимациями, имеющими достаточно простой математический вид и в то же время хорошо описывающими экспериментально полученные диаграммы.

Наиболее распространенными видами схематизаций являются диаграммы идеального жесткопластического материала (рис. 2, *а*), идеального упругопластического материала (рис. 2, *б*), упругопластического (а в частном случае — жесткопластического) материала с линейным упрочнением (рис. 2, *в*), а также материала со степенным упрочнением (рис. 2, *г*). Привлекательность последней диаграммы обусловлена тем, что во всем диапазоне деформаций она описывается одной функцией:

$$\sigma_s = C e_i^n. \qquad (5)$$

Но, как справедливо указано в учебнике [21], такая схематизация грубо искажает экспериментальную кривую упрочнения в области малых деформаций. Подробный анализ недостатков данной аппроксимации изложен в работах [1, 3], в которых также предложена наиболее точная из известных аппроксимация показательной функцией

$$\sigma_s = A - B\mathrm{e}^{-e_i} - C\mathrm{e}^{-Ne_i}, \qquad (6)$$

коэффициенты которой определяются по формулам, полученным в упомянутых работах. Эта аппроксимация описывает кривую, практически точно совпадающую с экспериментальной кривой упрочнения (см. рис. 1) на всем ее протяжении от малых до больших деформаций.

В обобщенном смысле ***скорость деформации*** *— это величина, численно равная интенсивности скоростей деформации и характеризующая быстроту изменения деформированного состояния.* Иными словами, ско-

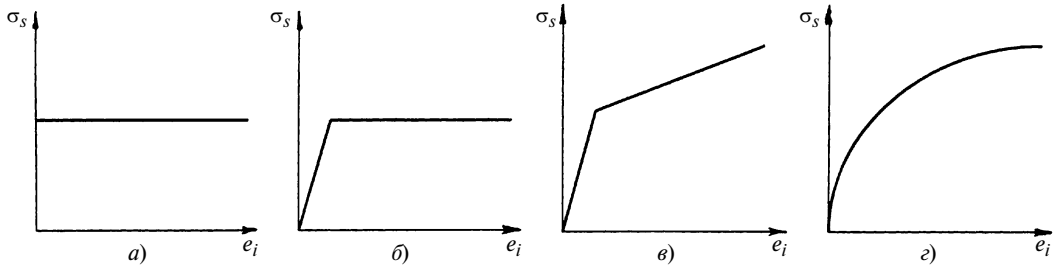


Рис. 2. Диаграммы материалов:
а — идеального жесткопластического; *б* — идеального упругопластического; *в* — упругопластического с линейным упрочнением; *г* — со степенным упрочнением

рость деформации определяет изменение накопленной деформации в единицу времени и имеет размерность $с^{-1}$.

От этого понятия следует отличать ***скорость деформирования,*** *которая представляет собой скорость взаимного относительного перемещения деформирующего инструмента и жесткой* (*пластически недеформируемой*) *части обрабатываемого материала* и имеет размерность м/с. Это отличие важно подчеркнуть, поскольку в научной литературе имеет место некоторая путаница этих понятий. Скорость деформирования входит в зависимости, определяющие скорость деформации, и таким образом непосредственно влияет на эту величину.

На с. 83 монографии [7], например, указано, что скорость деформации в процессе резания намного превосходит скорость деформирования. Эта фраза столь же абсурдна, как и фраза: "10 секунд намного превосходят 1 метр".

На с. 25 той же монографии автор подчеркивает, что иногда напряжения трения на поверхностях контакта режущего инструмента с заготовкой относят к категории главных касательных напряжений (или октаэдрических) и на этом основании определяют предельные значения коэффициентов трения при резании металлов как $\mu = 0{,}5 \div 0{,}577$. Автор книги [7] считает это неоправданным и далее на с. 28 приводит частное значение коэффициента трения $\mu = 0{,}8$. Здесь имеет место непонимание принципиальной разницы двух отличных друг от друга коэффициентов трения, обозначенных в книге [7] одной и той же буквой μ, ведь первый коэффициент — это коэффициент *пластического* трения, который в соответствии с условием пластичности действительно не может превышать значения 0,577, а второй — это коэффициент *машинного* трения (т. е. трения пластически недеформируемых тел), который может быть намного больше, чем 0,577.

В работе [13] указано, что попытки использовать для описания трения на контактных поверхностях при значительных пластических деформациях таких законов, как закон трения И. В. Крагельского или Б. В. Дерягина, приводят к неудовлетворительным результатам. При пластическом деформировании происходит нарушение линейности зависимости напряжений трения от величины нормального давления. Реальная зависимость становится намного сложней. Ее характер достаточно точно не установлен и до настоящего времени.

Поясним подробнее подходы к использованию законов трения при математическом решении задач пластичности [3].

Для учета контактного трения при расчетах процессов обработки металлов путем пластической деформации в подавляющем большинстве случаев используют либо *закон Амонтона—Кулона*

$$\tau_к = f\sigma_n, \qquad (7)$$

где σ_n — нормальное напряжение на контактной поверхности, а f — коэффициент трения по нормальному напряжению (он может быть больше 0,577), либо *закон постоянной силы трения* (*закон Зибеля*)

$$\tau_к = \beta\mu\sigma_s, \qquad (8)$$

где β — коэффициент Лоде, а μ — коэффициент трения по напряжению текучести [при записи (8) предельная величина μ равна 0,5].

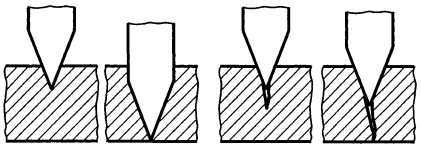
Коэффициент Лоде учитывает влияние промежуточного главного напряжения и изменяется в незначительных пределах: от 1 (при равенстве двух главных напряжений) до 1,155 (при плоском деформированном состоянии, характеризуемом равенством среднего главного напряжения полусумме максимального и минимального главных напряжений). Очевидно, что при плоском деформированном состоянии предельная величина произведения $\beta\mu = 1{,}155 \cdot 0{,}5 = 0{,}577$.

Как указано в работе [13], попытка опереться на основы теории сухого трения, описываемые законом Амонтона—Кулона, при точном анализе процессов обработки металлов с наличием пластических деформаций приводит в ряде случаев к неудовлетворительным результатам, особенно при анализе объемных процессов деформирования. Дело в том, что при значительных величинах нормальных напряжений происходит пластическая деформация контактной поверхности, сопровождаемая смятием и выглаживанием микронеровностей, что обусловливает потерю линейной зависимости силы трения от нормальной нагрузки. В связи с этим закон трения Амонтона—Кулона целесообразно использовать лишь для анализа процессов, при которых $\sigma_n < \sigma_s$. К таким процессам относятся, например, многие операции листовой штамповки.

При достаточно строгом решении задачи пластичности приходится использовать уравнения в частных производных, полная система которых для осесимметричной задачи, например, включает 8 уравнений [3]. Использовать закон трения Амонтона—Кулона (7) при строгом решении весьма затруднительно, так как при этом граничные условия будут содержать неизвестные функции (нормальное напряжение σ_n на контактной поверхности является искомой величиной и неизвестно до конца решения задачи). Задачу в такой постановке нельзя решить в элементарных функциях и можно лишь пытаться получить численными методами более или менее приемлемое решение, в котором практически всегда будет непреодолимое противоречие между принятым законом контактного трения Амонтона—Кулона и кинематикой течения, определяющей, в частности, отличный от упомянутого закон изменения касательного напряжения. Поэтому нами предполагается в последующем теоретическом исследовании преимущественно использовать закон трения Зибеля.

Поскольку мы собираемся строить новую теорию резания на основе математического аппарата механики *сплошной* среды, то далее под термином "трещина" будем понимать только макротрещину. Микротрещинами занимается не механика, а физика твердого тела, которая пока не позволяет подвести прочный математический расчет под практическое прогнозирование возникновения трещин.

Так как в любом процессе резания происходит отделение от исходной заготовки части ее материала, называемой стружкой, то среди специалистов-резальщиков распро-



а) *б*)

Рис. 3. Разделение тела на части: *а* — пластическое; *б* — в результате разрушения

странено в целом неверное представление о том, что любой процесс резания сопровождается процессом разрушения. Между тем разделение тела на части и разрушение — разные понятия.

Дадим соответствующее пояснение. Допустим, нам надо с помощью зубила разделить заготовку на две части. Если материалом заготовки является высокопластичный материал, например, свинец С00, то для ее разделения придется внедрить зубило на всю толщину заготовки (рис. 3, *а*). При этом разделение произойдет вследствие пластической деформации, и геометрия поверхности разделения будет полностью определена геометрией разделяющего инструмента. Говорить о наличии разрушения в этом случае некорректно, так как в результате операции получим два полуфабриката заданной геометрии. В области резания аналогией данному примеру является образование непрерывной сливной стружки.

Если же материалом заготовки является малопластичный материал, например алюминиевый сплав В95, то после внедрения зубила на некоторую глубину возникнет опережающая трещина хаотичной формы (рис. 3, *б*), которая приведет к разделению тела на части задолго до того, как зубило пройдет всю толщину заготовки. При этом поверхность раздела в зоне трещины будет иметь самопроизвольную неровную (рваную) форму, геометрия которой нестабильна и не определяется однозначно формой инструмента. В этом случае следует говорить, что разделение тела на части произошло в результате разрушения. В области резания аналогией данному примеру является образование прерывистой стружки надлома.

Итак, ***разрушением*** *называется процесс отделения частей тела друг от друга в результате развития трещины.* Таким образом, термины "разрушение" и "трещинообразование" будут использоваться далее как синонимы в полном соответствии с современными теориями разрушения [16, 24]. Укажем, что в современной механике твердого тела теория разрушения часто называется "механикой трещин".

Важнейшим понятием современной теории разрушения является *гидростатическое давление или среднее нормальное напряжение*

$$\sigma = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3}. \qquad (9)$$

Укажем, что в гидравлике, где есть только сжимающие напряжения и нет растягивающих, сжимающее гидростатическое давление для удобства считают положительной величиной. При деформации твердого тела среднее нормальное напряжение (9) может быть как сжимающим, так и растягивающим. Поэтому мы будем аналогично большинству книг по механике деформируемого твердого тела считать, что сжимающее гидростатическое давление — отрицательно, а растягивающее — положительно. Таким образом, сжимающие напряжения уменьшают алгебраическую величину гидростатического давления, а растягивающие — увеличивают. Следует подчеркнуть, что гидростатическое давление не оказывает никакого влияния на скорости деформации и пластическое течение деформируемого тела.

Важным параметром процесса резания является так называемая усадка стружки, которой называется отношение толщины стружки к толщине срезаемого слоя [7]. Данный термин представляется малоудачным, поскольку согласно любому словарю русского языка "усадка" — это *уменьшение* размера или объема, а при резании в подавляющем большинстве случаев происходит *увеличение* толщины стружки по сравнению с толщиной срезаемого слоя. Поэтому представляется целесообразным с точки зрения русского языка вместо термина "усадка" предложить использовать однозначно понимаемый термин "*коэффициент утолщения стружки*". Этот коэффициент показывает, во сколько раз толщина стружки превышает толщину срезаемого слоя. Если этот коэффициент больше 1, то в процессе резания происходит утолщение отделяемого материала, а если меньше 1 — то утонение.

Для облегчения понимания последующего материала дадим краткое изложение сути известного метода теории пластичности — метода линий скольжения (называемого также методом характеристик), который в свое время получил большую популярность как у нас, так и за рубежом ввиду определенной простоты применения. Данный метод имеет глубокие экспериментальные и теоретические обоснования, но также имеет и целый ряд крупных недостатков, которые будут нами рассмотрены далее. Наглядным экспериментальным примером линий скольжения являются линии Людерса—Чернова, наблюдаемые на поверхности плоского полированного образца при его растяжении за пределами упругости или на поверхности фланца листовой заготовки при вытяжке (рис. 4).

Метод линий скольжения наиболее полно разработан для решения задач плоского деформированного состояния. Деформируемый материал принимается жесткопластическим (см. рис. 2).

Метод в конечном итоге заключается в построении сетки (поля) линий скольжения и использовании их свойств. Как известно, в любой точке деформируемого тела имеются два взаимно ортогональных направления, вдоль которых касатель-

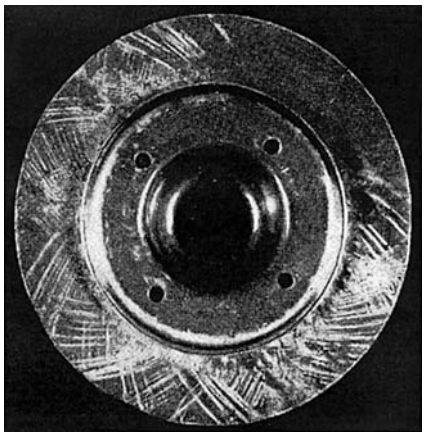


Рис. 4. Естественный рисунок на поверхности детали, полученной вытяжкой

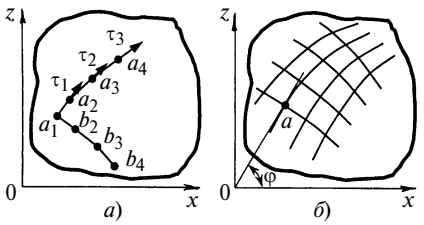


Рис. 5. К построению линий скольжения (*а*) и сетка линий скольжения (*б*)

ные напряжения принимают наибольшие значения. Известно также, что площадки действия максимальных касательных напряжений делят пополам углы между главными площадками, в которых возникают наибольшее σ_1 и наименьшее σ_3 главные напряжения.

Возьмем на плоскости xz (рис. 5, *а*) в теле, находящемся в плоском деформированном состоянии, какую-нибудь точку a_1 и отложим от нее вектор τ_1 максимального касательного напряжения. Перейдем в направлении этого вектора к точке a_2, достаточно близко отстоящей от точки a_1. От точки a_2 отложим вектор τ_2 максимального касательного напряжения в этой точке. Вектор τ_2 в общем случае будет отличаться от вектора τ_1 как по направлению, так и по величине. Поступая таким же образом дальше, мы получим в результате ломаную линию $a_1a_2a_3a_4$ и т. д.

Так как от исходной точки a_1 вследствие закона парности касательных напряжений можно отложить второй вектор τ, перпендикулярный к ранее отложенному вектору τ_1, то аналогичным способом от точки a_1 можно построить вторую ломаную линию $a_1b_2b_3b_4$ и т. д. В точке a_1 построенные линии пересекаются под прямым углом. Понятно, что эти линии можно продолжить и по другие стороны от точки a_1.

При неограниченном увеличении числа точек построения и сближении их друг с другом ломаные линии превратятся в плавные кривые, представляющие собой траектории максимальных касательных напряжений или ***линий скольжения,*** *которыми называются линии, касающиеся всеми своими точками площадок действия максимальных касательных напряжений.*

Из каждой точки a и b (см. рис. 5, *а*) можно начать построение других линий скольжения. В результате получим ортогональную сетку линий скольжения (рис. 5, *б*), называемую также полем линий скольжения. В общем случае эта сетка — криволинейная. Точки пересечения линий скольжения называются узловыми точками.

Из рассуждений, поясняющих построение сетки линий скольжения, явствует, что для разных напряженных состояний сетки линий скольжения различны и каждому определенному напряженному состоянию соответствует определенное поле линий скольжения.

Можно показать, что компоненты напряженного состояния в соответствующей точке определяются выражениями

$$\begin{cases} \sigma_x = -\sigma - \dfrac{\sigma_s}{\sqrt{3}}\sin 2\varphi, \\ \sigma_z = \sigma + \dfrac{\sigma_s}{\sqrt{3}}\sin 2\varphi, \\ \tau_{xz} = \dfrac{\sigma_s}{\sqrt{3}}\cos 2\varphi, \end{cases} \qquad (10)$$

где φ — угол наклона к оси x, касательной к линии скольжения в соответствующей точке (на рис. 5, *б* касательная совпала с началом координат случайно, она может пересекать ось x в любой произвольной точке). Очевидно, что в той же точке угол наклона касательной к линии скольжения другого (перпендикулярного) семейства равен $\varphi + \pi/2$.

При плоском деформированном состоянии условие пластичности Губера—Мизеса имеет вид:

$$\frac{\sqrt{3}}{2}\sqrt{(\sigma_x - \sigma_z)^2 + 4\tau_{xz}^2} = \sigma_s. \qquad (11)$$

Замечательным свойством выражений (10) для линий скольжения является то, что они удовлетворяют условию пластичности (11) тождественно, в чем легко убедиться непосредственной подстановкой. Следовательно, при оперировании выражениями (10) для линий скольжения можно не заботиться о выполнении условия пластичности, поскольку оно будет удовлетворяться при любом значении угла φ.

Таким образом, для определения напряжений σ_x, σ_z и τ_{xz} по формулам (10) необходимо знать всего две величины: гидростатическое давление σ и угол φ.

Используя интегралы линий скольжения, полученные немецким ученым Г. Генки в 1923 г., можно доказать, что при движении вдоль любой линии скольжения гидростатическое давление σ изменяется пропорционально углу поворота линии скольжения, т. е. (рис. 6, *а*):

$$\sigma_{a_1} - \sigma_{a_2} = \frac{2\sigma_s}{\sqrt{3}}(\varphi_1 - \varphi_2), \qquad (12)$$

или

$$\sigma_{a_1} - \sigma_{a_2} = \frac{2\sigma_s}{\sqrt{3}}\varphi_{12}, \qquad (13)$$

где φ_{12} — угол взаимного поворота касательных к линии скольжения на участке a_1a_2.

При движении по линии семейства, перпендикулярной к показанной на рис. 6, *а*, следует использовать формулу

$$\sigma_{a_1} - \sigma_{b_2} = -\frac{2\sigma_s}{\sqrt{3}}\varphi_{12}.$$

Выражения (12), (13) имеют важное значение. Если в какой-либо одной точке сетки линий скольжения известно гидростатическое давление σ (например, из граничных условий), то, переходя от одной узловой точки к другой, с помощью выражений (12), (13) нетрудно установить распределение гидростатического давления по всему полю линий скольжения. Зная же давление σ и углы φ, легко из уравнений (10) определить и все компоненты напряженного состояния: σ_x, σ_z и τ_{xz}. Далее это будет продемонстрировано.

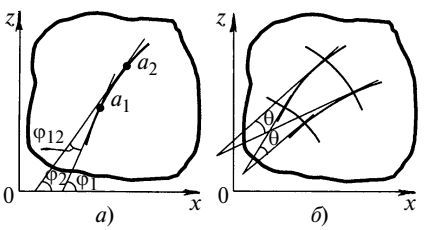


Рис. 6. К определению изменения гидростатического давления σ (*а*) и к пояснению первой теоремы Генки (*б*)

Если пластическая область выходит на поверхность тела, свободную от напряжений, то в точках этой поверхности гидростатическое давление σ и нормальное напряжение σ_t, действующее вдоль контура поверхности, будут постоянны и определяются значениями:

$$\sigma = \pm\frac{\sigma_s}{\sqrt{3}}, \qquad (14)$$

$$\sigma_t = \pm\frac{2\sigma_s}{\sqrt{3}}. \qquad (15)$$

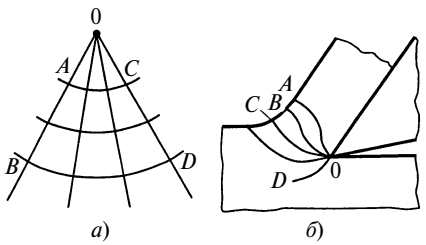
Таким образом, вблизи свободной поверхности тела материал испытывает в пластической области равномерное одноосное растяжение (+) или сжатие (−). Последнее бывает ясно из условий конкретного нагружения.

Можно показать, что линии скольжения являются характеристиками исходной системы уравнений равновесия и условия пластичности (11). Поэтому метод линий скольжения и называют иногда методом характеристик, особенно при решении задачи не графическим путем, а численными методами решения краевых задач.

Для правильного построения линий скольжения важнейшим является их свойство, определяемое первой теоремой Генки, которая формулируется следующим образом: *угол между касательными к двум линиям скольжения одного семейства в точках их пересечения каждой линией скольжения другого семейства остается постоянным* (рис. 6, *б*).

Отсюда вытекает такое важное следствие: *если какой-либо отрезок линии скольжения данного семейства есть отрезок прямой, то и все другие отрезки линий скольжения этого семейства, отсекаемые одними и теми же линиями скольжения другого семейства, будут также отрезками прямых и длина их будет одинакова* (например, $AB = CD$ на рис. 7, *а*).

Показанное на рис. 12 центрированное поле линий скольжения с особой точкой 0 имеет важное значение, так как часто используется при решении конкретных задач для сопряжения различных участков сетки линий скольжения друг с другом. Поскольку в точке 0 сходятся



а) *б*)

Рис. 7. Центрированное поле линий скольжения (*а*) и линии скольжения при резании согласно работе [7] (*б*)

прямые линии скольжения, вдоль каждой из которых гидростатические давления σ различны по величине, то в особой точке 0 напряжения теоретически не имеют единственного значения. Однако формально уравнения равновесия и условие пластичности удовлетворяются и в этой точке.

Огибающие линий скольжения какого-либо семейства или линии разрыва скоростей течения должны выходить на свободную поверхность деформируемого тела, так как иначе невозможно перемещение несжимаемого материала в пластических областях в соответствии с движением обрабатывающего инструмента.

Рассмотренные закономерности характеризуют внутренние свойства сетки линий скольжения. Кроме этих свойств сетка линий скольжения должна удовлетворять условиям на границах рассматриваемого сечения деформируемого тела. На свободную поверхность, а также на контактную поверхность инструмента при отсутствии трения линии скольжения должны выходить под углом $\pi/4$. Если трение на поверхности контакта достигает наибольшей величины (3), допускаемой физическими свойствами деформируемого металла, то одно семейство линий скольжения пересекает контур сечения под углом $\pi/2$, а для второго семейства линия контура является огибающей. При промежуточном значении контактного касательного напряжения углы выхода линий скольжения на контактную поверхность принимают соответствующие промежуточные значения.

Если рассматривается симметричная задача, то касательные напряжения на оси симметрии должны быть равны нулю. Следовательно, линии скольжения должны выходить на ось симметрии под углом $\pi/4$.

На с. 78 работы [7] читаем: "Выше были даны упрощенные представления о деформации срезаемого слоя, происходящей вдоль одной плоскости сдвига. В действительности положение значительно сложнее. Пластическая деформация, т. е. сдвиговые процессы происходят в определенной зоне и согласно пластической механике линии этих сдвигов можно выразить кривыми, пронизывающими зону резания". Далее следует ссылка на рисунок, который мы воспроизводим (рис. 7, *б*).

Своими фразами автор работы [7] хочет показать, что он владеет "пластической механикой", но из рис. 13 ясно видно только то, что он не знает элементарных положений теории линий скольжения, которые мы изложили выше. На свободную поверхность стружки, где трение отсутствует, линии скольжения выходят в точках A и C под углом $\pi/2$, а не $\pi/4$, как должно быть. При движении вдоль линий $0A$—$0B$ и $0B$—$0C$ нарушается первая теорема Генки, так как линии сначала расходятся, а затем вдруг начинают сходиться друг с другом. Линия $0D$ вообще не выходит на поверхность тела, нарушая тем самым возможность перемещения материала в пластической области, характеризуемой этой линией.

Подобные неграмотные "теоретические" исследования, якобы сделанные "согласно пластической механике", лишь вводят в заблуждение резальщиков. Поэтому их не следует принимать во внимание.

Вернемся к теории линий скольжения. Ниже будет показано, что задача построения поля линий скольжения, вообще говоря, не имеет единственного решения. Получение хорошего решения требует значительного опыта и интуиции. Правильно построенное возможное поле линий скольжения, удовлетворяя условиям равновесия, свойствам линий скольжения и заданным граничным условиям в напряжениях, может оказаться не соответствующим кинематическим условиям. Теория пластичности доказывает, что *статически возможным полем линий скольжения, не удовлетворяющим кинематическим условиям, опре-*

деляется нижняя оценка удельной силы деформирования.

Для определения так называемого действительного значения удельной силы деформирования (под этим следует понимать не значение, которое имеет место в реальности, а значение, соответствующее точному решению задачи [3]) необходимо, чтобы поле линий скольжения удовлетворяло и кинематическим условиям. Поэтому для получения соответствующего *полного решения* необходимо строить *поля скоростей*, которые называют также *годографом*. Поля скоростей вместе с тем дают возможность определять направления перемещений деформируемого металла и судить о характере деформированного состояния.

Между годографом и сеткой линий скольжения существует характерная геометрическая связь, которая заключается в ортогональности любого бесконечно малого отрезка линии скольжения к тому бесконечно малому отрезку линии на плане скоростей, которым изображается изменение скоростей точек на рассматриваемом отрезке линии скольжения.

Для примера рассмотрим решение методом линий скольжения задачи о начале внедрения пуансона с плоским торцом при отсутствии трения в заготовку, размеры которой значительно превышают размеры пуансона в поперечном направлении (рис. 8). В академической теории пластичности это решение называют определением сопротивления резанию [26, с. 264] поскольку превышение того значения удельной силы q, которое мы найдем в конце решения, приводит к нарушению пластического равновесия и началу разрезания тела. Результат этого решения также будет использован нами для некоторых последующих выводов.

Так как принято, что контактное трение отсутствует, то линии скольжения должны подходить к рабочей поверхности AB пуансона под углом 45°. Кроме того, как указано выше, линии скольжения должны пересекать ось симметрии также под углом 45°. Поэтому из крайних точек A и B торца пуансона проводим под углом 45° прямые линии скольжения, которые пересекутся в точке C и ограничат участок линий скольжения, примыкающий к торцу пуансона (см. рис. 8, *а*). Справа и слева от пуансона распространяется свободная поверхность деформируемого тела, на которую линии скольжения также должны выходить под углом 45°. Проведем под этим углом из точек A и B предварительные линии AD и BE. Очевидно, что точки A и B являются особыми точками, так как в этих точках напряжения, нормальные к поверхности заготовки, меняются скачком от нуля на свободной поверхности до некоторого конечного значения q на торце пуансона. Проведя из этих точек (см. рис. 8, *б*) окружности радиусами AC и BC, получим границы центрированных полей, соединяющих область линий скольжения, примыкающую к пуансону, с областями, примыкающими к свободной поверхности заготовки.

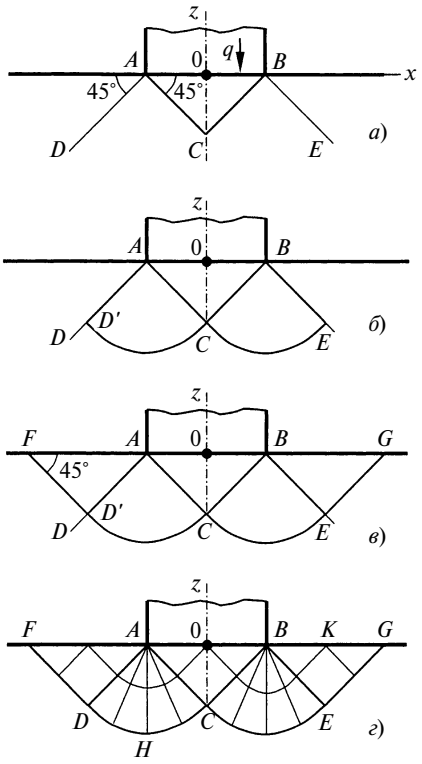


Рис. 8. Этапы построения сетки линий скольжения при внедрении пуансона с плоским торцом в тело больших поперечных размеров

Так как в любую точку свободной поверхности линии скольжения должны выходить под углом 45°, то из точки D' (см. рис. 3, *в*) проводим соответствующую линию в точку F. Аналогично получаем и границу EG в правой части чертежа.

Для наглядного изображения сетки линий скольжения проводим внутри установленной области соответствующие ортогональные прямые, радиусы и окружности, как показано на рис. 8, *г*. Граница между пластической и расположенной ниже жесткой областями определяется линией $FDHCEG$, которая является огибающей одного семейства линий скольжения (пластическую область будем называть также *очагом пластической деформации*). Очевидно, что эта граница является линией разрыва, поскольку выше нее металл течет, а ниже — находится в неподвижном состоянии. Следовательно, касательные напряжения, действующие со стороны жесткой области на эту границу, будут предельными. В полном соответствии с этим все линии другого семейства линий скольжения выходят на эту границу под углом 90°, т. е. построенная сетка является полностью корректной. Полученное поле линий скольжения построил в 1921 г. Л. Прандтль.

Теперь определим удельную силу q, необходимую для начала вдавливания пуансона в заготовку. Поскольку течению металла, выдавливаемого из-под торца пуансона, в поперечном направлении препятствует окружающая жесткая область, то очевидно, что в области BEG (см. рис. 8, *г*) на этот металл будут действовать горизонтальные сжимающие напряжения. С учетом этого для любой точки свободной поверхности BG, например точки K, можно в соответствии с выражением (14) найти гидростатическое давление по формуле

$$\sigma_K = -\frac{\sigma_s}{\sqrt{3}}. \qquad (16)$$

При движении вдоль линии скольжения из точки K в точку 0 на поверхности пуансона в соответствии с выражением (13)

$$\sigma_K - \sigma_0 = \frac{2\sigma_s}{\sqrt{3}}\varphi_{K0}. \qquad (17)$$

Очевидно, что угол наклона рассматриваемой линии скольжения $K0$ относительно оси x изменяется от $+\pi/4$ в точке K до $-\pi/4$ в точке 0.

Следовательно, суммарный угол поворота φ_{K0} при движении по линии скольжения от точки K до точки 0 будет равен $\pi/2$. Подставив это значение и равенство (16) в уравнение (17), найдем гидростатическое давление в точке 0:

$$\sigma_0 = -\frac{\sigma_s}{\sqrt{3}}(1 + \pi). \qquad (18)$$

Подставив равенство (18) и угол $\varphi = -\pi/4$ во второе выражение системы (10), найдем осевое напряжение в точке 0:

$$\sigma_z = -\frac{\sigma_s}{\sqrt{3}}(2 + \pi). \qquad (19)$$

Поскольку угол поворота при движении вдоль любой другой линии скольжения, например из точки G в точку A, также равен $\pi/2$, то напряжения и в этой точке определяются значениями, найденными по формулам (18), (19). Таким образом, осевые напряжения, действующие на торец пуансона, будут постоянны.

С учетом этого удельная сила вдавливания определяется выражением

$$q = |\sigma_z| = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}}(2 + \pi) \approx 3\sigma_s. \qquad (20)$$

В 1950 г. Р. Хилл показал, что решение Прандтля не является единственным, и предложил поле линий скольжения, изображенное на рис. 9, *а*. А в 1956 г. В. Прагер и Ф. Ходж показали, что можно построить решение, являющееся комбинацией решений Прандтля и Хилла (рис. 9, *б*).

Сетки Хилла и Прагера—Ходжа также полностью удовлетворяют всем требованиям, налагаемым на построение полей линий скольжения. Поскольку угол поворота φ_{K0} не меняется и во всех трех случаях будет равен $\pi/2$, то величина удельной силы вдавливания будет одна и та же для всех трех типов сетки.

Если построить поля скоростей (годографы), то они будут различны. Однако все сетки будут удовлетворять кинематическим условиям задачи.

Таким образом, получены три разных точных решения одной и той же задачи. Следовательно, *при использовании модели идеального жесткопластического материала точное решение не единственно.*

Важно обратить внимание на то, что ширина зоны образования наплыва, определяемая отрезком AF, и высота очага пластической деформации, определяемая отрезком AH, во всех трех решениях будут существенно различны (в решении Хилла, например, они будут в 2 раза меньше, чем в решении Прандтля).

Теоретически отдать предпочтение ни одному решению нельзя. Поэтому в качестве критерия предпочтения используют экспериментальные данные. Так как эксперименты показывают, что пластическая деформация зарождается вблизи точек A и B и лишь затем постепенно распространяется к центру пуансона, то наиболее удачной считают сетку Хилла (см. рис. 9, *а*).

При этом Хилл [33] и Джонсон [10] указывают, что согласно экспериментам решение Прандтля имеет большой практический интерес в случае вдавливания достаточно шероховатого пуансона. Нам этот "интерес" представляется весьма сомнительным, поскольку, с одной стороны, при наличии большого трения на торце пуансона сетка Прандтля построена некорректно (она должна выходить на такую поверхность под углом 90°, а не 45°), а с другой стороны, силы вдавливания при полном отсутствии трения и при значительном трении сильно отличаются друг от друга и не могут быть одинаковыми [1].

Рассмотренные решения описывают момент начала внедрения пуансона в тело заготовки. По мере внедрения пуансона сила вдавливания будет меняться. Согласно теории линий скольжения, с определенного момента сетка перестанет выходить на верхнюю горизонтальную поверхность и примет вид, показанный на рис. 10, *а*. Построение этой сетки аналогично показанному на рис. 8, только теперь линии скольжения выходят под углом 45° не к горизонтальной поверхности, а к вертикальной стенке полости. Очевидно, что теперь суммарный угол φ_{K0} поворота линии скольжения при движении от точки K до точки 0 станет равным π. Поэтому удельная сила по ходу внедрения значительно возрастет и станет равной

$$q = |\sigma_z| = \frac{\sigma_s}{\sqrt{3}}(2 + 2\pi) \approx 5\sigma_s. \qquad (21)$$

Следует указать, что не всегда построение сетки линий скольжения, полностью удовлетворяющей всем статическим требованиям и имеющей годограф, удовлетворяющий кинематическим граничным условиям, гарантирует получение корректного решения. Помимо перечисленных требований корректная сетка должна удовлетворять еще и требованию положительности удельной мощности (энергии) пла-

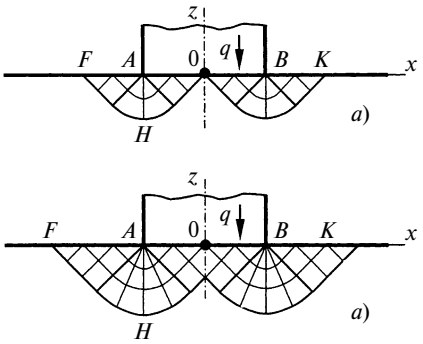


Рис. 9. Решения Хилла (*а*) и Прагера—Ходжа (*б*)

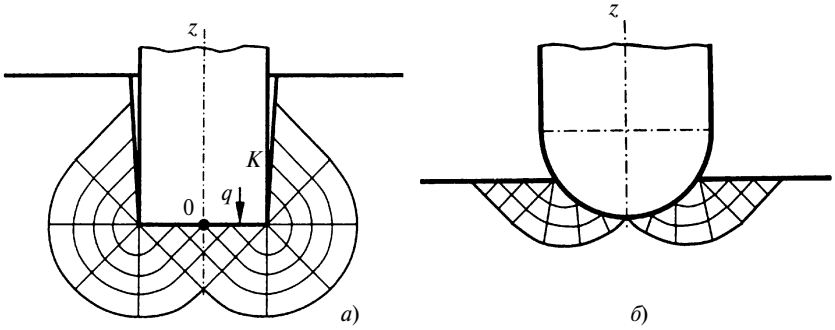


Рис. 10. Сетки линий скольжения при внедрении пуансона в полость (*а*) и при внедрении закругленного пуансона (*б*)

стической деформации. Это требование можно также выразить следующим образом: в любой точке сетки касательные напряжения x и соответствующие им скорости τ угловых деформаций должны иметь одинаковые знаки.

На рис. 10, *б* показана сетка линий скольжения для внедрения закругленного пуансона, которая удовлетворяет имеющимся статическим граничным условиям. Сетка строится подобно рассмотренным выше сеткам при внедрении плоского пуансона и выходит на закругленную поверхность под углом 45°. Очевидно, что в этом случае угол поворота линий скольжения не является одинаковым для различных точек контакта, т. е. величины напряжений на поверхности закругленного пуансона будут переменными. Эту сетку в 1940 г. построил В. В. Соколовский [26]. Если для данной сетки построить годограф скоростей, то он будет удовлетворять кинематическим условиям задачи. Но, несмотря на это, решение задачи не является корректным, что впервые заметил в 1950 г. английский ученый Е. Ли. Дело в том, что касательные напряжения и соответствующие им скорости угловых деформаций имеют разные знаки, что подробно показано в работах [26, 27].

Таким образом, часть решения для напряжений оказывается несовместимой с частью решения для скоростей.

На использование одинакового некорректного поля линий скольжения Соколовским, Шевченко, Каррером, Ансоффом указал и Хилл на с. 203 книги [33]. Хилл также отметил [33, с. 321], что Генки для решения задачи о вдавливании цилиндрического пуансона предположил, что поле линий скольжения будет идентично полю для аналогичной задачи с плоской деформацией. А. Ю. Ишлинский улучшил решение Генки, приняв гипотезу Хаара—Кармана о равенстве промежуточного и одного из двух других главных напряжений и определив соответствующее поле численным интегрированием. Про решение Ишлинского для вдавливания сферического пуансона при испытании твердости Хилл пишет: "Такие вычисления имеют небольшое или не имеют никакого значения, так как гипотеза Хаара—Кармана для металлов физически нереальна, и она вводит ошибку неизвестной величины".

Для сведения укажем, что лишенное перечисленных недостатков решение значительно более сложной, чем плоская, объемной осесимметричной задачи вдавливания цилиндрического пуансона со сферическим торцом изложено в работе [6]. Вместо метода характеристик там была использована наиболее строгая теория пластического течения. Полученные поля напряжений и скоростей полностью согласованы друг с другом и везде удовлетворяют требованию положительности удельной мощности пластической деформации. Впервые найдены не малые, а конечные накопленные деформации в любой точке очага пластической деформации. Также впервые установлена зависимость размеров очага от кривой упрочнения конкретного материала заготовки. Впервые учтен и произвольный (а не только нулевой или максимальный) коэффициент контактного трения. Расчетные выражения, полученные в результате решения, по сравнению с известными ранее дают наиболее высокую сходимость с десятками независимых экспериментальных данных [1] (максимальное расхождение при определении силы процесса составило всего 7,8 %, а среднее расхождение — 3 %).

Теперь рассмотрим определение скорости деформации и накопленной деформации при использовании метода линий скольжения. Для дальнейшего анализа процессов резания особую важность имеют поверхности разрыва скоростей, которые не противоречат системе уравнений пластического равновесия, если сохраняется сплошность материала, обеспечиваемая непрерывностью скоростей, нормальных к поверхности разрыва.

Для примера рассмотрим типовую схему резания, показанную на рис. 11. Процесс резания чаще всего схематизируется в виде одной плоскости сдвига, характеризуемой штриховой линией *AB*. При этом предполагается, что частица материала заготовки, двигавшаяся в точке *M* навстречу резцу со скоростью v_0, попав после пересечения границы *AB* в точку *N*, резко меняет направление своего движения и начинает двигаться параллельно образующей стружки со скоростью v_1.

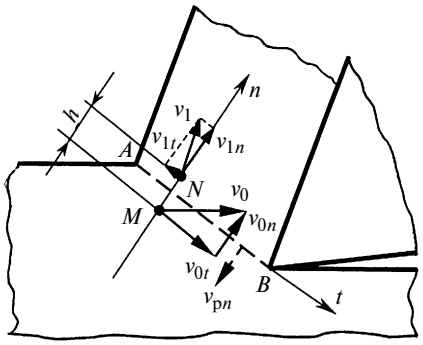


Рис. 11. Схема разрыва скоростей в типовой расчетной схеме резания

Разложим скорости v_0 и v_1 на направления нормали n и касательной t к линии *AB*. По условию сплошности необходимо, чтобы выполнялось равенство

$$v_{0n} = v_{1n}. \qquad (22)$$

Из рис. 11 видно, что при пересечении границы *AB* происходит разрыв касательных составляющих скоростей. Суммарная величина этого разрыва

$$\Delta v = |v_{0t} \pm v_{1t}|. \qquad (23)$$

В выражении (23) берется знак "+", если скорости v_{0t} и v_{1t} направлены в разные стороны, и знак "−", если их направление одинаково.

Таким образом, при пересечении линии разрыва (которая может являться линией скольжения) малый элемент материала резко изменяет направление своего движения и внезапно подвергается конечному сдвигу в направлении линии разрыва. В реальности, конечно, существует некоторая область перехода толщиной h, в которой происходит изменение направления скорости. Однако в теории линий скольжения считается, что эта область имеет неограниченно малую толщину $h \to 0$. Поэтому скорость η_{nt} сдвиговой деформации и интенсивность ξ_i скоростей деформации на поверхности разрыва

неограниченно велики, а касательные напряжения максимальны:

$$\eta_{nt} = \Delta v/h \to \infty; \qquad (24)$$

$$\xi_i = \eta_{nt}/\sqrt{3} \to \infty; \qquad (25)$$

$$\tau_{nt} = \sigma_s/\sqrt{3}\,. \qquad (26)$$

Следует указать, что поверхность разрыва может быть стационарной, т. е. не меняющей своего положения в процессе деформации ($v_{pn} = 0$), но может быть и нестационарной, т. е. подвижной. В последнем случае перемещение любой точки поверхности разрыва характеризуется соответствующей нормальной скоростью v_{pn}.

В общем случае накопленная деформация в элементарном объеме материала, прошедшего через поверхность разрыва скоростей, определяется выражением

$$e_i = \frac{\Delta v}{\sqrt{3}\left|v_{0n} \pm v_{pn}\right|}\,. \qquad (27)$$

В этом выражении знак "+" соответствует противоположному направлению скоростей v_{0n} и v_{pn}, а знак "–" — одинаковому направлению.

При резании линия сдвига AB обычно считается стационарной, т. е. $v_{pn} = 0$. В этом случае частица металла, пересекающая линию разрыва в точке B, упрется в острие резца, в связи с чем $v_{0n} = 0$. Тогда из формулы (27) следует, что при такой теоретической модели накопленная деформация в точке, соприкасающейся с острием резца, равна бесконечности. Такой результат получается в некоторых, рассматриваемых далее, теориях резания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Воронцов А. Л.** Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение, 2004. 721 с.
2. **Воронцов А. Л.** Теория малоотходной штамповки. М.: Машиностроение, 2005. 859 с.
3. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. Т. 1. М.: Машиностроение, 2006. 474 с.
4. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. Т. 2. М.: Машиностроение, 2006. 397 с.
5. **Воронцов А. Л.** Технологические задачи теории пластичности. Т. 3. М.: Машиностроение, 2006. 475 с.
6. **Воронцов А. Л.** Анализ кинематического, напряженного и деформированного состояний заготовки при вдавливании цилиндрического пуансона в полупространство // Вестник машиностроения. 1998. № 7. С. 44—47.
7. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.
8. **Гордон Дж.** Конструкции или почему не ломаются вещи. М.: Мир, 1980. 390 с.
9. **Гун Г. Я.** Теоретические основы обработки металлов давлением. М.: Металлургия, 1980. 456 с.
10. **Джонсон У., Меллор П.** Теория пластичности для инженеров. М.: Машиностроение, 1979. 567 с.
11. **Ильюшин А. А.** Некоторые вопросы теории пластического течения // Изв. АН СССР. 1958. № 2. С. 20—33.
12. **Ильюшин А. А.** Труды. Т. 1. М.: Физматлит, 2003. 352 с.
13. **Исаченков Е. И.** Контактное трение и смазка в процессах обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1978. 208 с.
14. **Качанов Л. М.** Основы теории пластичности. М.: Наука, 1969. 420 с.
15. **Ковка** и штамповка: Справочник / Под ред. Е. И. Семенова. Т. 3. Холодная объемная штамповка / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение. 1987. 384 с.
16. **Колмогоров В. Л.** Напряжения, деформации, разрушение. М.: Металлургия, 1970. 229 с.
17. **Комаров В. А.** Повышение эффективности технологических процессов на основе совершенствования обработки резанием. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 164 с.
18. **Кроха В. А.** Кривые упрочнения металлов при холодной деформации. М.: Машиностроение, 1968. 131 с.
19. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации: Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.
20. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.
21. **Малинин Н. Н.** Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 400 с.
22. **Мороз Л. С.** Механика и физика деформаций и разрушения материалов. Л.: Машиностроение, 1984. 224 с.
23. **Павлов П. А.** Механические состояния и прочность материалов. Л.: Изд-во Ленинградского ун-та, 1980. 176 с.
24. **Пластичность** и разрушение / В. Л. Колмогоров, А. А. Богатов, Б. А. Мигачев и др. М.: Металлургия, 1977. 336 с.
25. **Смирнов-Аляев Г. А.** Сопротивление материалов пластическому деформированию. Л.: Машиностроение, 1978. 368 с.
26. **Соколовский В. В.** Теория пластичности. М.: Высшая школа, 1969. 608 с.
27. **Степанский Л. Г.** Расчеты процессов обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1979. 215 с.
28. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1977. 423 с.
29. **Теория** обработки металлов давлением / И. Я. Тарновский, А. А. Поздеев, О. А. Ганаго и др. М.: Металлургиздат, 1963. 672 с.
30. **Тимошенко С. П., Гудьер Дж.** Теория упругости. М.: Наука, 1979. 560 с.
31. **Томленов А. Д.** Теория пластического деформирования металлов. М.: Металлургия, 1972. 408 с.
32. **Феодосьев В. И.** Сопротивление материалов. М.: Наука, 1970. 544 с.
33. **Хилл Р.** Математическая теория пластичности. М.: ГИТТЛ, 1956. 407 с.
34. **Холодная** объемная штамповка: Справочник / Под ред. Г. А. Навроцкого. М.: Машиностроение, 1973. 496 с.
35. **Инструмент** для станков с ЧПУ, многоцелевых станков и ГПС / И. Л. Фадюшин, Я. А. Музыкант, А. И. Мещеряков, А. Р. Маслов. М.: Машиностроение, 1990. 272 с.
36. **Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Анализ решений, выполненных методом конечных элементов // Производство проката. 2004. № 4. С. 3—11.
37. **Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Надежность метода конечных элементов // Справочник. Инженерный журнал. 2004. № 6. С. 13—12.
38. **Макаров А. Д.** Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976. 278 с.
39. **Резников А. Н.** Теплофизика резания. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.
40. **Рыжкин А. А.** Теплофизические процессы при изнашивании инструментальных режущих материалов. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2005. 311 с.
41. **Овчинников А. Г.** Основы теории штамповки выдавливанием на прессах. М.: Машиностроение, 1983. 200 с.
42. **Полетика М. Ф.** Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. М.: Машиностроение, 1969. 148 с.
43. **Силин С. С.** Метод подобия при резании материалов. М.: Машиностроение, 1979. 152 с.
44. **Талантов Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение, 1992. 240 с.
45. **Кривоухов В. А., Чубаров А. Д.** Обработка резанием титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1970. 180 с.
46. **Кувшинский В. В.** Фрезерование. М.: Машиностроение, 1977. 240 с.
47. **Пронкин Н. Ф.** Протягивание труднообрабатываемых материалов. М.: Машиностроение, 1978. 119 с.
48. **Динамика** процесса резания металлов // Сб. тр. ЭНИМСа // Под ред. А. И. Каширина. М.: Машгиз, 1953. 188 с.
49. **Справочник** технолога-машиностроителя. Т. 2. / Под ред. А. Г. Косиловой и Р. К. Мещерякова. М.: Машиностроение, 1985. 496 с.
50. **Бронштейн И. Н., Семендяев К. А.** Справочник по математике. М.: ГИТТЛ, 1956. 608 с.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 658

Л. Д. РЕВУЦКИЙ, канд. техн. наук (Российское общество оценщиков, г. Москва)

Методы определения уровней экономического развития и роста предприятия, потенциала, темпов, динамики, планов и прогнозирования изменения этих показателей

Предложены простейшие методы определения показателей экономического (производственного и коммерческого) развития, экономического роста, потенциалов, доразвития предприятия, темпов, динамики, планов и прогнозирования изменения этих показателей во времени. Представлены формулы для установления нормативных значений показателей доходо- и прибылепроизводительности предприятия, рассматриваемых в качестве прогрессивных параметров управления экономической результативностью и эффективностью его производственной деятельности. Без учета этих показателей не могут быть приняты обоснованные управленческие решения и нельзя оценить реальную рыночную стоимость предприятия.

Общеизвестно, что любое нормальное предприятие работает на пике экономической результативности и эффективности, оптимального для него баланса доходов и активов только в том случае, когда его производственные ресурсы и возможности используются в полную силу, т. е. когда его производственная мощность и продуктивность доведены до нормативных значений. Также известно, что в экономике контролировать и регулировать можно лишь те показатели, которые поддаются однозначному количественному измерению. К таким показателям, характеризующим, в частности, экономическую результативность работы предприятий, обычно называемыми параметрами управления этими хозяйственными объектами, безусловно, относятся показатели уровней их экономического развития и экономического роста. Разница между этими вроде бы идентичными показателями будет показана ниже.

До последнего времени из двух упомянутых выше показателей в практическом пользовании был только показатель уровня экономического роста предприятия, потому что его умели определять.

Показатель уровня экономического развития предприятия устанавливать не умели, поэтому если это словосочетание и употребляли, то как синоним уровня экономического роста предприятия, что было неосознанной ошибкой.

Результаты недавних научных исследований в области методологии оценивания производственного и производительного потенциала, а также рыночной стоимости предприятий, опубликованные в монографиях [1, 2], позволяют четко разграничить понятия уровней экономического развития и экономического роста предприятия и предложить элементарные формулы для их определения.

Вместо факта развития или роста могут наблюдаться спад (падение), стагнация (стабилизация) и даже остановка производства на предприятии.

Будем считать, что понятие "спад" эквивалентно понятиям "развитие" или "рост" с отрицательным знаком (со знаком "минус"), а понятие "стагнация" — нулевому развитию или росту, поэтому чтобы не повторяться, во всех случаях ограничимся употреблением только понятий "развитие" и "рост".

Обязательного уточнения для практической конкретизации и идентификации требуют сами понятия уровней экономического развития ($У_{эрп}$) и экономического роста предприятия ($У_{рэп}$).

Если предприятие продает (реализует) все, что производит, то в таких условиях вполне правомерно употребление показателей $У_{эрп}$ и $У_{рэп}$. Когда объемы производимой и реализуемой готовой продукции, выполняемых работ и оказываемых услуг (в дальнейшем по тексту — продукции) не одинаковы, необходимо различать уровни производственного(производственно-экономического) и коммерческого развития или роста этого предприятия ($У_{прп}$ и $У_{крп}$).

Показатели $У_{прп}$ и $У_{крп}$ определяются по соотношениям:

$$У_{прп} = О_{пф}/Д_{пн};\ У_{крп} = О_{рф}/Д_{пн}, \qquad (1)$$

где $О_{пф}$ и $О_{рф}$ — соответственно годовые объемы производства и реализации продукции предприятия в стоимостном выражении, тыс. руб или тыс. у. д. е. (условных денежных единиц). По своей физической сущности $О_{пф}$ и $О_{рф}$ являются соответствующими показателями фактически произведенного и в действительности полученного годового дохода предприятия. При этом $О_{пф}$ характеризует валовой доход, а $О_{рф}$ — доход, полученный от реализации товарной продукции; $Д_{пн}$ — нормативная годовая доходопроизводительность (экономическая результативность работы) предприятия, тыс. руб или тыс. у. д. е.

Как указывалось выше, при $О_{пф} = О_{рф}$ имеет место тождество:

$$У_{прп} = У_{крп} = У_{эрп}.$$

Показатели $О_{пф}$ и $О_{рф}$ заимствуются из годовой бухгалтерской или управленческо-экономической отчетности предприятия.

Нормативную годовую валовую доходопроизводительность предприятия ($Д_{пн}$) можно подсчитать по формуле

$$Д_{пн} = М \cdot Ч_{ср} Р_{св} Ф_{св} К_{ирвсв} (1 - К_{рсв}) К_{эсв} \cdot Д_{н\text{-}ч}, \quad (2)$$

где $М$ — число наименований структурных рабочих мест основных работ производства продукции на предприятии ($СРМ_{орп}$); $Ч_{ср}$ — среднее число $СРМ_{орп}$ одного и того же наименования; $Р_{св}$ — средневзвешенное число персональных рабочих мест основных производственных рабочих ($ПРМ_{опр}$) на одном $СРМ_{орп}$; $Ф_{св}$ — средневзвешенный годовой фонд рабочего времени одного $СРМ_{орп}$ предприятия при двухсменном режиме (или иных нормативных режимах) его использования; $К_{ирвсв}$ — средневзвешенное нормативное значение коэффициента эффективности использования рабочего времени каждого $СРМ_{орп}$; $К_{рсв}$ — средневзвешенное нормативное значение коэффициента резервирования производственной мощности $СРМ_{орп}$; $К_{эсв}$ — средневзвешенное нормативное значение коэффициента учета масштаба(размеров) производства на предприятии (коэффициента нормативной трансформации человеко-часов в нормо-часы производственных трудозатрат); $Д_{н\text{-}ч}$ — удельная нормативная доходопроизводительность работы предприятия в расчете на один нормо-час затрат труда его основных производственных рабочих (в общепринятом понимании $Д_{н\text{-}ч}$ — это нормативная либо фактическая рыночная стоимость одного нормо-часа работы предприятия).

Произведение первых семи членов формулы (2) представляет собой выражение для определения нормативной производственной мощности (производственного потенциала) предприятия. Размерность этого показателя — нормо-часы в год.

Конкретные значения части элементов формулы (2), например $М$ и $Ч_{ср}$, получают непосредственно на рассматриваемом предприятии, остальных — находят в соответствующей проектной, нормативно-технической и директивной документации, разработанной для предприятий подобного типа, назначения и размера. Для расчета величины $Д_{н\text{-}ч}$ используют соответствующие данные бухгалтерской и экономической отчетности, а также управленческого учета на предприятии.

Под $СРМ_{орп}$ предприятия понимается элемент его пространственной производственно-технологической структуры, т. е. технически и технологически необходимое, организационно и экономически обусловленное, обособленное, первичное, неделимое структурное звено производства. $СРМ_{орп}$ — это первоначальное место возникновения издержек и производства валового дохода и прибавочного продукта в виде прибыли, а также создания и сосредоточения производственного потенциала и потенциальной продуктивности предприятия.

Персональное рабочее место основного производственного рабочего предприятия ($ПРМ_{опр}$) — это пространственная зона трудовой деятельности одного такого рабочего.

Совершенно очевидно, что величина $Д_{пн}$ прямо пропорциональна нормативной численности $ПРМ_{опр}$.

Если предприятие находится на завершающей стадии срока эксплуатации (жизненного цикла), когда начинает проявляться экономический износ его производственного и производительного потенциала, то в соотношениях (1) вместо $Д_{пн}$ следует использовать показатель $Д_{пн}(1 - И_{э})$:

$$У_{прп} = О_{пф}/Д_{пн}(1 - И_{э}); \; У_{крп} = О_{рф}/Д_{пн}(1 - И_{э}), \quad (3)$$

где $И_{э}$ — экономический износ предприятия, отражающий не устраняемую по соображениям экономической невыгодности потерю части его нормативной продуктивности и, в частности, нормативной доходопроизводительности ($\#Д_{пн}$) в результате интенсивного старения активной части его производственных основных фондов и нецелесообразности их обновления перед предстоящим списанием и утилизацией этих фондов:

$$И_{э} = \#Д_{пн}/Д_{пн} = \#Ч_{л}Р_{л}/МЧ_{ср}Р_{св}, \quad (4)$$

где $Ч_{л}$ и $Р_{л}$ — соответственно число $СРМ_{орп}$, вышедших из строя и не возобновляемых в преддверии предстоящей ликвидации в связи с завершением срока эксплуатации, и средневзвешенное число $ПРМ_{орп}$ на каждом из этих СРМ.

Когда $У_{прп}$ и $У_{крп}$ меньше 0,5, вместо $Д_{пн}$, обычно рассчитываемой для двухсменного режима работы предприятия, может быть использован показатель $Д_{пн}/2$ его нормативной доходопроизводительности при постоянной работе в одну рабочую смену (такой режим может быть экономически вынужденным или директивным по состоянию внешней среды):

$$У_{прп(1)} = О_{пф(1)}/0{,}5Д_{пн}; \; У_{крп(1)} = О_{рф(1)}/0{,}5Д_{пн}. \quad (5)$$

С другой стороны, когда предприятие, рассчитанное на двухсменный режим производственной деятельности, работает в 3—4 смены (круглосуточно), то для определения рассматриваемых показателей используют соотношения:

$$У_{прп(3)} = О_{пф(3)}/1{,}5Д_{пн}; \; У_{крп(3)} = О_{рф(3)}/1{,}5Д_{пн}. \quad (6)$$

Иногда для определения уровня результативности работы административно-управленческого персонала предприятия в условиях сложившейся хозяйственной дезорганизации (деградации) части его производства, когда должным образом не используется даже тот скукоженный производственный потенциал, который еще остался, показатели $У_{прп(д)}$ и $У_{крп(д)}$ определяют, учи-

тывая фактический эксплуатационный износ ($И_{экс}$) этого объекта:

$$У_{прп(д)} = О_{пф(д)}/Д_{пн}(1 - И_{экс});$$
$$У_{крп(д)} = О_{рф(д)}/Д_{пн}(1 - И_{экс}). \quad (7)$$

Эксплуатационный износ предприятия представляет собой сумму его организационного ($И_о$) и экономического ($И_э$) износов.

Величину $И_{экс}$ устанавливают по соотношению $И_{экс} = \#Р_{нс}/Р_н$, где $\#Р_{нс}$ и $Р_н$ — соответственно число уже не существующих и нормативное число $ПРМ_{опр}$ на рассматриваемом предприятии.

Потеря части $ПРМ_{опр}$ в результате эксплуатационного износа предприятия, как правило, обусловлена консервацией, разукомплектованием, сдачей в аренду, ликвидацией, продажей либо передачей с баланса на баланс другому производственному объекту соответствующей части его $СРМ_{орп}$.

Оценки потерь части $Д_{нп}$ в результате экономического и эксплуатационного износов предприятия по утраченным и нормативным численностям $ПРМ_{опр}$ теоретически гораздо грубее оценок показателей потерянной части $Д_{пн}$ по формуле, аналогичной выражению (2), но вполне пригодны для практических расчетов рациональных параметров управления результативностью его работы $У_{прп}$ и $У_{крп}$.

Величину износов $И_э$ и $И_{экс}$ оценивают в долях от единицы или в процентах. Если эти показатели оценивают в процентах, то в соотношениях (3) и (7) вместо них указывают отношения $И_э/100$ и $И_{экс}/100$.

Следует еще раз подчеркнуть, что показатели $У_{эрп}$($У_{прп}$ и $У_{крп}$) определяются только по годовым значениям $О_{пф}$, $О_{рф}$ и $Д_{пн}$. Разные периоды меньшей или большей продолжительности обычно дают существенный разброс оцениваемых уровней, обусловленный, в частности, влиянием на величину показателей $О_{пф}$ и $О_{рф}$ факторов сезонности спроса на выпускаемую продукцию и неравномерности распределения числа рабочих дней в различные периоды календарного времени.

При более глубоком анализе уровней $У_{эрп}$ ($У_{прп}$ и $У_{крп}$) целесообразно оценивать эти уровни отдельно для основного(профилирующего) и побочного производств выпускаемой предприятием продукции ($У_{прп.\ оп}$ и $У_{прп.\ пп}$, $У_{крп.\ оп}$ и $У_{крп.\ пп}$), учитывая в свою очередь, что $О_{пф} = О_{пф.\ оп} + О_{пф.\ пп}$, а $О_{рф} = О_{рф.\ оп} + О_{рф.\ пп}$. Метод разделения показателя $Д_{пн}$ на два слагаемых элемента $Д_{пн.\ оп}$ и $Д_{пн.\ пп}$ (по основному и побочному производствам продукции) подробно изложен в работе [1].

Таким образом:

$$\left.\begin{aligned} У_{прп.\ оп} &= О_{пф.\ оп}/Д_{пн.\ оп};\\ У_{прп.\ пп} &= О_{пф.\ пп}/Д_{пн.\ пп};\\ У_{крп.\ оп} &= О_{рф.\ оп}/Д_{пн.\ оп};\\ У_{крп.\ пп} &= О_{рф.\ пп}/Д_{пн.\ пп}. \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Соотношения (1), (3), (5)—(8) абсолютно справедливы и верны только в тех случаях, когда значения показателей валовой и товарной нормативной доходопроизводительности предприятия одинаковы.

Если же эти показатели по величине отличаются друг от друга, т. е. товарная $Д_{пн}$ меньше валовой, то для повышения точности расчетов величины показателей $У_{крп}$, $У_{крп.оп}$ и $У_{крп.\ пп}$, вместо показателей $Д_{пн}$, $Д_{пн.\ оп}$ и $Д_{пн.\ пп}$ нормативной валовой доходопроизводительности предприятия целесообразно использовать соответствующие показатели его товарной доходопроизводительности.

Наряду с показателями $О_{пф}$, $О_{рф}$ и $Д_{пн}$, с помощью которых оценивают относительную результативность работы предприятия, для определения значений $У_{прп}$ и $У_{крп}$ целесообразно использовать показатели $П_{пф}$, $П_{рф}$ и $П_{пн}$. Эти показатели характеризуют соответственно фактические годовые объемы произведенной и реально полученной балансовой прибыли и нормативную годовую балансовую прибылепроизводительность предприятия. При использовании этих показателей определяется не относительная результативность, а относительная экономическая эффективность его производственной деятельности.

Для определения показателя $П_{пн}$ может быть использована формула, аналогичная формуле (2), в которой показатель $Д_{н\text{-}ч}$ заменяется на показатель $П_{н\text{-}ч}$, т. е. на балансовую прибыль предприятия, приходящуюся на один нормо-час затрат труда его основных производственных рабочих. Значения показателей $П_{пн}$ обычно устанавливают нормативно-расчетным методом либо используют его фактическую рыночную величину.

На основании приведенных выше рассуждений можно сделать, по крайней мере, четыре нетривиальных заключения:

1. Уровни $У_{прп}$ и $У_{крп}$ предприятий по своему социально-экономическому содержанию сродни общеизвестным и общепринятым для практического применения уровням (процентам) выполнения соответственно производственных норм (норм выработки, норм выпуска продукции) их основными производственными рабочими и норм интервальной реализации произведенной продукции, наличие и ежесменный (ежедневный) контроль которых всегда, при любых обстоятельствах, обеспечивал и обеспечивает значительное повышение результативности и экономической эффективности работы конкретных бизнес-объектов.

2. Целесообразно систематически контролировать не только величину показателей $У_{прп}$ и $У_{крп}$, но и значения подобного рода уровней для каждого производственного подразделения предприятия (филиала, цеха, зоны, участка, отделения, бригады и т. д.) вплоть до отдельных $СРМ_{орп}$.

3. Точно так же, как размеры оплаты труда основных производственных рабочих передовых предприятий поставлены в прямую зависимость от уровня выполнения производственных норм, а для работников службы сбыта — от уровня выполнения норм реализации продукции, заработная плата членов управленческой команды промышленных объектов, безусловно, должна зависеть от фактически достигнутых значений показателей $У_{прп}$ и $У_{крп}$, а также темпов и динамики их увеличения.

4. Встраивание в существующие системы экономического анализа производственной деятельности предприятий учета и контроля показателей $У_{эрп}$ ($У_{прп}$ и $У_{крп}$) и аналогичных показателей по их подразделениям и автономным $СРМ_{орп}$ дает возможность не только добиваться значительного роста продуктивности анализируемых объектов, но и осуществлять научно обоснованное, корректное рейтингование (разделение) предприятий и их отдельных подразделений на передовые, средние и отстающие, а также оценивать уровень профессионализма (квалификации), личного мастерства, творческих успехов, эффективности работы всех членов их управленческих команд, начиная с руководителей высшего звена и заканчивая бригадирами и мастерами производственных бригад.

Хочется выразить твердую надежду и глубокое убеждение в том, что рано или поздно предлагаемые показатели $У_{эрп}$ ($У_{прп}$ и $У_{крп}$) получат заслуженное признание у производственной и научной общественности и найдут широкое практическое применение на действующих предприятиях народного хозяйства страны. Самым весомым результатом практического освоения этих показателей в качестве параметров управления результативностью и эффективностью работы предприятий будет значительное ускорение роста внутреннего валового продукта, национального богатства, всей отечественной экономики. Конечным итогом этого процесса станет заметное повышение, а в дальнейшем и нормализация уровня жизни (благосостояния) нашего народа.

Методы и процедуры определения показателей уровня экономического (производственного и коммерческого) роста предприятий, соответственно $У_{рэп}$ ($У_{пэрп}$ и $У_{кэрп}$), гораздо проще рассмотренных выше методов (технологии) оценивания величин $У_{прп}$ и $У_{крп}$. Значения показателей $У_{пэрп}$ и $У_{кэрп}$ в долях от единицы (но лучше в процентах) находят по соотношениям:

$$У_{пэрп} = О_{пф.\ роп}/О_{пф.\ поп};\ У_{кэрп} = О_{рф.\ роп}/О_{рф.\ поп}, \quad (9)$$

где $О_{пф.\ роп}$, $О_{рф.\ роп}$ и $О_{пф.\ поп}$, $О_{рф.\ поп}$ — соответственно фактические стоимостные объемы производства и реализации готовой продукции на предприятии за отчетный период рассматриваемого года и аналогичный отчетный период предыдущего года либо такой же по продолжительности предшествующий период текущего года.

Когда значения показателей $У_{пэрп}$ и $У_{кэрп}$ устанавливают в процентах, соотношения (9) умножают на 100. Если предприятие реализует все, что производит, то $У_{рэп} = У_{пэрп} = У_{кэрп}$.

Рассматриваемыми отчетными периодами для показателей $У_{пэрп}$ и $У_{кэрп}$, в отличие от ранее представленных показателей $У_{прп}$ и $У_{крп}$, могут быть любые периоды календарного времени (недели, декады, месяцы, кварталы, полугодия, годы, двухлетия, пятилетия, десятилетия и др.). Естественно, что в качестве базы для сравнения в рамках текущего отчетного года можно использовать отчетные периоды с продолжительностью не более полугода.

Например, если в третьем квартале текущего года предприятием было произведено и реализовано продукции соответственно на 3,6 и 3,0 млн руб., а во втором квартале — на 3,3 и 2,7 млн руб., то значения показателей $У_{пэрп}$ и $У_{кэрп}$ для сравниваемых периодов календарного времени составят соответственно 1,09 и 1,11 (109 и 111 %).

Интересен тот факт, что при продолжительности текущего и прошлого отчетных периодов, равной одному году, и при условии, что $Д_{пн.\ роп} = Д_{пн.\ поп}$, значения показателей (соответственно $У_{прп}$ и $У_{пэрп}$, а также $У_{крп}$ и $У_{кэрп}$) одинаковы.

Для определения показателей $У_{пэрп}$ и $У_{кэрп}$ необязательно, чтобы сравниваемые отчетные периоды работы предприятия следовали друг за другом (отчетный рассматриваемый и прошедший годы, отчетный и предшествующий месяц текущего года и т. д.). При необходимости с целью получения аналитических материалов справочного характера для сопоставления значений показателей $О_{пэрп.\ роп}$ и $О_{пэрп.\ поп}$, $О_{кэрп.\ роп}$ и $О_{кэрп.\ поп}$ могут быть использованы любые равные по продолжительности отчетные периоды прошлого, настоящего и даже будущего (по соответствующим прогнозам) календарного времени, но информационная ценность такого сопоставления для последующего принятия эффективных управленческих решений будет ограниченной, так как экономическое положение предприятия в промежутках между отчетными интервалами времени может быть неравномерным депрессивным, стагнационным либо улучшающимся, и результаты такого сравнения будут неопределенными, смазывающими реальную картину роста экономики предприятия.

Показатели $У_{пэрп}$ и $У_{кэрп}$, так же как и показатели $У_{прп}$ и $У_{крп}$, являются параметрами управления экономикой предприятия и, в отличие от последних, широко используются в настоящее время, например, для планирования результатов его работы на предстоящий отчетный период, однако по своему качеству эти показатели являются второсортными по значимости, прогрессивности и эффективности, так как они могут создавать иллюзию успешности работы предприятия, когда на самом деле оно находится в состоянии глубокого экономического кризиса — на грани банкротства. Действительно, если, например, уровни производственного и коммерческого развития рассматриваемого предприятия в отчетном году составляют соответственно 5 и 4,7 %, а соответствующие уровни его экономического роста в этом году равны 10 и 9 % по сравнению с прошлым годом, то этот весьма значительный рост практически мало что меняет в его неудовлетворительном экономическом состоянии, так как показатель $У_{прп}$ этого предприятия за сравниваемые годы вырос всего лишь на 0,45 % (с 4,55 до 5 %), а $У_{крп}$ — на 0,4 % (с 4,3 до 4,7 %).

При работе предприятия на уровнях экономического развития 90 ÷ 95 % даже 1 % его производственного и коммерческого роста обеспечивается огромными усилиями управляющей команды этого объекта и дает высокие прибавки товаропроизводительности, доходопроизводительности и прибылепроизводительности.

По значениям элементов соотношений (1) можно определить соответствующие потенциалы производственного и коммерческого развития (доразвития) предприятия до нормального экономического состояния.

Абсолютная величина этих потенциалов (соответственно $П_{пдп}$ и $П_{кдп}$), т. е., другими словами, потенциалов повышения показателей $О_{пф}$ и $О_{рф}$ до достижения нормативной доходопроизводительности $Д_{пн}$ либо показателей $П_{пф}$ и $П_{рф}$ до достижения нормативной прибылепроизводительности $П_{пн}$ устанавливается по разностям:

$$П_{пдп} = Д_{пн} - О_{пф} = Д_{пн}(1 - У_{прп});$$
$$П_{кдп} = Д_{пн} - У_{крп} = Д_{пн}(1 - У_{крп});$$

$$П_{пдп} = П_{пн} - П_{пф} = П_{пн}(1 - У_{прп});$$
$$П_{кдп} = П_{пн} - У_{крп} = П_{пн}(1 - У_{крп}).$$

Относительная величина этих потенциалов

$$П_{пдп}/Д_{пн} \text{ (или } П_{пн}) = (1 - У_{прп})100\ \%;$$
$$П_{кдп}/Д_{пн} \text{ (или } П_{пн}) = (1 - У_{крп})100\ \%.$$

В разных случаях используются такие поправки к величине валовой и товарной $Д_{пн}$ либо к $П_{пн}$, которые необходимы в конкретных ситуациях: с учетом и без учета $И_э$ и $И_{экс}$; для разных режимов сменности работы предприятия; раздельно для основного и побочного производства продукции и т. д. Относительные значения рассматриваемых потенциалов, которые по своей физической сути являются соответствующими уровнями экономической недоразвитости предприятия, могут быть выражены и в долях от единицы.

В свою очередь, абсолютные значения потенциалов экономического (производственного и коммерческого) роста предприятия до уровня нормального использования его производственных возможностей напрямую зависят от выбранной продолжительности отчетного периода:

$$П_{пэрп.\ оп} = Д_{пн.\ оп} - О_{пф.\ оп} = Д_{пн.\ оп}(1 - У_{пэрп});$$

$$П_{кэрп.\ оп} = Д_{пн.\ оп} - О_{рф.\ оп} = Д_{пн.\ оп}(1 - У_{кэрп}).$$

Относительные величины этих потенциалов равны соответственно:

$$П_{пэрп}/Д_{пн.\ оп} = 1 - У_{пэрп};\ П_{кэрп}/Д_{пн.\ оп} = 1 - У_{кэрп}.$$

Если отчетный период для рассматриваемого предприятия принят равным одному году, когда $Д_{пн} = Д_{пн.оп}$, значения потенциалов $П_{пдп}$, $П_{кдп}$ и $П_{прп}$, $П_{крп}$ соответственно равны друг другу.

Когда продолжительность отчетного периода равна, например, одному месяцу текущего года, то

$$П_{пэрп(1)} = Д_{пн}/12 - О_{пф(1)};$$
$$П_{кэрп(1)} = Д_{пн}/12 - О_{рф(1)}.$$

Более точные месячные значения показателя $Д_{пн(м)}$ получают при учете числа рабочих дней в отчетном месяце. Если это число равно 18 дням, то месячное значение нормативной доходопроизводительности равно $Д_{пн}/14$, а для месяца с 23 рабочими днями — $Д_{пн}/11$. Значения $О_{пф(1)}$ и $О_{рф(1)}$ автоматически связаны с числом рабочих дней в рассматриваемом месяце.

При необходимости для определения значений показателей $П_{пэрп}$ и $П_{кэрп}$ предприятий могут быть использованы показатели $П_{пф}$, $П_{рф}$ и $П_{пн}$.

Темпы (темп) экономического (производственного и коммерческого) развития предприятия ($Т_{прп}$ и $Т_{крп}$), характеризующие скорость (интенсивность) изменения этих показателей за сравниваемые интервалы календарного времени, определяют в процентах путем сопоставления соответствующих уровней его развития за смежные, примыкающие друг к другу отчетный (индекс "ог") и предшествующий ему (индекс "пг") годы.

Для этих целей используют представленные в общем виде соотношения:

$$\left.\begin{aligned} Т_{прп} &= \{[О_{пф.\ ог}/О_{пф.\ пг} \times \\ &\times Д_{пн.\ пг}/Д_{пн.\ ог}] - 1\}100,\ \%; \\ Т_{крп} &= \{[О_{рф.\ ог}/О_{рф.\ пг} \times \\ &\times Д_{пн.\ пг}/Д_{пн.\ ог}] - 1\}100,\ \%. \end{aligned}\right\} \quad (10)$$

В другой записи эти соотношения выглядят следующим образом:

$$Т_{прп} = (У_{прп.\ ог}/У_{прп.\ пг} - 1)100,\ \%;$$

$$Т_{крп} = (У_{крп.\ ог}/У_{крп.\ пг} - 1)100,\ \%.$$

При неравенстве значений показателей валовой и товарной $Д_{пн}$ предприятия для определения величины $Т_{крп}$ используют показатель товарной $Д_{пн}$. Так же как и в ряде предыдущих соотношений, вместо показателей $О_{пф}$, $О_{рф}$ и $Д_{пн}$, для определения темпов $Т_{рпр}$ и $Т_{крп}$ могут быть задействованы показатели $П_{пф}$, $П_{рф}$ и $П_{пн}$.

Следует иметь в виду, что показатели $О_{пф}$, $О_{рф}$, $П_{пф}$, $П_{рф}$, $Д_{пн}$ и $П_{пн}$ за год, предшествующий отчетному году, берутся на конец этого года, и одновременно они являются теми же самыми показателями на начало отчетного года, поэтому получается, что для определения значений темпов $Т_{прп}$ и $Т_{крп}$ предприятия берутся исходные данные на начало и конец отчетного года.

Путем сравнения показателей $У_{прп}$ и $У_{крп}$ последнего отчетного года с такими же показателями за любой другой не смежный отчетный год в прошлом определяют уже не темпы, а абсолютную или относительную разницу в значениях этих показателей. Терминологические нюансы здесь теоретически оправданы и уместны, так как в растянутые на долгие годы промежутки между отчетными периодами календарного времени могут наблюдаться взлеты, падения и даже остановки производственной и сбытовой деятельности предприятия.

Например, допустим, что показатель $У_{прп}$ рассматриваемого предприятия в отчетном году был равен 0,6; в год, предшествующий отчетному году, — 0,56, а пять лет назад величина этого показателя была 0,45. В таком случае темпы экономического развития предприятия за отчетный год $Т_{прп} = (0{,}6/0{,}56 - 1)100 = 7{,}1\ \%$ при абсолютном различии $(0{,}6 - 0{,}56)100 = 4\ \%$, а относительная разница показателей $У_{прп}$ через пять лет составила $(0{,}6/0{,}45 - 1)100 = 33\ \%$ при абсолютном значении

этой разницы, равном 15 %. Таким же образом оценивают значения показателей $T_{крп}$. Показатели разницы в отличие от показателей темпов экономического развития предприятий имеют весьма ограниченную информативность, малопригодны для принятия целесообразных управленческих решений и на практике применяются редко.

Если значения $Д_{пн}$ за сравниваемые годы не менялись, то выражения (10) принимают вид:

$$T_{прп} = (O_{пр.\ ог}/O_{пф.\ пг} - 1)\ 100,\ \%;$$
$$T_{крп} = (O_{пф.\ ог}/O_{пф.\ пг} - 1)100,\ \%.$$

Темпы экономического (производственного и коммерческого) роста предприятия ($T_{пэрп}$ и $T_{кэрп}$) определяют по соотношениям:

$$T_{пэрп} = (O_{пф.\ оп}/O_{пф.\ пп} - 1)100\ \% = (У_{пэрп} - 1)100\ \%;$$

$$T_{кэрп} = (O_{рф.\ оп}/O_{рф.\ пп} - 1)100\ \% = (У_{кэрп} - 1)100\ \%.$$

В отличие от показателей $T_{прп}$ и $T_{крп}$, устанавливаемых по годовым отчетным периодам календарного времени, показатели $T_{пэрп}$ и $T_{кэрп}$ могут быть оценены для любых разумных отчетных периодов времени (месяцы, кварталы, полугодия, годы и т. д.). Чем продолжительней отчетный период для определения темпов экономического роста предприятия, тем корректней оказывается показатель интенсивности этого роста. Оптимальный период мониторинга этих показателей — 1 г., минимальный — 1 мес. Когда требуется, темпы экономического роста предприятия можно определять за 2, 3, 5 (и больше) последних лет по сравнению с предыдущими аналогичными по продолжительности периодами времени.

Очевидно, что при условии равенства показателей валовой и товарной доходопроизводительности предприятия ($Д_{пн.\ ог}$ и $Д_{пн.\ пг}$) для годовых отчетных периодов

$$T_{прп} = T_{прэп} \text{ и } T_{крп} = T_{кэрп}.$$

В ряде случаев аналитиков результативности и эффективности работы предприятий могут интересовать уровни изменения темпов их экономического развития ($У_{т.\ прп}$ и $У_{т.\ крп}$) и экономического роста ($У_{т.\ пэрп}$ и $У_{т.\ кэрп}$).

Для годовых отчетных периодов, например, формулы для определения этих показателей, в процентах, выглядят так:

$$У_{т.\ прп} = (T_{прп.\ ог}/T_{прп.\ пг} - 1)100;$$
$$У_{т.\ крп} = (T_{крп.\ ог}/T_{крп.\ пг} - 1)100;$$

$$У_{т.\ пэрп} = (T_{пэрп.\ ог}/T_{пэрп.\ пг} - 1)100;$$
$$У_{т.\ кэрп} = (T_{кэрп.\ ог}/T_{кэрп.\ пг} - 1)100.$$

Если, например, $T_{прп.\ ог} = 5\ \%$, а $T_{прп.\ пг} = 4{,}6\ \%$, то $У_{т.\ прп} = (5/4{,}6 - 1)100 = 8{,}7\ \%$. Таким же образом определяют значения показателей $У_{т.\ крп}$, $У_{т.\ пэрп}$ и $У_{т.\ кэрп}$.

Нетрудно заметить, что показатели темпов экономического развития и экономического роста предприятий характеризуют только одиночные факты изменения объемов производства продукции, а также уровней развития и роста экономики предприятия за сравниваемые, следующие друг за другом отчетные периоды времени.

Информативность и практическая ценность этих показателей, безусловно, высока, но недостаточна для оптимально результативного и эффективного управления производственной деятельностью предприятий, разработки стратегически и тактически грамотных бизнес-планов их работы на ближайшую и более отдаленную перспективу. Пользуясь только этими показателями, нельзя корректно оценить реальную рыночную стоимость предприятия доходным методом, так как они свидетельствуют о прошлом и сегодняшнем состоянии избранного бизнеса, но не позволяют заглянуть в его будущее.

Уровень информативности рассмотренных выше показателей резко возрастает, если располагать интервальными рядами из пяти, десяти, пятнадцати и более следующих друг за другом без перерывов значений этих показателей. Наличие таких рядов позволяет выявить динамику изменений анализируемых параметров управления работой предприятия в ретроспективе и пытаться с той или иной степенью достоверности заглянуть в будущее.

Динамика изменений представленных выше исходных базовых показателей, в отличие от показателей темпов их изменений, характеризует не дискретные факты-события прошлого, а процесс имевших место изменений этих показателей в научно обоснованной ретроспективе.

В нашем случае динамика рассматриваемых показателей $O_{пф}$, $O_{рф}$, валовой и товарной $Д_{пн}$, $П_{пф}$, $П_{рф}$, $П_{н}$, $У_{прп}$, $У_{крп}$, $У_{пэрп}$, $У_{кэрп}$, $П_{пдп}$, $П_{кдп}$, $T_{прп}$, $T_{крп}$, $T_{пэрп}$, $T_{кэрп}$ и других представляется соответствующими интервальными рядами обычно с годовым интервалом календарного времени. В дополнение к этим рядам используют соответствующие интервальные ряды плановых значений вышеуказанных показателей. Фактические и плановые значения этих показателей служат переменными параметрами анализируемых интервальных рядов.

Длина этих рядов должна быть такой, чтобы обеспечивалась возможность установления математической модели тренда (общей тенденции) изменений во времени каждого из указанных показателей. Математические модели трендов, как правило, определяют методами статистической обработки данных интервальных рядов фактических и плановых значений рассматриваемых показателей (в частности методом наименьших квадратов).

По установленным трендам изменения анализируемых показателей в прошлом и в последнее время, методом экстраполяции переменных данных их интервальных рядов, продолжая эти тренды в будущее, разрабатывают индикативные (рекомендуемые) краткосрочные, а также среднесрочные и долгосрочные прогнозы динамики изменений и размеров этих показателей в перспективе, которые закладываются в бизнес-план стратегического и тактического развития предприятия.

Важно, чтобы длина прогнозируемого интервального ряда не превышала протяженности интервального ряда прошлого, используемого для переноса установленных тенденций прошлого на динамику процесса изменения величины перечисленных выше показателей поведения экономики предприятия в будущем.

Индикативные планы развития предприятий обычно составляются на несколько лет вперед и могут оказываться более или менее реалистичными. Прогнозы-предсказания экономического состояния предприятия на более отдаленные годы будущего могут не подтверждаться действительностью. Наиболее точным обычно бывает производственный план предприятия на будущий год, который разрабатывают путем предварительного сбора заказов на выпускаемую предприятием продукцию с последующей коррекцией его в течение отчетного периода по мере поступления случайных, заранее не предвиденных заявок.

Систематическая замена наиболее консервативно настроенных, уставших от работы неинициативных членов управленческой команды предприятия более продвинутыми, активными менеджерами, корректирование идеологии перемен и инноваций, своевременное внедрение прогрессивных параметров управления его производственной деятельностью могут вносить существенные поправки в модели экстраполированных трендов экономического развития и темпов роста основных финансово-экономических показателей контролируемого предприятия, повышения результативности и эффективности его работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ревуцкий Л. Д.** Производственная мощность, продуктивность и экономическая активность предприятия. Оценка, управленческий учет и контроль. М.: Перспектива, 2002. 240 с.
2. **Ревуцкий Л. Д.** Потенциал и стоимость предприятия. М: Перспектива, 1997. 128 с.

УДК 658.5

М. А. ШАТОХИН (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Основы построения организационно-функциональной модели управления виртуальными предприятиями

Рассмотрены основные задачи, решаемые при разработке модели управления виртуальными предприятиями. Предложены вариант проекта виртуального предприятия с общим информационным пространством и единым стандартом данных для оптимизации и базовая схема организационно-функциональной модели управления виртуальными предприятиями.

В настоящее время IT-технологии и связанные с ними области деятельности человека прочно вошли в повседневный быт, укрепляя день за днем свои позиции.

Сегодня невозможно представить офис преуспевающей компании без компьютеров, оргтехники, средств коммуникации. Еще 10 лет назад персональный компьютер считался подавляющим большинством россиян дорогой игрушкой, недоступной семьям со средним достатком. Узкоспециализированную литературу искали в библиотеках или приобретали по подписке; новых друзей большинство соотечественников находили в среде повседневного общения; коллег, партнеров по работе или бизнесу — на тематических выставках, семинарах, конференциях.

Однако прогресс очевиден, и наряду с привычным непосредственным общением уже формируется виртуальная область жизни. Уведомления о предстоящих семинарах или выставках можно незамедлительно получить по электронной почте в любое время дня и ночи, независимо от географического месторасположения адресата, общение с потенциальными коллегами и партнерами можно вести в режиме on-line на сетевых тематических конференциях и форумах, не вставая с рабочего кресла. Учащиеся ищут материалы и необходимую литературу по заданным темам в первую очередь в сети Интернет, попутно обсуждая через различные программы-мессенджеры результаты поисков и очередность предстоящих выступлений.

Прочно укрепившись в сознании обывателя, образ единого информационного поля постепенно стал интегрироваться и в области управления предприятиями, результатом чего стало появление новой организационной формы, основанной на временном объединении географически удаленных предприятий для выполнения сложных многоуровневых заказов, — виртуальных предприятий (ВП).

Одной из особенностей таких организаций является наличие общего информационного пространства (ОИП), включающего в себя компьютерную сеть, серверы хранения данных и общие программные решения, позволяющие стандартизировать формат рабочей информации для удобства ее использования всеми участниками ВП. Это особенно важно для изделий с продолжительным жизненным циклом в случае, если необходимо обеспечить преемственность информационной поддержки независимо от складывающейся рыночной или политической ситуации.

Важную роль в развитии новых организационных форм сыграло и развитие теорий искусственного интеллекта. Применение их принципов в экономике обусловлено в первую очередь повышением степени сложности управляемых систем и степени неопределенности. Развитие таких областей искусственного интеллекта, как экс-

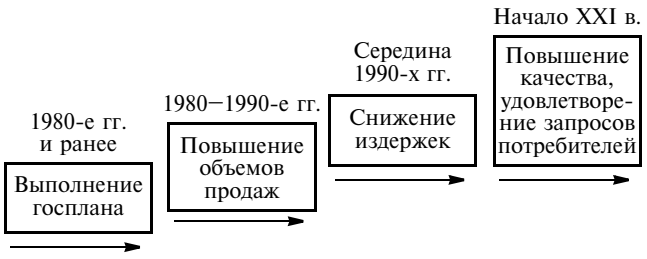


Рис. 1. Эволюция стратегических целей отечественных предприятий

пертные и мультиагентные системы, нейронные сети, а также различные аналоги биологических систем, способствуют появлению адекватных методов и моделей для создания и управления виртуальными формами организации бизнеса [1].

Немаловажно и то, что постепенно изменяются цели функционирования предприятий, их стратегические концепции. Наряду с производством лишь заданной номенклатуры продукции все чаще имеет место стратегия наиболее полного удовлетворения клиента, повышения значимости потребительских свойств продукции. Эволюция основных стратегических целей отечественных предприятий показана на рис. 1.

Создание ВП следует начинать с тщательной отработки схемы (модели) совместного функционирования и взаимодействия его составных частей. Для этого необходимо проанализировать уже существующие бизнес-процессы и при необходимости произвести реинжиниринг внутренних и совместных бизнес-процессов, рассмотреть вопросы юридического взаимодействия и защиты интеллектуальной собственности. Важны: использование международных стандартов в области информационных технологий, создание сетевой структуры, а также необходимо обеспечение ее безопасности [2].

ВП создается отбором организационно-технологических ресурсов различных предприятий и их интеграцией с использованием ОИП. Это приводит к формированию гибкой и динамичной организационной структуры, наиболее приспособленной для выпуска новой продукции и оперативной поставки ее на рынок.

При создании эффективного ВП решаются следующие задачи:

создание ОИП, разработка организационной схемы ВП, согласование и принятие общих стандартов на данные;

создание модели оперативного управления ВП для эффективного управления технологическими ресурсами предприятий — участников ВП, рационального распределения заказов и последующей координации общей деятельности.

Аналогом ОИП для ВП могут быть различные сети распределенного типа, в которых клиентские части программ находятся на рабочих станциях пользователей, выполняя определенные действия или вычисления, результаты которых затем размещаются для общего пользования на каком-либо сервере (хранилище или репозитарии) в виде контента реляционной базы данных. Связь между всеми пользователями обеспечивается с помощью глобальной сети (если речь идет об удаленных друг от друга пользователях), например через Интернет. Приемлемое качество доступа к сети, ее безопасность и безотказность также являются необходимыми условиями для успешной совместной работы. Стандарты, технологии, пути создания, средства поддержки таких сетей изложены в специальной литературе. Если же спроецировать данную форму сетевого взаимодействия на модель ВП, то рабочие станции пользователей и есть предприятия — участники ВП, а сервер с информацией — фактически головное предприятие виртуальной организации, занимающееся координацией, контролем и управлением заказами, содержащее информацию обо всех участниках ВП (рис. 2).

Принцип работы ВП с использованием ОИП описывается следующей схемой (рис. 3). Клиент делает заказ на услугу (изделие) на информационном стенде (например, на веб-странице) путем заполнения соответствующей формы заявки (в зависимости от отрасли, в которой организовано ВП, информация может быть соответствующим образом стандартизована). Заказ попадает в модуль обработки и анализа (фактически на головное предприятие), где с помощью существующей модели начинают формировать возможные варианты решения (выполнения).

Выносится решение о возможности выполнения данного заказа. Возможность выполнения подразумевает наличие в данный момент необходимых ресурсов в виде свободных мощностей предприятий — участников ВП, а также организацию оптимальной цепи между предприятиями, участвующими в производстве. При отсутствии необходимых ресурсов для выполнения заказа клиенту предлагается уточнить (или изменить) первоначальные условия заказа. После окончательного утверждения заказа формируется оптимальная цепочка из предприятий — участников ВП. Клиенту сообщаются сроки, необходимые ресурсы и др. После согласования всех организационных и финансовых вопросов заказ поступает в производство.

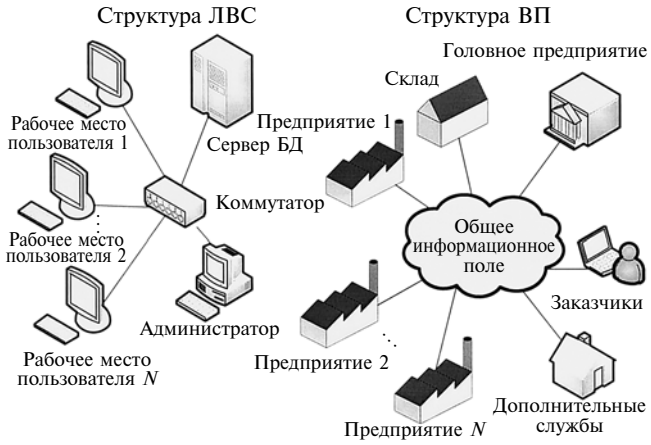


Рис. 2. Сравнительные топологии ЛВС и ВП

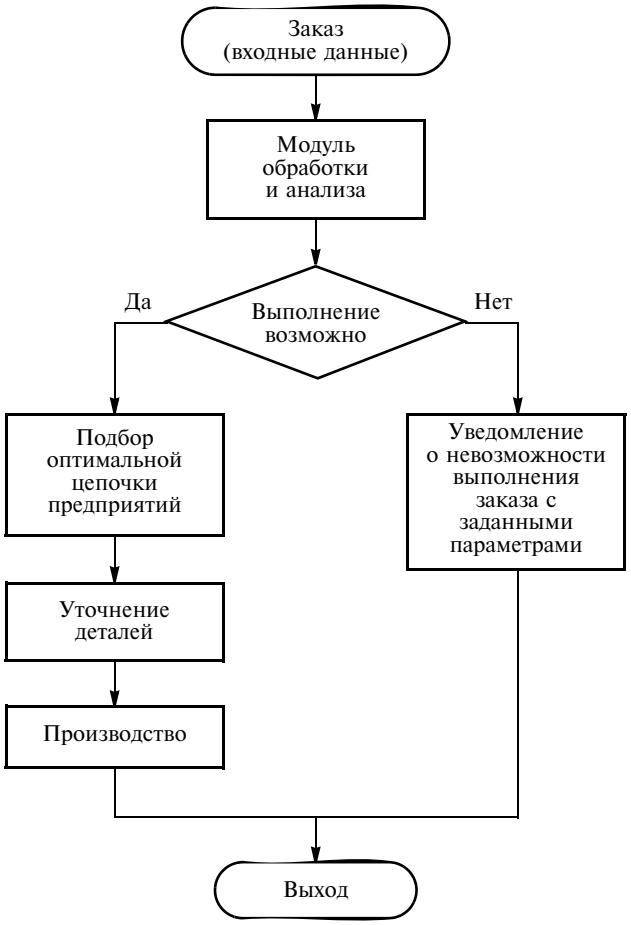


Рис. 3. Алгоритм работы ВП

В идеальном варианте клиент всегда должен иметь доступ к базе данных или терминалу для того, чтобы в реальном режиме времени владеть информацией о состоянии заказа (степени готовности). При этом должны обеспечиваться защита информации, соответствующие уровни ее аутентификации и доступности. Данный алгоритм напоминает интеренет-магазин; это объясняется тем, что современные технологии универсальны, так как удобны.

Эти системы могут быть смоделированы на основе существующих ERP-систем при условии оптимизации последних под управление распределенными предприятиями среднего и малого бизнеса.

Главной предпосылкой для отведения ERP-системам центральной роли при переходных процессах на новые формы организации производства и логистики стали возможные управление и поддержка с помощью этих систем всех основных аспектов управленческой деятельности предприятий, а именно: планирование ресурсов (финансовых, трудовых, материальных) для производства товаров (услуг); оперативное управление, включая снабжение, сбыт, ведение договоров; учет и анализ хозяйственной деятельности. Помимо этого ERP-системы сформировали логистический подход к управлению предприятием, что положило начало концепции SCM (Supply Chain Management) управления логистическими цепями, получившей широкое распространение. Основная идея концепции SCM заключается в интеграции всех участников процесса создания стоимости конечного продукта в единую цепь на основе отношений между поставщиком и потребителем. Если первые проекты SCM предполагали главным образом информационную интеграцию, то впоследствии к ней добавилась и синхронизация материальных потоков. Данная идеология была реализована практически всеми разработчиками ERP-систем в виде создания отдельных программных продуктов для SCM.

Разработка SCM-систем во многом определила дальнейшее развитие новых форм организации производства и логистики. С одной стороны, в них была заложена тенденция интеграции различных транспортных и производственных предприятий, а с другой — продолжено направление на стандартизацию процессов планирования и управления, заложенное еще в ERP-системах. Для этого была разработана модель Supply Chain Operations Reference (SCOR), позволяющая описывать сложные, повторно используемые процедуры, основанные на типовых (шаблонных) процессах и методах управления логистическими цепями.

Другим направлением развития ERP-систем явилось создание APS-систем (Advanced Planning Systems), в которых реализованы более совершенные сценарии планирования (одновременное планирование вместо последовательного). Кроме того, APS-системы характеризуются более высокой вычислительной способностью и применением эвристических алгоритмов для поддержки управления логистической цепи (ЛЦ). Как правило, APS-системы получают данные из ERP-системы, поэтому применяются вместе с ней. Возможен выбор между различными алгоритмами для оптимального решения проблемы планирования. Еще одной функцией является возможность построения сценариев и "проигрывание" ситуации по принципу "что было бы, если бы...". APS-системы направлены на процессную интеграцию с клиентами над уровнем предприятия и содержат модули долго-, средне- и краткосрочного планирования [1].

Таким образом, процесс моделирования ОИП для ВП, по сути, является выбором базовых программных средств планирования и управления ресурсами. Для решения подобной задачи целесообразным является использование потенциала ERP/SCM-систем.

В организационной модели ВП большое значение имеет подход к определению головного координирующего органа. Здесь имеются два варианта: координирующим органом является головное предприятие (иерархический подход); координирующим органом является специальный координирующий независимый совет (неиерархический подход).

В первом случае есть головная организация, которая играет роль координирующего центра. Через нее строятся отношения виртуального образования с внешней средой. Она отвечает за распределение ресурсов, результаты деятельности и обеспечение необходимых условий функционирования. Такой подход характерен для производства сложного наукоемкого продукта (например, в судо-, авиастроении) (рис. 4).

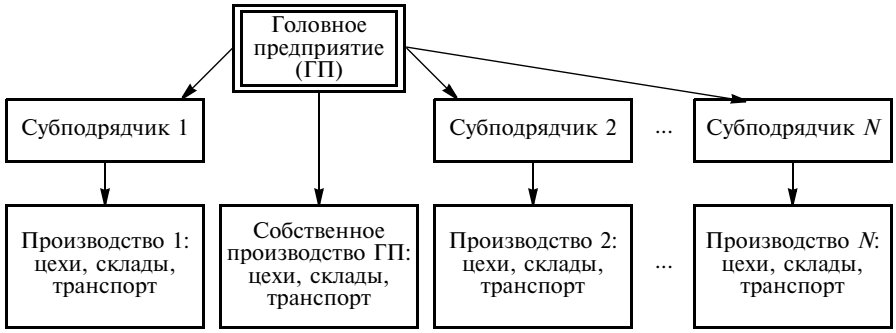


Рис. 4. ВП с головным органом управления

Второй случай подразумевает передачу управленческих функций специальному органу (координационному совету), который либо может состоять из участников данной структуры, либо создается как коммерческая организация, и он занимается формированием ВП. Такой подход используется для несложной продукции при наличии достаточного числа альтернативных вариантов ее производства и возможности заказа через Интернет (рис. 5).

В обоих вариантах центральный орган отвечает за создание и использование общей системы стандартов и механизмов внутренней и внешней кооперации и координации.

Вопрос разработки системы оперативного управления является наиболее сложным, так как управление ВП связано с рядом особенностей: нестабильная структура системы и соответствующие требования гибкости в управлении; многократно увеличивающаяся степень сложности процессов вследствие кооперации различных предприятий; расширение пространства поиска решений вследствие повышающейся комплексности процессов; наличие нескольких распределенных источников информации, которые должны быть скоординированы в режиме реального времени. Поэтому необходима автоматизация функции координации на основе создания специального программного модуля. При управлении ресурсами ВП с головной организацией его задачей является поддержка принятия решений на основе имитационного моделирования процессов, а при заказах через Интернет этот модуль напрямую определяет структуру ЛЦ и распределение (координацию) ресурсов и заданий отдельных агентов [1].

Фактически, для разработки модели оперативного управления ВП необходимо решить следующие задачи:

описать бизнес-процессы и процессы взаимной кооперации с помощью методологии комплексного моделирования процессов;

разработать динамическую систему с использованием методик для решения многокритериальной задачи;

проанализировать устойчивость (эффективность) полученной модели.

Существует несколько различных методов моделирования логистических и производственных процессов, основными из которых в настоящее время являются ARIS, UML, IDEF, SCOR. Все они, за исключением UML, исходят из определения предприятия как основы осуществления бизнес-процессов. Средства же UML больше предназначены для разработки концепции новой информационной системы, но не имеют разработанной методологии для отражения организационных изменений, связанных с внедрением новой IT, в том числе и характера бизнес-процессов. Общим недостатком всех методов является то, что они позволяют лишь формально описать бизнес-процессы, но не дают возможности для системного формирования функциональных структур и оптимизации бизнес-процессов.

Динамическая модель может, например, представлять собой интегрированную систему, в которую входят модель формирования запроса, модель фильтрации данных, модель решения оптимизационных задач и т. д.

Пусть на вход получен заказ Z, характеризующийся набором определенных параметров: $Z = \{z_1, z_2, z_3, ..., z_n\}$.

Каждое предприятие — участник ВП характеризуется определенным набором параметров, и, в частности, можно сформировать вектор компетенций $\{p_{ij}\}$ данного предприятия относительно данного заказа. Таким образом, может быть охарактеризовано каждое предприятие:

$$P_1 = \{p_{11}, p_{12}, p_{13}, ..., p_{1n}\};$$

$$P_2 = \{p_{21}, p_{22}, p_{23}, ..., p_{2n}\};$$

$$\vdots$$

$$P_n = \{p_{n1}, p_{n2}, p_{n3}, ..., p_{nn}\}.$$

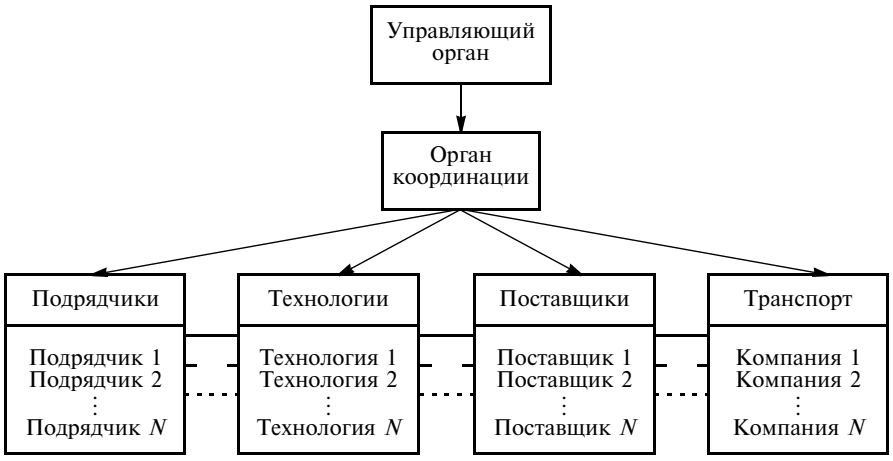


Рис. 5. ВП с координирующим независимым советом:
——— — основная цепь производства; – – –, ···· — альтернативные цепи производства

Цель работы динамической модели заключается в формировании в режиме реального времени некоего вектора V реализации заказа, т. е. фактически в поиске (или создании) из доступного множества моделей процессов и оптимизационных алгоритмов оптимальной для выполнения конкретной задачи конфигурации процесса логистической цепи: $V = \{v_1, v_2, v_3, ..., v_n\}$. Причем каждый элемент вектора V может содержать несколько значений переменных, создавая, таким образом, дополнительные альтернативные логистические цепи.

Одним из важнейших этапов моделирования подобных систем считается анализ адекватности модели, т. е. соответствие модели моделируемому объекту. С использованием интегральных показателей системы можно также определить эффективность используемого метода. Далее для оценки результатов работы модели и выявления резервов повышения эффективности проводят экономический анализ (текущий, оперативный, прогнозный) [3].

На сегодняшний день не существует единой четко сформулированной и обоснованной методики создания эффективного ВП. Сложность и комплексность процессов в ВП и ЛЦ обусловливают необходимость разработки новых подходов к организации и оперативному управлению как на уровне предприятий, так и на уровне кооперации.

Одной из самых серьезных проблем организации подобных корпоративных структур в России было и остается недостаточное обеспечение ритмичности, согласованности, оптимальности и эффективности организации движения ресурсных потоков между поставщиками и потребителями.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Иванов Д. А.** Виртуальные предприятия и логистические цепи: комплексный подход к организации и оперативному управлению в новых формах производственной кооперации. СПб.: ГУЭФ, 2003.

2. **Судов Е. В.** Интегрированная информационная поддержка жизненного цикла машиностроительной продукции. Принципы. Технологии. Методы. Модели. М.: Изд. дом "МВМ", 2003.

3. **Проектирование** интегрированных производственно-корпоративных структур: эффективность, организация, управление / С. Н. Анисимов, А. А. Колобов, И. Н. Омельченко и др. / Под ред. А. А. Колобова, А. И. Орлова. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006.

УДК 339.13.017

С. Н. АНИСИМОВ, канд. техн. наук, Д. Г. ЛЯХОВИЧ (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

Алгоритм моделирования развития рынка продукции наукоемких производств для случая совершенной конкуренции

Рассмотрена проблема моделирования развития рынка продукции наукоемких производств промышленных предприятий и их особенности, а также схема взаимодействия участников рынка этой продукции. Представлена экономико-математическая модель данного рынка, позволяющая учитывать баланс совокупного предложения и спроса и целевые установки каждого участника рынка, и алгоритм моделирования развития рынка этой продукции в условиях совершенной конкуренции.

В современной экономической системе существует несколько видов рынков: товаров и услуг, трудовых ресурсов, продукции производственного назначения и др. [1]. Одним из них является рынок продукции наукоемких производств (ПНП) промышленных предприятий (ПП), появление которого является результатом технологической эволюции. Постоянно увеличивающиеся затраты на науку и образование потребовали создания в экономике замкнутого контура воспроизводства, обеспечивающего окупаемость исследований и разработок [2, 3]. Развитие рынка ПНП тесно связано с глобализацией экономики и происходит вследствие перераспределения финансовых, производственных, материальных и трудовых ресурсов [4].

Особенности ПНП ПП: уникальность (свойства продукции требуют разъяснений); сложность (необходимость в высококвалифицированных специалистах); высокая стоимость, превышающая стоимость заменяемого вида продукции, но с меньшим на единицу продукции полезным эффектом.

Характерными свойствами ПНП ПП, влияющими на формирование рыночных процессов, являются: неустойчивость спроса, конкурентоспособность, высокая чувствительность к научно-техническому прогрессу, специфическое ценообразование, зависимость от инновационного потенциала потребителя, наличие незавершенности разной степени.

Отличительной особенностью любой ПНП можно считать ее поэтапное развитие в течение всего жизненного цикла. На каждом этапе происходит непрерывное улучшение потребительских свойств, обусловленное ростом требований и пополнением полезной информацией.

Отличительными признаками рынка ПНП ПП являются [4]: передовые по всем направлениям фундаментальные и прикладные исследования; эффективные система защиты прав интеллектуальной собственности и система распространения инноваций; государственная поддержка отраслей для укрепления обороноспособности и технологической независимости страны; высокая динамичность развития производства, проявляющаяся в постоянном обновлении его составляю-

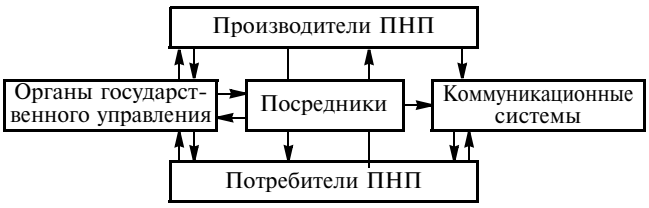


Рис. 1. Функциональная схема рынка ПНП ПП

щих, изменении качественных показателей, совершенствовании научно-производственной структуры и системы управления; значительная доля опытного производства; высокие затраты на НИОКР; увеличение жизненного цикла многих видов продукции; преобладание высококвалифицированного научного, инженерно-технического и производственного персонала.

К особенностям рынка ПНП можно отнести и то, что ценовая политика оказывает незначительное влияние на объем сбыта. Кроме того, отсутствует прямая конкуренция на начальной стадии реализации, т. е. имеет место квазимонополия на интеллектуальную собственность; рынок ПНП в некоторой степени локализован: число покупателей ограничено, все покупатели — профессионалы в определенной области. Таким образом, спрос на ПНП ПП зависит от спроса на конечный продукт и подвержен резким колебаниям.

На рынке ПНП действует большое число субъектов, преследующих собственные, нередко противоречивые интересы [5].

На рис. 1 представлена функциональная схема рынка ПНП ПП.

Одной из групп участников рынка ПНП являются потребители ПНП — целевая группа, в которую могут входить предприятия и организации, включая государственные органы. Потребители ПНП формируют общий спрос на рынке, его объем и структуру. По тому, какие цели преследуют потребители, их можно разделить на два сектора: первый сектор — предприятия (как частные, так и государственные) и организации, выражающие интересы отдельных социальных групп; второй сектор — государственные органы, выражающие общественные интересы.

Следующая группа участников рынка ПНП — производители ПНП; к ним относятся государственные и негосударственные предприятия и организации, осуществляющие формирование предложения, производство и продвижение ПНП и сопутствующих ей услуг на рынке. В зависимости от форм собственности, стратегических установок и рыночной ориентации их маркетинговые усилия могут быть направлены на решение задач одного из двух секторов группы потребителей. От потребителей зависит организация процесса маркетинга. Однако производители ПНП могут одновременно являться и ее потребителями.

Роль посредников на рынке ПНП ПП могут выполнять дистрибьюторские фирмы, государственные, инжиниринговые и консалтинговые организации, банки и т. д. Кроме распространения и организации сбыта ПНП посредники могут выполнять такие функции, как сбор и хранение информации о научно-исследовательских работах, проведение консультаций, осуществление финансовой поддержки.

Органы государственного управления поддерживают два направления: первое — финансирование, организация и контроль государственных программ поддержки и развития наукоемких производств; второе — защита потребителей ПНП от недобросовестных производителей, борьба с монополией, осуществление лицензирования и патентования. Органы государственного управления могут также выступать в роли посредников, заниматься статистикой, проводить маркетинговые исследования.

Коммуникационные мероприятия, к которым относятся выставки, конференции, презентации, способствуют формированию общего информационного поля на рынке ПНП ПП.

При моделировании рынка как экономической системы, как правило, используется состояние равновесия [6, 7], но такие модели не отражают действительного состояния рынка ПНП ПП, так как в них, во-первых, не учитывается конкуренция как между производителями, так и между потребителями [8] и, во-вторых, отсутствует целенаправленность действий участников рынка (производителей и потребителей) [9, 10].

Построим экономико-математическую модель (ЭММ) рынка ПНП ПП, отражающую не только баланс совокупного предложения и спроса, но и целевые установки каждого участника рынка с учетом их взаимосвязей. Построение ЭММ рынка ПНП ПП и принятие на ее основе стратегических маркетинговых решений представляют собой построение однопродуктовой модели рынка и преобразование ее в многопродуктовую модель [6, 8].

Принципиальная схема рынка с одним видом ПНП ПП приведена на рис. 2. Производители ПНП представляют ряд P_i, т. е. $p = \overline{1, P}$, потребители ПНП ПП — C_i, т. е. $c = \overline{1, C}$.

При построении ЭММ рынка ПНП ПП для каждого потребителя формируется функция спроса, для каждого производителя — функция предложения.

Спрос представляет собой общее число ПНП ПП, которое может быть реализовано на рынке ПНП в заданный период времени при существующем уровне цен.

Рис. 2. Принципиальная схема рынка с одним видом ПНП ПП

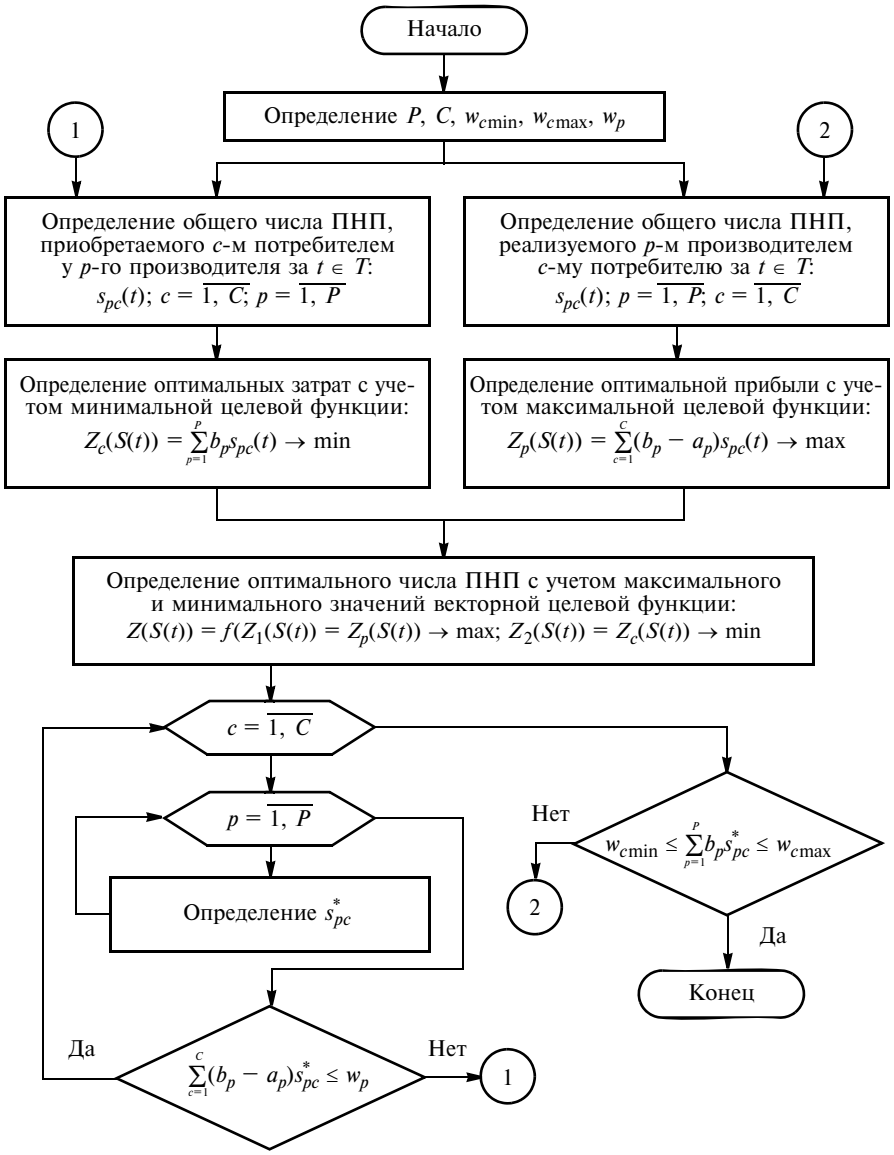


Рис. 3. Алгоритм ЭММ рынка с одним видом ПНП ПП

Пусть вектор переменных $S(t) = \{s_{pc}(t);\ c = \overline{1, C};\ p = \overline{1, P}\}$ определяет общее число ПНП, приобретенных с c-м потребителем у p-го производителя, который по величине равен вектору переменных, определяющих действия ПП на планируемый период времени $t \in T$.

Для упрощения и четкой формализации поведения рынка ПНП ПП введем следующие допущения: c-й потребитель будет пытаться приобрести ПНП ПП с ценой $b_p \to \min$, $\forall p \in P$ (b_p — цена, установленная p-м производителем) и определенным набором характеристик (качественные и количественные показатели, номенклатура и т. д.).

Тогда целевая установка — приобретение потребителями необходимого числа ПНП ПП по наиболее низкой цене с приемлемым набором характеристик определяется системой выражений:

$$Z_c(S(t)) = \sum_{p=1}^{P} b_p s_{pc}(t) \to \min; \quad (1)$$

$$w_{c\min} \le \sum_{p=1}^{P} b_p s_{pc}(t) \le w_{c\max}, \quad \forall c \in C, \quad (2)$$

где $w_{c\min}$, $w_{c\max}$ — определяемые соответственно минимальные и максимальные объемы финансовых ресурсов ПП, которые потребитель может израсходовать на приобретение ПНП от разных ПП.

Система выражений (1) и (2) представляет собой модель поведения любого потребителя ПНП ПП.

Предложение представляет собой общее число ПНП ПП, которые производитель может предоставить на рынок ПНП в заданный период времени при существующем уровне цен.

Пусть $S(t) = \{s_{pc}(t),\ p = \overline{1, P},\ c = \overline{1, C}\}$ — вектор переменных, определяющий общее количество ПНП, произведенное p-м ПП и реализованное c-му потребителю за период времени $t \in T$; a_p — себестоимость единицы произведенной ПНП (в данной ЭММ предполагается линейная зависимость роста затрат от объема выпускаемой ПНП); w_p — финансовые ресурсы ПП при производстве ПНП; $(b_p - a_p)$ — прибыль на единицу ПНП.

Целевая установка — реализация наибольшего числа ПНП ПП по наиболее высокой цене определяется системой выражений:

$$Z_p(S(t)) = \sum_{c=1}^{C} (b_p - a_p) s_{pc}(t) \to \max; \quad (3)$$

$$\sum_{c=1}^{C} (b_p - a_p) s_{pc}(t) \le w_p, \ \forall p \in P. \quad (4)$$

С учетом всех целевых установок и ограничений ЭММ однопродуктового рынка ПНП ПП можно представить как:

$$\left.\begin{aligned} Z(S(t)) = (Z_1(S(t)) = Z_p(S(t)) = \\ = \sum_{c=1}^{C} (b_p - a_p) s_{pc}(t) \to \max; \\ Z_2(S(t)) = Z_c(S(t)) = \sum_{p=1}^{P} b_p s_{pc}(t) \to \min; \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

при следующих ограничениях:

$$w_{c\min} \le \sum_{p=1}^{P} b_p s_{pc}(t) \le w_{c\max}, \quad \forall c \in C; \quad (6)$$

$$\sum_{c=1}^{C} (b_p - a_p) s_{pc}(t) \le w_p, \ \forall p \in P; \quad (7)$$

$$s_{pc}(t) \geqslant 0,\ p = \overline{1, P},\ c = \overline{1, C}, \qquad (8)$$

где $Z(S(t))$ — целевая функция, в которой множество критериев производителей с направлением оптимизации максимума (максимальная прибыль) и множество критериев потребителей с направлением оптимизации минимума (минимальные затраты); $Z_1(S(t))$ — векторный критерий, каждый p-й элемент которого характеризует целевую установку p-го производителя, стремящегося получить максимальную прибыль; $Z_2(S(t))$ — векторный критерий, каждый c-й элемент которого характеризует целевую установку c-го потребителя, стремящегося минимально снизить затраты $s_{pc}(t)$, p, c — управляющие переменные.

Выражения (5)—(8) представляют собой модель однопродуктового рынка ПНП ПП на период времени $t \in T$, для реализации которой используют методы, основанные на нормализации критериев и принципе гарантированного результата. С их помощью решаются задачи при заданном приоритете и равнозначных критериях [8].

Алгоритм ЭММ рынка с одним видом ПНП ПП представлен на рис. 3.

Решая выражения (5)—(8) при равнозначных критериях, получим объемы ПНП ПП, произведенной и реализованной каждым производителем каждому потребителю за время $t \in T$: $S^* = \{s^*_{pc};\ p = \overline{1, P};\ c = \overline{1, C}\}$. Тогда $Z_p(S^*)$, $Z_c(S^*)$ — целевые функции, определяющие соответственно доходы каждого производителя и затраты каждого потребителя; $Z^c_p(s)$ — суммарный объем продаж всех производителей ПНП; $Z^s_c(s)$ — объем затрат всех потребителей. При этом

$$Z^c_p(s) = \sum_{p=1}^{P} \sum_{c=1}^{C} [(b_{pc} - a_{pc}) + a_{pc}] s^*_{pc} =$$

$$= Z^s_c(S) = \sum_{p=1}^{P} \sum_{c=1}^{C} b^*_{pc}\, s^*_{pc}.$$

Возможное изменение целевых установок одного из участников рынка ПНП ПП приводит к изменению целевых установок остальных: $Z_1(S) = \{Z_p(S^*);\ p = \overline{1, P}\}$ и $Z_2(S) = \{Z_c(S^*);\ c = \overline{1, C}\}$.

Рассмотрим рынок с n-м числом ПНП ПП (рис. 4). Пусть обозначения параметров соответствуют обозначениям, используемым в уравнениях (5)—(8). Модель $s_{\text{прс}}(t)$, $\forall n \in N$, $\forall p \in P$, $\forall c \in C$ определяет количество n-го вида ПНП, произведенного p-м ПП и реализованное c-му потребителю. Тогда вектор переменных будет: $S(t) = \{s_{\text{прс}}(t),\ n = \overline{1, N},\ p = \overline{1, P},\ c = \overline{1, C}\}$; $a_{\text{прс}}$ — себестоимость единицы произведенной ПНП (в данной ЭММ предполагается линейная зависимость роста затрат от объема выпускаемой ПНП); $b_{\text{прс}}$ — стоимость единицы ПНП, установленная p-м ПП; $(b_{\text{прс}} - a_{\text{прс}})$ — прибыль, получаемая ПП при производстве единицы n-го вида ПНП.

Задача: определить такой объем производства данных видов ПНП ПП, который позволил бы оптимизировать целевые установки всех производителей и потребителей одновременно с учетом заданных ограничений.

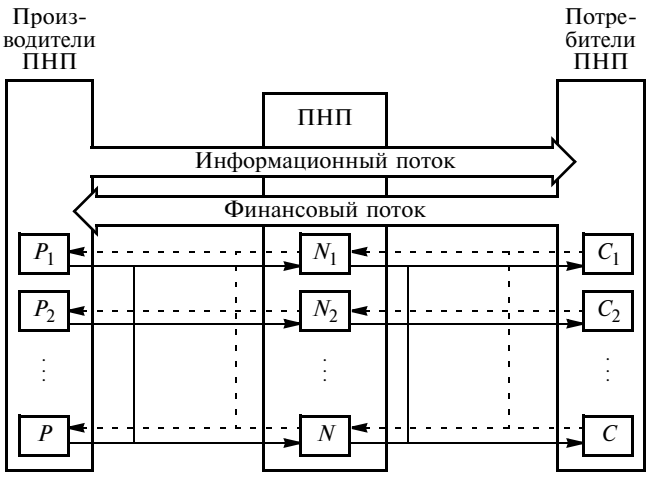


Рис. 4. Принципиальная схема рынка с n-м числом видов ПНП ПП:

——→ — материальный поток; – – → — информационный поток

ЭММ рынка с n-м числом видов ПНП ПП будет:

$$Z(S(t)) = (Z_1(S(t)) = Z_{\text{пр}}(S(t)) =$$

$$= \sum_{c=1}^{C} \sum_{n=1}^{N} (b_{\text{прс}} - a_{\text{прс}}) s_{\text{прс}}(t) \to \max;$$

$$Z_2(S(t)) = Z_{\text{пс}}(S(t)) = \sum_{p=1}^{P} \sum_{n=1}^{N} b_{\text{прс}} s_{\text{прс}}(t) \to \min;$$

$$Z^s_{\text{пр}}(S(t)) = \sum_{p=1}^{P} \sum_{c=1}^{C} \sum_{n=1}^{N} (b_{\text{прс}} - a_{\text{прс}}) s_{\text{прс}}(t) \to \max; \qquad (9)$$

$$Z^s_{\text{пс}}(S(t)) = \sum_{c=1}^{C} \sum_{p=1}^{P} \sum_{n=1}^{N} b_{\text{прс}} s_{\text{прс}}(t) \to \min);$$

при наличии следующих ограничений:

$$w_{c\,\min} \leqslant \sum_{p=1}^{P} \sum_{n=1}^{N} b_{\text{прс}} s_{\text{прс}}(t) \leqslant w_{c\,\max},\ \forall c \in C; \qquad (10)$$

$$\sum_{c=1}^{C} \sum_{n=1}^{N} (b_{\text{прс}} - a_{\text{прс}}) s_{\text{прс}}(t) \leqslant w_p,\ \forall p \in P; \qquad (11)$$

$$s_{\text{прс}}(t) \geqslant 0,\ n = \overline{1, N},\ p = \overline{1, P},\ c = \overline{1, C}, \qquad (12)$$

где $Z(S(t))$ — целевая функция, в которой $(P + 1)$ — множество критериев производителей с направлением оптимизации на максимальную прибыль, $(C + 1)$ — множество критериев потребителей с направлением оптимизации на минимальные затраты; $Z_1(S(t))$ — векторный критерий, каждый p-й элемент которого характеризует целевую установку p-го производителя, стремящегося получить максимальную прибыль, $p = \overline{1, P}$; $Z_2(S(t))$ — векторный критерий, каждый c-й элемент которого характеризует целевую установку c-го потребителя, стремящегося к минимальным затратам, $c = \overline{1, C}$; $Z^s_{\text{пр}}(S(t))$, $Z^s_{\text{пс}}(S(t))$ — критерии, учитывающие соответственно суммарные предложение и спрос; $s_{\text{прс}}(t)$, n, p, c — управляющие переменные.

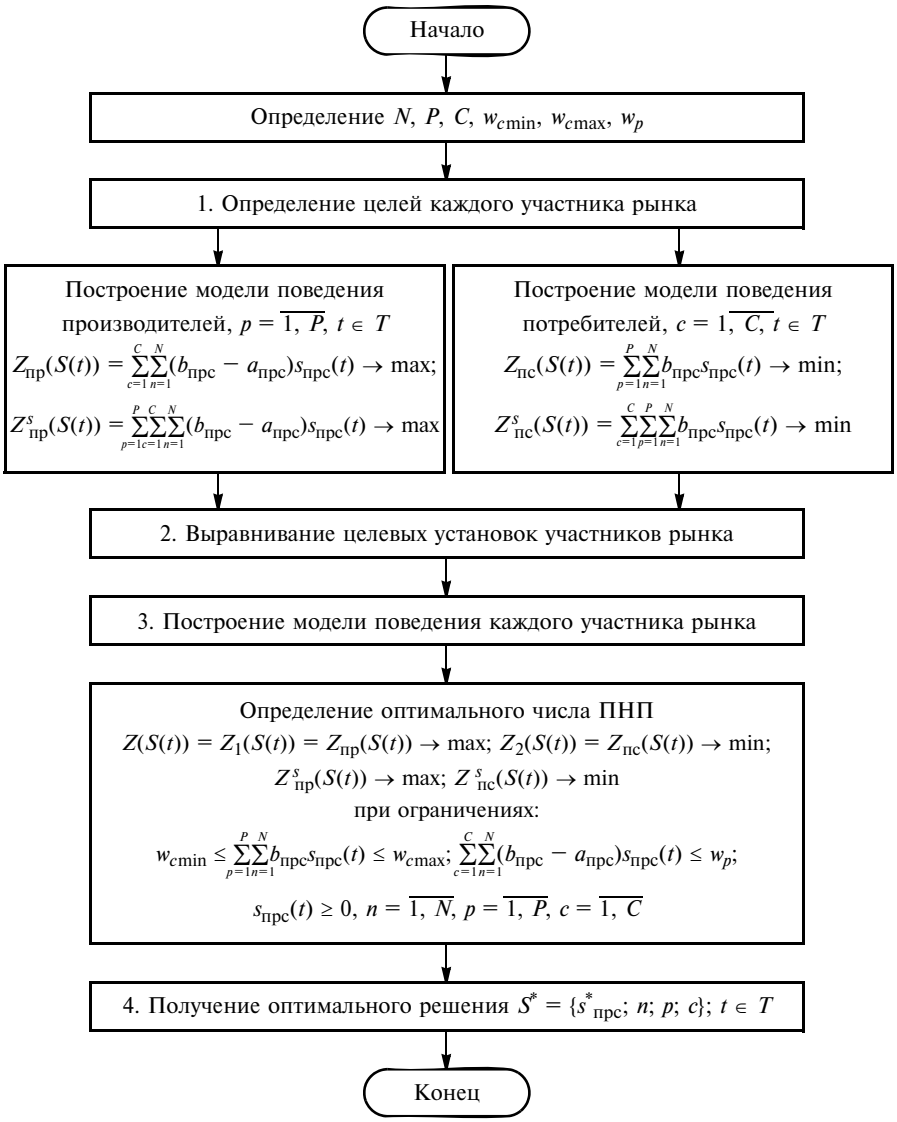


Рис. 5. Алгоритм моделирования развития рынка ПНП ПП для случая совершенной конкуренции

Выражения (9)—(12) составляют модель рынка с n-м числом видов ПНП ПП за время $t \in T$, для реализации которой используют методы, основанные на нормализации критериев и принципе гарантированного результата, дающие возможность решать задачи при заданном приоритете и равнозначных критериях.

Рассмотрим моделирование развития рынка с n-м числом видов ПНП ПП за время $t \in T$ для случая совершенной конкуренции, т. е. при наличии на рынке большого числа производителей и потребителей, возможности свободного выхода на рынок и выхода из него, одинаковом доступе к информации, однородности продукции.

Алгоритм моделирования развития рынка ПНП ПП для случая совершенной конкуренции представлен на рис. 5. Он включает в себя четыре этапа:

1) определение целей каждого участника рынка, для чего каждому производителю и потребителю предоставляются наиболее благоприятные условия;

2) выравнивание по числовому значению целевых установок участников рынка, в результате чего получаются нормализованные цели, к которым должен стремиться каждый участник рынка;

3) построение модели поведения каждого участника, в которой целевые установки участников рынка представлены в виде относительных оценок;

4) получение оптимального решения.

Моделирование развития рынка с n-м числом видов ПНП ПП для случая совершенной конкуренции необходимо проводить по трем направлениям:

1) моделирование поведения только производителей;

2) моделирование поведения только потребителей;

3) моделирование поведения участников рынка с учетом их целевых установок.

Таким образом, представленные ЭММ рынка ПНП ПП, которая учитывает баланс совокупного предложения и спроса и целевые установки каждого участника рынка, и алгоритм моделирования развития этого рынка, в полной мере отвечают требованиям современной практики управления маркетинговой деятельностью ПП.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Чернышев С. Л.** Моделирование экономических систем и прогнозирование их развития. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2003. 232 с.
2. **Фролов И. Э.** Наукоемкий сектор промышленности РФ: экономико-технологический механизм ускоренного развития. М.: МАКС Пресс, 2004. 320 с.
3. **Чичерова Е. Ю.** Управление развитием наукоемких производств в России. М.: КноРус, 2004. 176 с.
4. **Бендиков М. А., Фролов И. Э.** Рынки высокотехнологичной продукции: тенденции и перспективы развития // Маркетинг в России и за рубежом. 2001. № 2. С. 57—71.
5. **Ляхович Д. Г.** Общая характеристика и структура рынка продукции наукоемких производств промышленных предприятий // Российское предпринимательство. 2007. № 1. С. 92—95.
6. **Варшавский Л. Е.** Исследование инвестиционных стратегий фирм на рынках капитало- и наукоемкой продукции (производственные мощности, цены, технологические изменения). М.: ЦЭМИ РАН, 2003. 354 с.
7. **Промышленная** логистика. Логистикоориентированное управление организационно-экономической устойчивостью промышленных предприятий в рыночной среде / И. Н. Омельченко, А. А. Колобов, А. Ю. Ермаков и др. / Под ред. А. А. Колобова. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1997. 204 с.
8. **Машунин Ю. К.** Информационные технологии моделирования развития рынка // Информационные технологии. 2005. № 2. С. 20—27.
9. **Шнайдер Д. И. Г.** Технологический маркетинг. М.: Янус-К, 2003. 478 с.
10. **Meffert H.** Marketing: Grundlagen der Absatzpolitik; mit Fallstudien Einfuehrung und Relaunch des VW-Golf. Wiesbaden: Gabler, 1991. 740 S.

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621:693.54

С. В. БЕЛОКОБЫЛЬСКИЙ, д-р техн. наук, В. Б. КАШУБА, И. С. СИТОВ (Братский ГУ)

Повышение прочностных характеристик бетонного изделия обработкой его поверхности высокочастотным рабочим органом бетоноотделочной машины

Приведены результаты экспериментальных исследований, подтверждающих эффективность высокочастотного воздействия дискового заглаживающего рабочего органа на обрабатываемую бетонную поверхность с целью повышения ее прочностных характеристик. При этом прирост прочности по высоте слоя изделия в среднем составляет 14-15 %.

Основными критериями качества бетонных и железобетонных изделий, применяемых при создании дорожных и аэродромных покрытий, в промышленном и гражданском строительстве, являются чистота отделки поверхности изделия и его прочность [1]. При формовании изделий из пластичных и маложестких бетонных смесей достижение заданного качества по чистоте отделки поверхности и требуемым прочностным свойствам обеспечивается рядом технических решений и отработанным технологическим процессом. Использование для производства бетонных изделий жестких и повышенно-жестких бетонных смесей не находит широкого практического применения. Между тем экономическая целесообразность применения жестких бетонных смесей общеизвестна, так как их использование на 10 ÷ 20 % уменьшает расход цемента при сохранении заданной прочности бетона, сокращает сроки твердения и повышает долговечность бетонных изделий [2, 3, 4].

Обработка поверхности бетонного изделия является финишной операцией при формировании изделий на заводах сборного железобетона. При этом обработке в той или иной степени подвергается недоуплотненная незатвердевшая бетонная смесь. Степень недоуплотнения при прочих равных условиях определяется остаточной пористостью смеси. Характеристики пористости бетонов из жестких смесей, полученных методом продувания воздуха через образец [2], приведены в таблице.

Данные таблицы показывают, что с увеличением жесткости смеси (уменьшением расхода воды на 1 м^3) остаточная пористость возрастает. В среднем на каждый процент пор приходится 5 ÷ 6 % падения прочности [2, 5, 6]. Эти данные получены для обычных бетонов с содержанием цементного камня 300 ÷ 500 л/м^3. Однако детальные исследования [7] показали, что при снижении расхода цемента недоуплотнение сказывается более заметно и при жесткости 100 с и более может дойти до 7 ÷ 8 % (на 1 % защемленного воздуха).

За последние 50 лет в ЦНИИЭпжилища, Ленинградском инженерно-строительном институте (СПбГАСУ), ОКТБ и ГПИ "Моспроектстройиндустрия", НИИЖБе Главмоспромстройматериалах, ВНИИжелезобетона, Гипростроймаше, Братском ГУ и ряде других организаций проведены многочисленные теоретические и экспериментальные исследования, посвященные изучению процессов обработки поверхности бетонных изделий. Наиболее перспективным способом интенсификации процесса обработки поверхности бетонного изделия является дополнительное вибрационное воздействие на нее. Целесообразность использования вибрации во многих технологических процессах, в том числе при обработке бетонных изделий, доказана многочисленными исследованиями академика П. А. Ребиндера и его учеников, профессоров И. Н. Ахвердова, Д. Л. Баркана, Ю. М. Баженова, В. В. Верстова, А. Е. Десова,

Характеристика пористости бетона с различным водосодержанием

Характеристика бетона		Диаметр пор, мкм			Пористость свежеуплотненного бетона
Водоцементное соотношение	B, л/м^3	средний	преимущественный	максимальный	
0,3	180	5,5	0,7÷1,0	17	0
	160	6,2	1,0÷2,0	23	0,8
	140	5,0	0,7÷1,0	20	1,2
	120	5,5	0,7÷1,0	23	3,2
	100	5,0	1,0÷2,0	13	4,7
0,5	180	9,0	1,0÷2,0	26	0
	160	8,0	1,0÷2,0	26	0
	140	8,0	1,0÷2,0	26	1,2
	120	6,5	0,7÷1,0	26	4,0
	100	24,0	2,6÷2,8	28	6,0

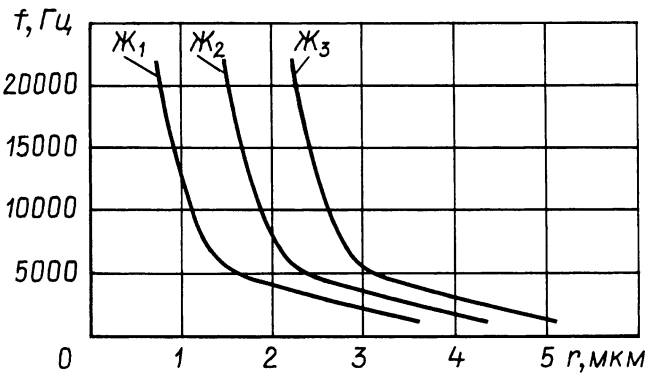


Рис. 1. Зависимости частоты *f* вибровоздействия от радиуса *r* пузырьков воздуха для смесей жесткостью $Ж_1 = 80$ с, $Ж_2 = 150$ с, $Ж_3 = 200$ с

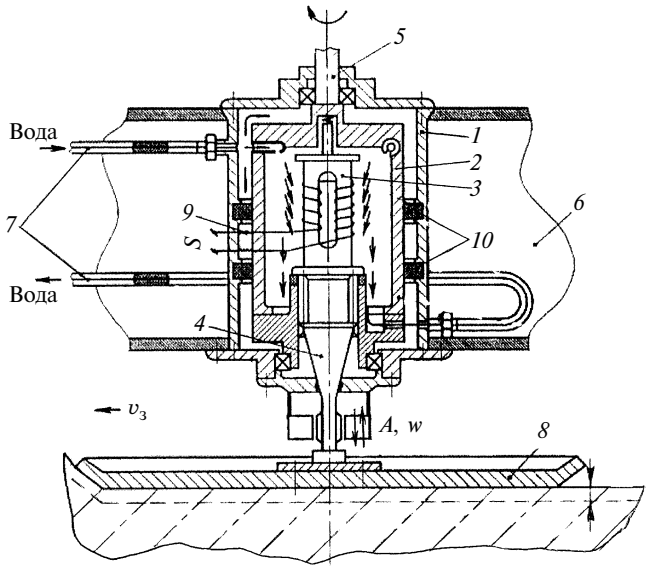


Рис. 2. Дисковое виброзаглаживающее устройство с магнитострикционным приводом:
1 — подвижный корпус; *2* — корпус магнитострикторa; *3* — возбудитель магнитострикторa; *4* — концентратор; *5* — приводной вал; *6* — рама портала; *7* — резинометаллические рукава; *8* — заглаживающий диск; *9* — скользящие контакты; *10* — резиновые манжеты; $v_з$ — скорость заглаживателя

Г. Я. Кунноса, В. А. Кузьмичева, А. Н. Лялинова, С. А. Миронова и многих других.

Проведенные ранее на кафедре "Строительные и дорожные машины" Братского ГУ исследования процесса воздействия вибрационного рабочего органа на обрабатываемую бетонную смесь показали, что связи между ее компонентами нарушаются и смесь приобретает большую подвижность. Разжижение бетонной смеси способствует перераспределению частиц в более плотную упаковку с одновременным удалением из бетонной смеси защемленного воздуха, что оказывает положительное влияние на повышение прочности затвердевшего бетона. В работе [8] получена зависимость, позволяющая теоретически определить рациональные пределы частот колебаний, способствующих удалению воздуха из обрабатываемой смеси:

$$f \geqslant 9\eta/\pi r^2\rho, \qquad (1)$$

где η и ρ — вязкость и плотность смеси: r — радиус пузырьков воздуха.

Из зависимости (1) следует, что для удаления пузырьков воздуха из смеси с уменьшением их радиуса вынужденная частота колебаний должна существенно повышаться вплоть до звукового и ультразвукового диапазонов. Результаты расчета представлены на рис. 1 для смесей разной жесткости.

С целью практической реализации высокочастотного воздействия на обрабатываемую бетонную поверхность коллективом авторов Братского ГУ предложена конструкция дискового виброзаглаживающего устройства с магнитострикционным приводом (рис. 2).

Для определения степени влияния высокочастотной обработки поверхности бетонного изделия на повыше-

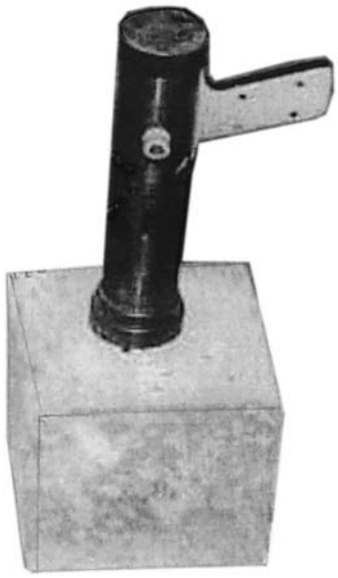


Рис. 3. Прибор КГ-1

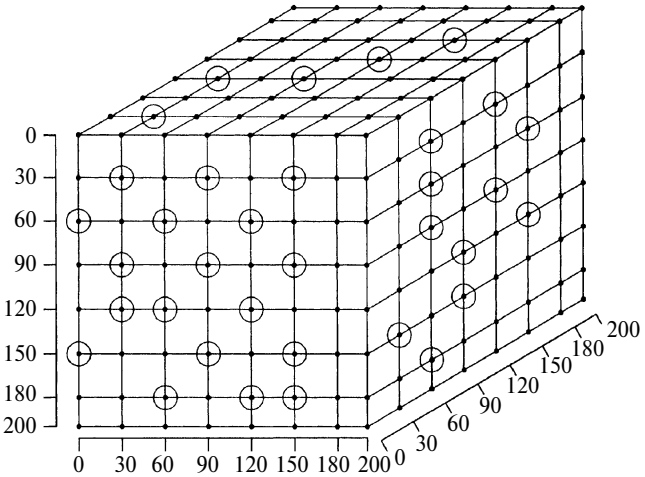


Рис. 4. Выбор точек для измерения прочностных свойств образца по высоте

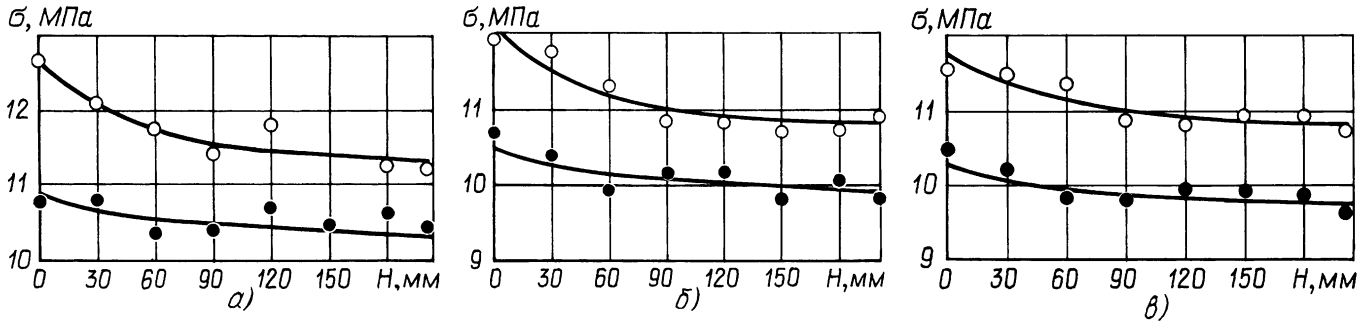


Рис. 5. Прирост прочности σ по высоте *H* слоя бетонной смеси жесткостью $Ж_1$ = 80 с (*а*), $Ж_2$ = 150 с (*б*) и $Ж_3$ = 200 с (*в*) без вибрации (●) и с вибрацией (○)

ние его прочности был проведен эксперимент по определению фактической прочности бетона. В ходе эксперимента прочностному контролю подвергались образцы бетона, поверхности которых обрабатывали магнитострикционным дисковым заглаживающим устройством в рациональных режимах работы (давление на бетонную смесь, заглаживающая способность, частота вибровоздействия) и рабочим органом без наложения высокочастотных колебаний в вертикальной плоскости. Эксперимент осуществляли в последовательности: подбор состава и замес бетонной смеси; укладка смеси в формы; уплотнение смеси на виброплощадке; обработка поверхности уплотненного бетона заглаживающим рабочим органом; контроль прочности обработанных образцов.

Состав бетона подбирали согласно Г0СТ 27008—86 "Правила подбора состава". *Основные свойства бетонной смеси*: марка бетона — М300; жесткость — 88, 142 и 186 с; активность цемента $R_ц$ = 414 кгс/см^2. *Свойства мелкого заполнителя*: крупность $M_к$ — средняя; средняя плотность — 2500 кг/м^3; насыпная плотность — 1560 кг/м^3. *Свойства крупного заполнителя*: вид заполнителя и его крупность — щебень ДН20; плотность в куске — 2857 кг/м^3; пористость — 48,9 %.

Далее производили замес бетонной смеси различной жесткости; смесь укладывали в формы высотой 200 мм, уплотняли на виброплощадке при частоте вибровоздействия f = 28 Гц. После этого поверхность каждой формы обрабатывали магнитострикционным рабочим органом как при высокочастотных колебаниях заглаживающего диска, так и без них.

Прочность бетона определяли по высоте образца неразрушающим методом с помощью пружинного прибора КГ-1 (рис. 3) конструкции А. М. Крюкова и Н. В. Гаврилова. Прибор служит для определения прочности бетона в сооружениях или деталях сборных железобетонных конструкций. Прочность бетона определяется по диаметру лунок — отпечатков, оставленных стальным шариком ударной части прибора после его удара о бетонную поверхность. Для метода пластической деформации при ударе число измерений на каждом образце должно быть не менее пяти, а расстояние между местами ударов — не менее 30 мм (рис. 4).

Соответствие измеренных значений диаметров отпечатков фактической прочности бетона оценивали согласно ГОСТ 18105—86 "Правила контроля пористости". По результатам испытаний было установлено изменение прочности бетона испытанных образцов в зависимости от высоты слоя, которое представлено на рис. 5, *а*, *б*, *в* в виде графиков для смесей разной жесткости.

По результатам проведенных экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

подтверждена эффективность применения высокочастотного воздействия заглаживающего диска на обрабатываемую поверхность по сравнению с рабочим органом, не совершающим колебаний;

в результате воздействия высокочастотных колебаний повышается прочность изделия, обработанного данным рабочим органом;

наибольшее повышение прочности наблюдается при обработке повышенно-жестких смесей (см. рис. 5, *б*) — до 18 %; наименьшее — при обработке смесей средней жесткости (см. рис. 5, *а*) — до 11 %; при обработке особо жестких смесей повышение прочности составляет в среднем 14 % (см. рис. 5, *в*).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **ГОСТ 26633—91.** Бетоны тяжелые и мелкозернистые. Технические условия.

2. **Баженов Ю. М.** Технология бетона: Учеб. пособие. М.: Высшая школа, 1987. 415 с.

3. **Баженов Ю. Н., Когар А. Г.** Технология бетонных и железобетонных изделий. М.: Наука, 1984. 349 с.

4. **Хаютин Ю. Г.** Монолитный бетон. М.: Стройиздат, 1991. 573 с.

5. **Афанасьев А. А.** Технология импульсного уплотнения бетонных смесей. М.: Стройиздат, 1987. 166 с.

6. **Савинов О. А., Лавринович Е. В.** Вибрационная техника уплотнения и формования бетонных смесей. Л.: Стройиздат, 1986. 280 с.

7. **Зоткин А. Г., Гинберг О. А.** О влиянии состава бетона на снижение прочности при недоуплотнении // Изв. вузов. Строительство и архитектура. 1971. № 4. С. 86—91.

8. **Афанасьев А. А.** Миграция воздушных образований в процессах уплотнения бетонных смесей // Изв. вузов. Строительство и архитектура. 1976. № 10. С. 137—142.

УДК 001.891.573:629

В. К. ФЕДОРОВ, Г. П. БЕНДЕРСКИЙ, доктора технических наук, А. В. ЛУЦЕНКО
(ОАО КБ "Лианозовские родары")

Технология экспериментального исследования математической модели движения мобильных РЛС по деформируемым грунтам

Основной задачей экспериментальных исследований является разработка методики выбора параметров движения аналитическим методом как результата математического моделирования. Были проведены экспериментальные исследования для апробации методов математического моделирования, разработанных для подтверждения адекватности реальному процессу движения колесного транспортного средства для мобильных радиолокационных станций (РЛС).

Для этого была разработана экспериментальная установка и предложена методика полевых испытаний колесных транспортных средств повышенной проходимости.

Задачи эксперимента:

определение угловых скоростей на колесах автомобиля и на карданном валу;

определение ускорений кузова на передней и задней оси;

определение продольного ускорения автомобиля.

Цели эксперимента:

определить с достаточной точностью параметры грунта, на котором проводится эксперимент;

проверить адекватность математической модели и при необходимости ее подкорректировать.

Для проведения эксперимента на транспортном средстве РЛС (автомобиль УАЗ-3741) были установлены датчики угловых скоростей и датчики ускорений. Места установки датчиков представлены на рис. 1, схема подключения датчиков к аппаратуре — на рис. 2. Полученные сигналы записывали на магнитограф 7005 фирмы "Бьюль и Къер" (Б & К), их преобразовывали на аналого-цифровых преобразователях (АЦП) и анализировали с помощью компьютера.

Для установки датчиков на ступицы задних колес автомобиля было разработано приспособление (рис. 3), особенностью которого является использование магнитного датчика фирмы BOSCH.

Компактность датчика позволяла устанавливать его в любом положении рядом с вращающимся объектом на некотором расстоянии (между датчиками и вращающейся деталью имелся зазор, для чего устанавливали бронзовую втулку). При выдвижении датчика из держателя происходит удар о вращающуюся деталь, подпружиненная втулка возвращает датчик на прежнее место.

Напротив датчика с зазором устанавливали зубчатое колесо — диск, на котором было выполнено 80 пазов размерами 2,5 × 2,5 мм.

Приспособление устанавливали на ступицу заднего колеса, причем зубчатое колесо вращалось вместе с колесом автомобиля, а датчик оставался неподвижен. Для того чтобы датчик относительно колеса оставался неподвижным, был предложен механизм крепления датчика (пантограф), который оставлял элементу крепления только две степени свободы: вертикальное перемещение и поперечно-угловые колебания.

Перед испытаниями колесного транспортного средства на местности были проведены экспериментальные исследования на стенде, которые позволили оценить тангенциальную эластичность шины. Для этого использовали стенд для исследования колесной машины (КМ) с колесной формулой 4 × 2. Колеса одной ведущей оси устанавливали на вращающиеся барабаны.

В состав оборудования комплекса для испытаний на беговом барабане входили: стенд; автомобиль УАЗ-3741; приспособление для установки датчиков угловых скоростей; виброизмерительная аппаратура ВИ6-6ТН; измерительный магнитофон 7005; двухканальный анализатор сигналов 2034.

Стенд для оценки тангециальной эластичности шин (рис. 4) состоит из опорной поверхности *7* (пол бокса),

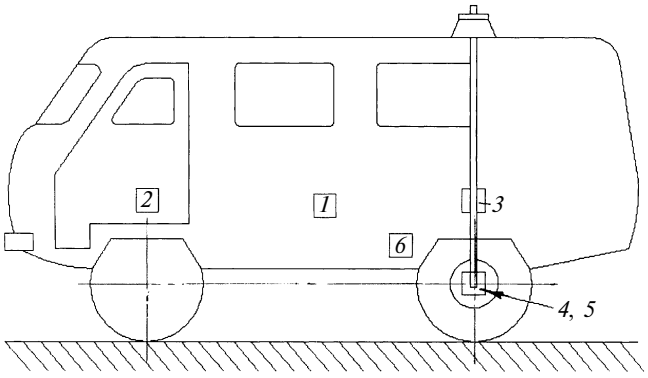


Рис. 1

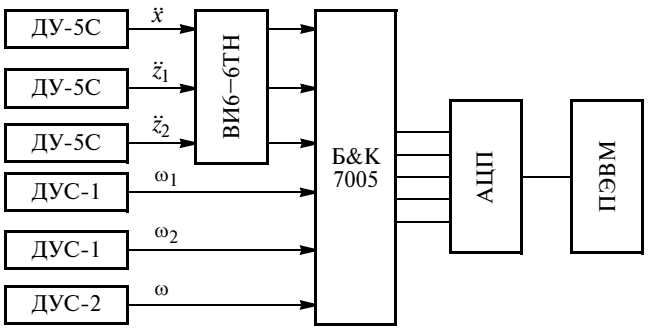


Рис. 2

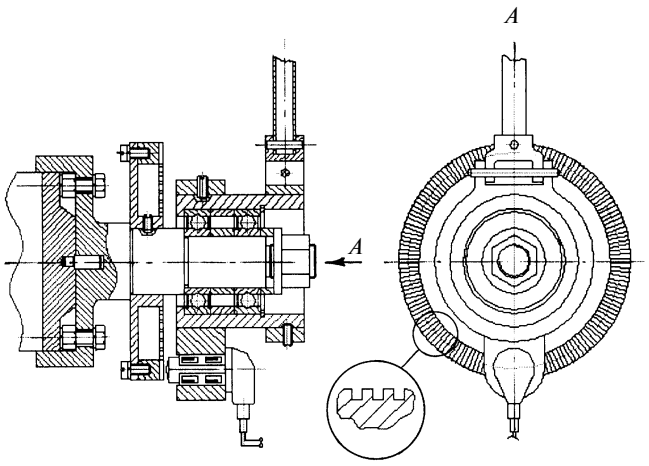


Рис. 3

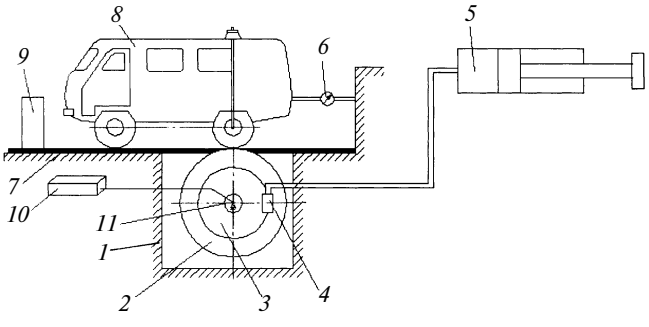


Рис. 4

на которой устанавливают колеса ведомых осей; фундаментного основания *1*, подшипниковых опор, в которых свободно вращается массивная ось с двумя беговыми барабанами *2* и диском *3* дискового тормозного механизма.

Машину *8* устанавливали ведущими колесами на барабаны с небольшим смещением ведущей оси колесного движителя (вперед относительно оси барабанов) так, чтобы устранить потери ее устойчивости относительно стенда при переходных режимах работы двигателя.

В продольном направлении через регистратор *6* продольного усилия (регистрация крюковой нагрузки $P_{кр}$), машина закреплялась относительно барабанов.

На оси беговых барабанов установлен датчик *11* угловой скорости оси, сигнал от которого поступает на регистрирующий прибор *10*, позволяющий непосредственно регистрировать скорость КМ v_x движения с учетом радиусов $r_б$ бегового барабана и $r_к$ качения колеса.

Для создания окружной силы (силы сопротивления движению) на колесах использовали тормозной механизм, обеспечивающий изменение сопротивления вращению барабанов, а, следовательно, и ведущих колес. На стенде использовали дисковый тормозной механизм, установленный на середине оси барабанов, который подтормаживался тормозными колодками *4* при плавном изменении гидравлического давления в тормозном цилиндре *5* системы. Данный механический тормозной механизм отличается простотой конструкции. Однако при таком механическом торможении трудно обеспечить длительное равномерное вращение барабанов из-за нагрева механизма. Кроме того, коэффициент трения между колодками и диском непостоянен.

Существующие гидравлические и электрические тормозные механизмы обеспечивают равномерное вращение в течение продолжительного времени, но не могут быть использованы при малых угловых скоростях без ускоряющих редукторов или других систем, что значительно усложняет их конструкцию.

Окружная сила, развиваемая ведущими колесами КМ, равна силе сопротивления качению колес ведущей оси и нагрузке $P_{кр}$ на крюк.

При проведении экспериментов регистрировали силу $P_{кр}$, на крюке скорость v_x движения и частоту вращения барабана.

Для того чтобы двигатель не перегревался, перед радиатором устанавливали вентилятор *9* (в ряде случаев при длительных испытаниях проводили принудительное охлаждение двигателя проточной водой).

Для удобства проведения исследований КМ была оборудована устройством фиксированного положения дроссельной заслонки карбюратора.

Так как скорости в пятне контакта бегового барабана и исследуемой шины одинаковы, справедливо выражение $V = \omega_б r_б = \omega_к r_к$, где $\omega_б$, $\omega_к$ — угловые скорости бегового барабана и колеса.

Следовательно, можно рассчитать радиус качения колеса.

Автомобиль прикреплен к стене с помощью жесткой сцепки, в которую встроен динамометр, позволяющий снимать значения параметра P_x. После пуска двигателя устанавливается постоянная скорость (v = 30, 40 км/ч и т. д.). Поскольку нет возможности обеспечивать постоянную скорость, она фиксируется специальным сектором; выставление точного значения осуществляется специальным тормозным механизмом.

С помощью записывающей аппаратуры были получены интервалы импульсов угловой скорости колеса и барабана. Используя формулы: $r_к = r_б\omega_б/\omega_к$; $r_к = v_{ср}/\omega_к$; $v_{ср} = L_б N_б/\Delta T$; $\omega_к = 2\pi f/z$; $r_к = L_б N_б z/(\Delta T 2\pi f)$, где $v_{ср}$ — средняя скорость движения; $L_б$ — длина окружности барабана; $N_б$ — число импульсов барабана за интервал времени ΔT; f — наиболее вероятная частота импульсов по спектру; z = 80 — число зубьев диска, получаем окончательную зависимость радиуса $r_к$ качения колеса в интервале времени ΔT.

Используя формулы: $\varphi_x = \dfrac{R_x}{R_z + (hR_x/L)}$; $s = 1 - r_{кс}/r_к$, где $r_{кс}$ — радиус качения колеса в свободном режиме; R_z — вертикальная реакция, действующая со стороны опоры на колесо; R_x — продольная сила, действующая на колесо, можно определить $r_к$ при различных значениях силы P_x для каждого колеса и построить зависимость $r_к = f(P_x)$, а также зависимость $\varphi_x(S)$.

Используя формулы: $r_к = r_{кс} - \lambda P_x$; $\lambda = \frac{r_{кс} - r_к}{P_x}$, определим тангенциальную эластичность λ колеса.

Эксперимент следует проводить при различных скоростях, чтобы проверить характер изменения параметра тангенциальной эластичности колеса.

Исследования проводили на грунтовой дороге для проверки математической модели, определения зависимости $\varphi(s)$ и проходимости автомобиля по грунтовой дороге. Была предложена следующая схема технической реализации эксперимента. Два автомобиля УАЗ-3741, соединенные между собой динамометром, двигались по грунтовой дороге. При торможении второго автомобиля на крюке возникало усилие P_x. Зная значения λ и $r_{кс}$, можно определить значение $r_к$.

Вывод

Для экспериментального исследования математической модели "шина — опорная поверхность", а также для построения зависимости $\varphi(s)$, необходимы такие исходные данные, как угловые частоты вращения ведущих колес автомобиля, продольная реакция в пятне контакта взаимодействия модели. Предложенная технология экспериментальных исследований может применяться для грунтов с различной несущей способностью и интересна для проверки алгоритмов и расчетных методик моделирования проходимости.

Выставка "Электро-2007"

В г. Москве на территории Центрального выставочного комплекса "Экспоцентр" с 13 по 16 июня 2007 г. проходила Шестнадцатая международная выставка электрооборудования для энергетики, электротехники, машиностроения, электроники, энерго- и ресурсосберегающих технологий, бытовой электротехники. Организатор выставки — ЦВК "Экспоцентр" при содействии ОАО "Стандартэлектро" и ООО "Майер Джей Экспо".

Свою продукцию на выставке демонстрировали 632 экспонента из 27 стран, из них 376 — российские. В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов.

ОАО "Электроавтомат" (г. Алатырь, Чувашская республика) демонстрировало на выставке различные модульные устройства и автоматические выключатели нового поколения.

Автоматический выключатель мод. ВА25-29-ETIMAT10 для защиты электрических цепей переменного тока напряжением до 400 В и электроустановок от токов короткого замыкания, от токов перегрузки и недопустимых снижений напряжения. Выключатель работает при температуре −40 ÷ +60 °С. Износостойкость: механическая — не менее 6000 циклов; коммутационная — не менее 2000 циклов. Корпус выполнен из негорючей пластмассы. Дугогасительная камера, состоящая из нескольких металлических пластин, обеспечивает отключение с помощью биметаллической пластины при действии тока перегрузки. Выключатель оснащен цветовым индикатором положения контактов.

Автоматический выключатель дифференциального тока АВДТ-2С-KZS-2M с встроенной защитой от сверхтоков. Применяется в электрических цепях переменного тока с номинальным напряжением до 230 В. Выключатель обеспечивает защиту: человека от поражения электрическим током при прикосновении к токоведущим частям неисправных электроустановок; от пожара, возникающего из-за токов утечки и замыкания на землю; электрических сетей от перегрузок и короткого замыкания. Выключатель работает при температуре −25 ÷ ÷ +60 °С. Износостойкость: механическая — не менее 3000 циклов; коммутационная — не менее 2000 циклов. Сечение присоединяемых проводников 1 ÷ 2,5 мм^2. Масса выключателя 240 г.

Московский электромеханический завод предложил потребителям распределительные щиты различного назначения.

Пятипанельный главный распределительный щит мод. ГРЩ-5 для приема и распределения электроэнергии. Напряжение — 380/220 В переменного тока, частота — 50 Гц, есть возможность автоматического ввода резерва для защиты от перегрузок и токов короткого замыкания отходящих линий. Щит оснащен выключателем CHINT серии NA1 на номинальные токи 400 ÷ 3200 А с программируемой селективной защитой, что повышает надежность источников питания и позволяет избежать их нежелательного отключения.

Панели Щ0-70-2-01 для комплектования щитов распределения электроэнергии напряжением 380/220 В. Работают панели при температуре −40 ÷ +35 °С. Панели изготовлены с ошиновками, имеющими электродинамическую стойкость 30 кА. Монтируются щиты во взрывобезопасной среде, без агрессивных сред и паров, а также производственной пыли в количествах, способствующих разрушению и нарушению работы панелей.

ОАО "Свердловский завод трансформаторов тока" предложил потребителям свою продукцию, в том числе трансформатор тока мод. ТПОЛ-10М-2 для передачи сигнала измерительной информации приборам, устройствам защиты и управления, а также для изолирования цепей вторичных соединений от высокого напряжения в электрических установках переменного тока с частотой 50 или 60 Гц и напряжением до 10 кВ. Трансформатор встраивается в распределительные устройст-

ва и токопроводы. Он эксплуатируется в невзрывоопасной среде, не содержащей пыли, химически активных газов и паров в концентрациях, способствующих разрушению покрытий металлов и изоляции. Габаритные размеры трансформатора 60 × 294 × 414 мм.

Группа компаний ЭЛКОМ (г. Санкт-Петербург) предложила потребителям электродвигатели, насосы, частотные преобразователи и другое оборудование, изготовленное в СНГ.

Сетевой насос мод. СЭ500-70-16 для перекачивания в тепловых сетях воды, содержащей твердые частицы размером не более 0,2 мм при концентрации не более 5 мг/л. Подача насоса 500 $м^3$/ч, частота вращения ротора 3000 $мин^{-1}$, мощность двигателя 160 кВт. Его габаритные размеры 2300 × 1050 × 1065 мм, масса 2,3 т.

Центробежный вихревой насос мод. ВК2/26А У3.1 для перекачивания воды, нейтральных и химически активных жидкостей. Линейная скорость сплошной коррозии материалов проточной части не должна превышать 0,1 мм/год. Кинематическая вязкость жидкостей — до 36×10^{-6} $м/с^2$, содержание твердых включений размером не более 0,05 мм — не более 0,01 мас. %. Подача насоса 2 л/с, его мощность 1,5 кВт, частота вращения ротора двигателя 1500 $мин^{-1}$.

Насос мод. СМ 80-50-200-2 для перекачивания производственных сточных масс и других неагрессивных жидкостей с плотностью до 1050 $кг/м^2$, pH 6 ÷ 8,5, температурой до 80 °С и содержанием абразивных частиц размером до 5 мм не более 1 % по массе. Предельная концентрация перекачиваемой массы 2 %. Предельное содержание газа в перекачиваемой среде 5 %. Мощность насоса 15 кВт, частота вращения ротора 3000 $мин^{-1}$.

Вакуумный водокольцевой насос мод. ВВН1-0,75 для отсасывания воздуха или неагрессивных газов и парогазовых смесей, предварительно очищенных от основной массы капельной влаги. Конструктивное исполнение насоса — горизонтальное, с осевым направлением газа через всасывающие и нагнетательные окна. В насосе отсутствуют трущиеся части в рабочем пространстве. Его производительность 0,75 $м^3$/мин, мощность двигателя 2,2 кВт. Габаритные размеры насоса 815 × 332 × 315 мм, масса 80 кг.

Асинхронные взрывозащищенные двигатели серий 2 В; 2ВР; 250 и 280 для приводов стационарных машин и механизмов. Такие двигатели рекомендованы для работы в помещениях и наружных установках, в которых возможно образование взрывоопасных газопаровоздушных смесей. Двигатели предназначены для работы во всех отраслях промышленности, выполнены во взрывонепроницаемой оболочке с наружным обдувом. Охлаждение двигателей осуществляется собственными вентиляторами. Они соединяются с исполнительными механизмами с помощью эластичной муфты или прямозубой цилиндрической шестерни. Коробка выводов располагается под углом 30° к горизонтальной оси двигателя, что обеспечивает ввод для двигателей 2В и 2ВР гибких бронированных кабелей и проводов с медными и алюминиевыми жилами. Крепление коробки выводов на двигателе позволяет поворачивать ее относительно корпуса двигателя на угол 40°. Мощность двигателей 37—110 кВт.

Фирма ERKO (Польша) демонстрировала на выставке новые разработки.

Станок типа SH400PLC1 с электронным управлением для резки, пробивки отверстий и гибки медных и алюминиевых токопроводящих шин. Станок автоматически выбирает режим работы. Он также оснащен: встроенной измерительной линейкой (точность 0,1 мм); плавно регулируемым датчиком угла гиба; контролером правильности положения гнущего корпуса по отношению к ширине шины. Пробивка круглых и овальных отверстий и резка шин происходит без деформаций и заусенцев. Датчик угла гиба работает по заданной программе с точностью 0,1°. Мощность станка 1,1 кВт, питающее напряжение 400 В. Толщина обрабатываемых шин 12 мм, ширина 125 мм. Габаритные размеры станка 1280 × 800 × 1420 мм, масса 290 кг.

Съемник мод. SI 10M для снятия изоляции из резины и пластмассы с одно-, много- и тонкожильных проводов сечением 0,03 ÷ 10 $мм^2$, а также с плоских однослойных кабелей шириной до 10 мм на регулируемой длине 3 ÷ 18 мм. Съемник оснащен буфером для регулировки длины снимаемой изоляции, автоматическим регулятором силы нажима ножей на кабель, а также резаком кабелей из Al и Cu диаметром до 10 мм. Ножи, снимающие изоляцию, автоматически настраиваются на толщину кабеля, не повреждая его. После снятия изоляции щеки съемника автоматически раскрываются. Его корпус выполнен из пластмассы, укрепленной стеклянным волокном. Инструмент нельзя применять для резки стальных тросов. Длина съемника 195 мм, масса 210 г.

Ручной переносной гидравлический пресс типа HR100/U для опрессовки: медных наконечников и соединителей без изоляции и с изоляцией на жилах медных многопроволочных кабелей сечением 10 ÷ 120 $мм^2$; втулочных наконечников без изоляции и с изоляцией на жилах медных многопроволочных кабелей сечением 25 ÷ 185 $мм^2$; алюминиевых наконечников и соединителей сечением 16 ÷ 120 $мм^2$. Пресс оснащен вращательной головкой. Его длина 360 мм, масса 3,5 кг, сила нажима 47 кН.

Фирма EHRT (Германия) демонстрировала и предложила потребителям *штамповочный станок мод. Holecut 40-9* для обработки шин из плоских профилей шириной до 200 мм и толщиной до 15 мм — медных и до 10 мм — стальных. Работает станок следующим образом. Заготовка по заданной программе вызывается по номеру — коду и графически отображается на экране со всеми видами технологической обработки (штамповки), а при подключении к гибочному станку будут отображены и позиции гибов. После ввода данных о длине шины вычислительное устройство сообщает максимальное число деталей, которые можно изготовить из этой шины. Станок работает в автоматическом режиме. Заготовки транспортируются пластинчатым конвейером и выбрасываются сбоку на специальный стол вы-

талкивателем. Остаток шины автоматически доходит до конца конвейера и попадает на конвейер для отходов. За один рабочий ход из одной шины можно изготовить разные детали. Станок работает непрерывно до ввода нового номера — кода. Станок может работать по разделительной программе и по программе "без разделения". Заготовка фиксируется по бокам сменными зажимами. Преимущество боковой фиксации состоит в том, что пробивка отверстий возможна по всей поверхности заготовки вплоть до кромки. Штамповочные инструменты легко заменяются вручную за 1 мин. Оператору сообщается, сколько инструментов необходимо заменить при изготовлении новых деталей. Программное обеспечение устанавливает, на какой позиции это необходимо выполнить, и автоматически смещает инструментальный суппорт к месту смены. Штамповочная система станка — гидравлическая, усилием 400 кН, скорость перемещения — 80 ходов/ мин. Размеры заготовок: ширина 15 ÷ 200 мм; толщина 3 ÷ 10 мм (сталь), 3 ÷ 16 мм (медь и алюминий); длина 30 ÷ 6000 мм; диаметр пробиваемого отверстия 32 ÷ 180 мм. Точность позиционирования станка ± 0,08 мм.

Компания SONEL (Польша) показала на выставке и предложила потребителям свои новые разработки.

Измеритель мод. MRP-120 для измерения параметров устройств отключения, являющихся дополнительной защитой от поражения электрическим током в однофазных и трехфазных электрических цепях переменного тока. Функциональные возможности прибора: измерение параметров отключения дифференциальных выключателей — тока и времени отключения; выбор начальной фазы создаваемого дифференциального тока — 0 или 180°; измерение параметров отключения дифференциальных выключателей общего и селективного типа с номинальными дифференциальными токами 10, 30, 100, 300 и 500 мА; выбор безопасного напряжения прикосновения в пределах 25 ÷ 50 В, а для дифференциальных выключателей селективного типа — дополнительно 12,5 В; обеспечение защиты от превышения безопасного напряжения во время измерения; измерение напряжения сети.

Цифровой измеритель мод. MIC-2500 для измерения сопротивления, увлажненности, степени старения электроизоляции кабельных линий, обмоток трансформаторов, двигателей и других электро- и телекоммуникационных установок. Регистрация результатов измерения в памяти прибора и на ПК позволяет контролировать состояние изоляции. Можно измерять напряжение постоянного и переменного тока и сопротивления от 0,1 Ом до 1100 ГОм. Прибор осуществляет: вычисление коэффициента абсорбции (увлажненности изоляции) и коэффициента поляризации (степени старения изоляции); отображение величины тока утечки и автоматический выбор измерительных диапазонов.

Комплект LKZ-700 для поиска скрытой проводки в различных материалах, мест коротких замыканий и обрывов проводов, а также для поиска коммуникаций под землей на глубине до 2 м. Возможен поиск кабелей и проводов как под напряжением (без необходимости отключения оборудования от локализуемой цепи), так и без напряжения. Комплект состоит из генератора, создающего в локализуемой цепи сигнал в виде высокочастотных импульсов с цифровым кодированием, и приемника, обнаруживающего моделируемое генератором электрическое и магнитное поля. Уровень напряженности замкнутого поля отображается приемником на светодиодном табло. Поиск трасс на глубине 2 м и мест повреждений осуществляется по уровню обнаруженного сигнала.

Фирма VKT Trading (Германия) демонстрировала на выставке оборудование для обработки токоведущих шин. Приведем краткое описание некоторых экспонатов.

Инструмент мод. SLB-125 для пробивки медных и алюминиевых шин толщиной до 13 мм. Инструмент пробивает овальные отверстия до 21 × 14 мм и круглые диаметром до 21 мм. Точное повторение конфигурации пробивок осуществляется с помощью шаблонов.

Режущий инструмент мод. HSBL-2 для обработки шин размерами 160 × 13 мм с максимальной прочностью 250 Н/мм^3. Инструмент обрабатывает изолированные шины и другие материалы. Комбинированная защита гарантирует безопасность при работе.

Роликовый конвейер, объединяющий инструмент для резки и перфорации в высокопроизводительную систему, работает с шинами длиной до 5 м, обеспечивает поточность процесса обработки.

Международная выставка "Электро—2007" прошла с большим успехом и способствовала дальнейшему подъему производства, повышению активности специалистов в создании и освоении нового оборудования для переоснащения машиностроения, электроэнергетики, транспорта и других отраслей промышленности.

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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

Обозрение зарубежных изданий

Werkslatt und Betrieb. 2006. V. 139. Nr. 6

Высокопроизводительный горизонтальный фрезерный центр, с. 18.

Центр a61-5XR фирмы Makino Europe GmbH предназначен для экономичной пятикоординатной обработки деталей из заготовок массой до 700 кг. Жесткая оребренная станина, эффективная стабилизация температуры и система управления Pro5 фирмы Fanuc гарантируют высокую точность деталей. Перемещения по основным осям составляют 730, 650, 730 мм. Предусмотрена система автоматической замены двухместных спутников размерами 500 × 500 мм. Прецизионный шпиндель с системой охлаждения Ollmatic имеет привод мощностью 18,5 кВт и частоту вращения шпинделя до 20 000 мин$^{-1}$.

Фрезерный станок для деталей точной механики, с. 20, ил. 1.

Фирма Datron-Electronic GmbH выпустила высокопроизводительный станок M7HP для изготовления деталей точной механики. Высокая точность обработки обеспечивается гранитной станиной, сверхпрецизионным шпинделем мощностью 0,6 ÷ 3,0 кВт с частотой вращения до 60 000 мин$^{-1}$ и базирующейся на Windows системой управления. Для обработки графита и керамики поставляется комплект отсасывающего оборудования.

Ленточно-отрезные станки для малогабаритных деталей, с. 22, ил. 2.

Фирма Hans Kaltenhdch GmbH (Германия) завершила свою программу создания ленточнопильных станков для обработки малогабаритных стальных и алюминиевых заготовок, профилей, труб, а также пачек и связок из них, разработкой типоряда KBC. Описаны два станка моделей KBC 280NA и KBC 350NA этой фирмы. Широкую номенклатуру ленточнопильных станков выпускает также фирма Behrmger GmbH, в числе которых станок мод. HBM 540A для резания сортовой стали, труб и профилей из металлов диаметром до 540 мм или сечением до 540÷630 мм полотнами из биметалла или твердых сплавов. Для удобства обслуживания пильную раму можно наклонять к оператору под углом 4°. Величина подачи равна 800÷3000 мм.

Два станка на общей станине, с. 24, ил. 2.

Описаны зубофрезерный мод. 130H и шевинговальный мод. 130 SV станки серии Genesis, разработанные фирмой Gleason Sales (Германия). Они имеют компактную жесткую станину из полимербетона, занимающую небольшую площадь, и встроенный двухзахватный питатель с малым временем подачи и замены заготовок. В первом станке использован непосредственный привод без механических и гидравлических элементов с малым временем переналадки; во втором — система автоматического деления.

Обрабатывающий центр для крупногабаритных деталей, с. 74, 75, ил. 2.

Описаны возможности и технические характеристики центра с ЧПУ мод. C50U dynamic фирмы Maschmenfabrik Berthold Hermle AG для обработки изделий диаметром до 1 м и высотой 0,81 м и массой 2000 кг. Центр имеет станину специальной конструкции, управляемый прецизионный рабочий стол, шпиндель с регулируемой приводной системой повышенной стабильности и инструментальный патрон, позволяющий устанавливать инструмент длиной до 430 мм с рабочим диаметром до 250 мм. Системы подачи технологической жидкости и отвода стружки работают в автоматическом режиме.

Mücke K. Максимальная производительность на минимальной площади, с. 99—101, ил. 5.

Такую производительность в современном производстве обеспечивают вертикальные обрабатывающие центры серии BA S03 фирмы Shwabische Werkzeugrnaschmen GmbH, имеющие два главных шпинделя с приводами мощностью 16,5 кВт, частотой вращения до 17 500 мин$^{-1}$ и крутящим моментом 60 Н · м, одно- и двухпозиционную конфигурацию и портальное исполнение. При комплектовании центра поворотным столом возможна пятикоординатная обработка под любыми углами.

Werkslatt und Betrieb. 2006. V. 139. Nr. 7/8

Преимущества станков с двумя шпинделями, с. 14, ил. 1.

Фирма Chiron-Werke GmbH (Германия) представила данные о том, что многошпиндельный обрабатывающий центр имеет производительность, всего лишь на 30 % большую по сравнению с таким же центром с одним шпинделем. Более перспективно иметь на рабочем столе несколько зажимных приспособлений при наличии двух шпинделей. Описан двухшпиндельный обрабатывающий центр с ЧПУ мод. DZ 18W Magnum.

Эксплуатация станка дороже расходов на его покупку, с. 16.

Станок мод. NV 252 выпускается фирмой Boehringe Werfezeugmaschinen GmbH. Предвосхищая замечания потенциальных покупателей относительно его высокой цены, фирма доказывает, что стоимость технического обслуживания станка и стоимость режущих материалов могут превышать закупочную цену в 5 раз. С учетом этого новый станок является весьма эффективным, поскольку на его автономных шпинделях можно одновременно выполнять разные операции, включая обработку закаленных сталей и чистовую обработку. Приведены эксплуатационные особенности этого станка с двумя шпинделями.

Licha H.-J. Новые концевые фрезы, с. 32, 33, ил. 3.

Описаны возможности новых концевых фрез VHV семейства "HSC-Jet-Cut-line", предлагаемые фирмой Franken GmbH & Co. KG. Фрезы имеют сферические и торообразные торцы и удовлетворяют самым жестким требованиям с точки зрения динамики процесса резания и обеспечивают эффективную обработку, что дос-

тигается сочетанием оптимальной геометрии режущей части, высококачественного твердосплавного субстрата и соответствующего покрытия. Шероховатость обработанной поверхности не превышает 2 мкм.

Правильный выбор фрезерных станков, с. 66, 67, ил. 3.

Приведены рекомендации с некоторыми практическими примерами и данными по выбору станков, рассматриваемые на примере ленточно-отрезных и круглопильных станков фирмы Kasto Maschinenbau GmbH & Co. KG.

Fürst J. Успехи фирмы Schneider по ремонту станков, с. 70, 71, ил. 4.

Фирма с 20-летней историей известна на мировом рынке как предприятие по модернизации и капитальному ремонту металлорежущих станков. Она отремонтировала гигантский горизонтально-расточный станок фирмы Froriep с приводом шпинделя мощностью 65 кВт, заменив его современным приводом и системой управления фирмы Siemens. Точность отремонтированных станков отвечает стандартам DIN 8606 и DIN 8605. В последнее время получены заказы из Египта и России.

Концевые фрезы для обработки алюминия, с. 80, ил. 1.

Фирма Hahn + Kolb Werkzeuge предлагает цельнотвердосплавные концевые фрезы двух типов из серии AluSpeed, предназначенные для обработки алюминия и высоколегированных сталей. Фрезы для черновой и чистовой обработки диаметром 3÷25 мм имеют стружечные канавки с зеркально чистой полированной поверхностью или с покрытием Alu-CC, выдерживающим рабочую температуру до 900 °С.

Сверла для сверления отверстий малого диаметра, с. 80, ил. 1.

Фирма Titex Gunter & Co предлагает новые охлаждаемые снаружи сверла Alpha 2 Plus Micro для сверления мелких отверстий диаметром 0,5 ÷ 2,9 мм (80 типоразмеров) и глубиной до восьми диаметров. Сверла отличаются оптимальным сочетанием геометрии стружечных канавок и режущей части, что обеспечивает их высокую износостойкость и благоприятные условия для отвода стружки.

Meier K. A. Швейцарское станкостроение на мировом рынке, с. SPF 6—9, ил. 3.

Приведены статистические данные в виде диаграмм о станкостроении Швейцарии, которое продолжает оставаться одним из ведущих поставщиков высококачественных станков на мировой рынок, причем небольшой внутренний рынок является причиной экстремально высокой доли экспорта. Крупнейшим экспортером является Германия. В данной отрасли функционируют около 170 предприятий с общим числом работников около 16 000 человек.

Däppen M. Комбинированный станок, с. SPF 10—13, ил. 1.

Отвечая требованиям рынка, фирма Fritz Studer AG разработала станок мод. S242, предназначенный для точения и круглого шлифования деталей из закаленных сталей, причем обе операции выполняются за один установ, что снижает время обработки на 30 %. Основное назначение станка — изготовление валов и деталей патронов, а также точных образцов для испытаний на растяжение. Модель оснащена наклонной станиной из полимербетона Granitan и двумя поперечными салазками по оси *z*.

Приз станкам за оригинальный дизайн, с. SPF 17, 18, ил. 2.

Многопозиционный станок NRG-50 швейцарской фирмы Mikron SA Agno с делительным столом получил международный приз iF product design award 2006 за футуристический дизайн. Станок имеет еще две особенности: единую систему регулирования температуры для обеспечения максимальной точности обработки и расположение всех обрабатывающих узлов с приводами вне зоны обработки для устранения загрязнений и упрощения обслуживания. Отмечен также новый многопозиционный станок imo-space с ЧПУ фирмы Imoberdorf AG с делительным столом, в котором удачно сочетаются оригинальный дизайн с функциональностью, значительно улучшенной благодаря идеям клиентов. Станок предназначен для изготовления деталей в средне- и крупносерийном производствах. Высокая точность обработки обеспечивается наличием гасящей вибрации станины из высококачественного серого чугуна, систем охлаждения и управления.

Программное обеспечение для шлифования и заточки фрез, с. SPF 45.

Фирма NUM Cüttinger AG предлагает новую версию ПО "Numrotoplus" для шлифования и заточки инструментов как стандартных, так и отличающихся от них характерными геометрическими параметрами, например радиусной передней поверхностью с большим числом фасок.

Modern Machine Shop 2006. V. 79. Nr. 1 (июнь)

Делительные столы, с. 134, ил. 1.

Фирма Fibro предлагает простые по конструкции и универсальные по назначению делительные столы с приводом от высокомоментного двигателя через стандартную червячную передачу или с комбинированным приводом, обеспечивающие поворот детали вокруг нескольких осей для возможности ее обработки с пяти сторон. При необходимости поворота только по осям *A* и *B* в столе не используются механические элементы привода, что повышает надежность и долговечность работы.

Измерительная система для режущих инструментов, с. 142—145, ил. 1.

Система Saturn компании Zoller CPJC позволяет автоматически измерять диаметр инструмента (до 400 мм), его длину (по оси *Z* на длине до 600 мм), два угла и радиусы скруглений режущих кромок на изображении детали. Предусмотрены контроль режущих кромок любой формы, их расположения и ориентации, а также определение размеров сколов на кромках. С применением этой системы время, необходимое для измерений с точностью ±2 мкм, сократилось с 1 ч до 5÷10 мин.

Токарный автомат продольного точения для семикоординатной обработки, с. 168, ил. 1.

Описан автомат продольного точения серии Cincom L20 фирмы Marubeni Citizen-Cincom Inc., вспомогательное время на котором на 40 % меньше времени на станках предыдущей серии L. Отмечается возможность индексации шпинделя при высокой частоте вращения с остановкой в требуемом положении. Станок имеет три исполнения — от простого токарного с многорезцовым суппортом без приводного инструмента до многофункционального с 19 инструментами (пять для токарной обработки, семь приводных и семь для сверления).

Прутковый питатель для станков медицинского производства, с. 169, 170, ил. 1.

Описан автоматический прутковый питатель марки Express фирмы LNS America, предназначенный для оснащения автоматов продольного точения и токарных станков с неподвижной передней бабкой. Отмечается высокая гибкость переналадки питателя (2 мин для частичной замены и 8 мин для полной). Питатель может быть оснащен устройством для обработки деталей диаметром до 3 мм из титановых, платиновых и других редких сплавов.

Вакуумный сепаратор, с. 173, ил. 1.

Фирма Goodway предлагает вакуумный сепаратор для сбора СОЖ и стружки, а также для отделения стружки от собранной СОЖ. Устройство включает насос, систему шлангов, клапаны управления и вертикальный бак емкостью 136, 300 или 541 л, устанавливаемый на ручной трехколесной тележке, и металлическую корзину для стружки. Встроенный фильтр улавливает частицы размером 300 мкм, что обеспечивает повторное использование СОЖ.

Охлаждение режущего инструмента, с. 176.

Фирма Abanabi предлагает портативное пневматическое устройство охлаждения Chilly Bits с регулируемым соплом для получения требуемого потока охлаждающего воздуха, работающее на сжатом воздухе и позволяющее увеличить скорость резания до 36 % с одновременным повышением стойкости инструмента. В то же время устраняются проблемы, присущие охлаждению масляным туманом, и тепловая деформация обрабатываемой детали.

Modern Machine Shop 2006. V. 79. Nr. 2 (июль)

Микроинструменты, с. 46.

Фирма Arch Micro Tool предлагает высокопроизводительные твердосплавные концевые микрофрезы диаметром от 0,127 до 3 мм с двумя или четырьмя стружечными канавками, с плоским или сферическим торцом, стандартной или укороченной длины. Фрезы изготовляют из супертонкого зернистого твердого сплава, а затем их полностью шлифуют.

Albert M. Как экономично выполнить 40 млн отверстий в деталях?, с. 98—101, ил. 2.

Потоки охлаждающего воздуха в реактивных двигателях должны строго контролироваться, поэтому размеры и формы дозирующих отверстий тщательно испытываются. Например, в электроэрозионном станке для прошивания отверстий используется длинный пустотелый электрод из латуни с двумя и более внутренними каналами, дозирующие отверстия обычно имеют диаметры от 0,76 до 0,43 мм. Рассматриваются возможности использования в аэрокосмической промышленности электроэрозионных станков вместо обычных. Приведены технические характеристики и рекомендации.

Albert A. Современная контрольно-измерительная система для шлифовального станка с ЧПУ, с. 112—116, 119, ил. 2.

Описывается система фирмы Curtis Machine Tools, сконструированная для прецизионного шлифовального станка S31 фирмы Studer (Швейцария) для шлифования конических роликовых подшипников. Система, в которую входит камера, связана с Интернетом, занимает 2/3 площади старой системы, работает круглосуточно и обеспечивает 100 %-ю проверку параметров за 40 с (допуск ±1 мкм). Сочетание измерительной системы со станком обеспечило субмикронную точность обработки также за счет высокой жесткости станка, который имеет термостабильную и виброустойчивую станину из композитного гранитана. Длительность производственного цикла сократилась с двух недель до 24 ч. Система окупила себя за 30 месяцев.

Metalworking Insider's Report. 12 May. 2006

Инвестиции компании Mazak в США, с. 4, ил. 1.

Приводятся сведения об инвестициях японской компании Mazak в американское отделение Mazak Corp. Отмечается создание рабочих мест в американском отделении и партнерство фирмы Mazak с колледжем Gateway Community & Technical College, предоставляющее доступ студентам к ее оборудованию.

Metalworking Insider's Report. 23 June. 2006

Рост производства японских электроэрозионных станков, с. 5, ил 2.

Сообщается о росте производства электроэрозионных станков японской фирмы Mitsubishi Electric Corp. в закончившемся в марте 2007 г. финансовом году. С целью удовлетворения спроса внутри страны выпущено до 1000 станков, для Китая — 560 и для США — 400.

Metalworking Insider's Report. 14 July. 2006

Японские производители снижают цены, с. 1.

Сообщается о поставках токарных станков и обрабатывающих центров японскими фирмами Yamazaki Mazak Corp и Mori Seiki Co. по сниженным ценам. Это решение объясняется конкуренцией со стороны тайваньских и южнокорейских производителей, продающих аналоги на 30 % дешевле.

Metalworking Insider's Report. 27 October. 2006

Итоги итальянской выставки Bi—Mu, с. 3, 4, ил. 1.

Анализируются итоги выставки Bi—Mu, проведенной итальянской станкостроительной ассоциацией UCIMU в октябре 2006 г. Приводятся данные производства станков и кузнечно-прессового оборудования в мире: в Италии за 2006 г. было выпущено станков на

сумму 4,86 млрд евро при 12 %-м росте внешней торговли, в Китае — на 95 млн евро (рост 48 %), в Германии — на сумму 87 млн евро (спад 6 %), в США на сумму 69 млн евро (рост 11 %). Рассматривается состояние производства на отдельных станкостроительных фирмах.

Metalworking Insider's Report. 17 November. 2006

Новинки японской станкостроительной выставки JIMTOF, с. 2, 3, ил. 1.

Рассматриваются результаты выставки JIMTOF 2006 г., тенденцией которой была демонстрация многоцелевых станков небольшой площади. Отмечаются малогабаритные токарные станки мод. USL-300 фирмы Takamatsu Machinery Co и горизонтальные обрабатывающие центры фирмы Horkos (ширина 145 см). Также были представлены компании: Mori Seiki Co (25 станков), Okuma Corp (16 моделей), Yamazaki Mazak (27 станков), Makino Milling Machines Co (140 стендов), а также фирмы Komatsu Ltd., Sodick Co, Citizen Machinery Co и др. Среди производителей УЧПУ на первом месте оказалась компания Fanuc Ltd, представившая 388 систем из общего числа 538.

Реорганизация фирм шлифовальных станков компании KMT, с. 1.

Сообщается о создании шведской компанией Karolin Machine Tool "глобальной совместной организации" для фирм KMT Lidkoping, KMT Ursviken, KMT Herber, KMT Cutting Systems и KMT UVA и единой торговой марки KMT во всех странах мира по сотрудничеству в разработках и продажах станков.

Maschinenmarkt. 2006. N. 22

Производство подшипников качения, с. 36, 37, ил. 3.

На примере выбора подшипников качения для механосборочного производства показано влияние глобализации рынка промышленных товаров на конкурентоспособность фирмы Findling Walzlager (Германия). Анализируются новые пути достижения оптимальной стоимости подшипников, состояние производств, мировые цены на рынке подшипников и перспективы повышения их качества. Большое значение при этом придается планированию и руководству механосборочным производством подшипников качения.

Maschinenmarkt. 2006. N. 23

Wegmann U.-P. Метод повышения качества зеркала цилиндров двигателей внутреннего сгорания, с. 56, 57, ил. 3.

Описывается способ хонингования при окончательной отделочной операции зеркала цилиндров, усовершенствованный фирмой Nagel Maschinen und Werkzeugfabrik (Германия). При обработке зеркала спиральным скольжением хона расход масла снижается на 10 %, издержки производства на 15 %, а капиталовложения в оборудование на 20÷25 % по сравнению с лазерной обработкой.

Установка для гидроструйной обработки с новым приводом, с. 143, ил. 1.

Фирма Си-Ма-Тес (Германия) отказалась от таких приводов, как шпиндель, зубчатая передача или зубчатая рейка, для своей установки для гидравлической или абразивно-струйной резки. В электродвигателе привода установки ротор вращается на опорах из тонкой водяной пленки. Точно отшлифованный статор соответствует положению ротора по всем осям координат. Рабочая зона установки, управляемой компьютером, составляет 1600÷3100 мм.

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

Еремин В. Г., Сафронов В. В., Схиртладзе А. Г., Харламов Г. А.

Обеспечение безопасности жизнедеятельности в машиностроении: Учебное пособие для вузов. 2-е изд. — М.: Машиностроение, 2002. — 400 с.

ISBN: 5-217-03137-9

Цена 121 р. (с НДС)

В учебном пособии рассмотрены современные принципы, методы и средства, правовые и организационные основы охраны труда в машиностроении. Изложены способы обеспечения безопасности труда работников в повседневных и чрезвычайных ситуациях, методы и средства обеспечения нормируемых гигиенических и эргономических характеристик производственной среды промышленного предприятия. Включены материалы по проведению аттестации и сертификации рабочих мест.

Второе издание (1-е изд. 2000 г.) дополнено инструкциями по охране труда. Для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров "Технология, оборудование и автоматизация машиностроительных производств" различных специальностей и специалистов промышленных предприятий.

Универсальный вертикально-сверлильный станок мод. 2С50

Предназначен для обработки деталей из различных конструкционных материалов в условиях единичного и мелкосерийного производства. Преобразователь частоты служит для преобразования одно- или трехфазного напряжения с постоянной частотой 50 Гц в трехфазное напряжение переменной частоты от 0,2 до 400 Гц. Это делает возможным бесступенчатое регулирование скорости асинхронного электродвигателя главного движения для вращения шпинделя, что позволяет обрабатывать различные материалы на максимально выгодных режимах резания. Выполняются операции сверления, зенкерования, зенкования, растачивания, нарезания резьбы. Некоторые технические характеристики: максимальный диаметр сверления в стали до 60 мм; диапазон нарезаемой резьбы М3 ÷ М36; размер рабочей поверхности подъемного стола 50 × 500 мм; мощность двигателя главного движения 4 кВт; наибольшие масса 600 кг и высота 600 мм заготовки и масса станка 1200 кг; габаритные размеры 1110 × 870 × 2500 мм.

Дополнительная информация: 453103, г. Стерлитамак, ул. Элеваторная, 37, ОАО "Стерлитамакский станкостроительный завод"; тел./факс (3473) 437-686; 439-281.

Гидравлический листогибочный пресс мод. PRM

Новая модель отличается высоким быстродействием благодаря использованию нового привода балки. Выход гидравлического насоса соединен непосредственно с входом гидроцилиндра, что позволило существенно сократить потребление электроэнергии и повысить производительность. Электронное управление гидросистемой позволяет изменять рабочее давление от 5 до 100 %, что обеспечивает чрезвычайно гибкую настройку. Система ЧПУ CAD MAN EXPRESS предоставляет возможность графического отображения инструмента и производит расчет глубины хода балки на основе введенного угла.

Некоторые технические характеристики: усилие 350 кН; мощность 6 кВт; ход балки 185 мм; рабочая длина 1250 мм; расстояние между стойками 1050 мм; высота стола 900 мм; масса пресса 3500 кг.

Дополнительная информация: 109202, г. Москва, ул. 1-я Фрезерная, 2/1, стр. 10, ООО "Вебер КоМеханикс"; тел. (495) 105-8887, факс (495) 518-9019.

Быстрый анализ состава сплавов

Эмиссионный спектрометр "АРГОН-5" предназначен для количественного спектрального анализа сплавов на промышленных предприятиях. В нем используется система возбуждения спектра, завоевавшая наибольшее доверие в последние годы, — низковольтный униполярный разряд в атмосфере чистого аргона. Сочетание этой системы возбуждения с современной системой регистрации спектра на основе многоэлементных ПЗС-фотоприемников позволило создать прибор, сопоставимый по аналитическим возможностям со стационарными зарубежными квантометрами, но существенно меньший по размерам и с более низкой стоимостью.

Прибор позволяет анализировать сплавы на основе железа, никеля, меди, алюминия, магния, титана, цинка. Предел определения для большинства элементов — 0,001 %. Погрешность измерения не превышает 1 отн. %.

Дополнительная информация: Московская обл., Ленинский р-н, п. Беседы, ИПК "Беседы", ООО "Политег-мет"; тел. (095) 101-3747; E-mail: lab@polyteg-met.ru.

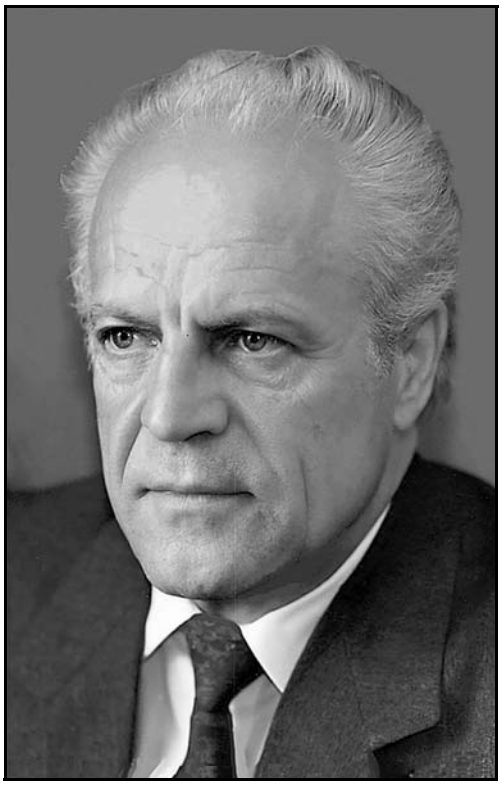
Гидрореактивный двигатель внутреннего сгорания

Предназначен для плавательных средств малого водоизмещения (лодки, катера, яхты и др.). Конструкция выполнена согласно патенту № 2169101. Двигатель работает следующим образом. При вспышке топлива в камере газы выдавливают воду из рабочего объема через сопло. Одновременно воздух через карбюратор и воздушный клапан поступает в рабочий объем. После такта выталкивания вода входит через сетку и обратный водяной клапан в цилиндр, заполняя рабочий объем. Поднимаясь вверх, вода достигает нижнего уровня ударной трубки. С этого момента начинается такт сжатия смеси. Ударный клапан закрывается, обеспечивая подачу питания на свечу. Процесс происходит с полным расширением газа в цилиндре и с циклическим выбросом воды из сопла. Частота определяется длиной водяного канала.

Особенности двигателя следующие: полное расширение газа (в поршневых двигателях недорасширение около 3 атм); отсутствие потерь на трение (в поршневых двигателях до 30 %); полное использование полезного тепла (в поршневых двигателях 25 ÷ 30 % потерь полезного тепла); отсутствие кривошипно-шатунной группы; работа на любом виде топлива; простота конструкции и широкое использование недорогих материалов обеспечивают низкую стоимость; улучшение тяговых характеристик с увеличением скорости движения; отсутствие связи между степенью расширения и степенью сжатия; возможность использования гидравлического удара в водяной системе; возникновение парообразования и связанная с этим коррекция изменения давления в рабочей камере.

Дополнительная информация: 125993, Москва, А-80, ГСП-3, Волоколамское шоссе, 4, МАИ, факультет "Двигатели летательных аппаратов"; тел. (495) 158-4227.

Академик
Константин Васильевич Фролов



Отечественная наука понесла тяжелую утрату. 18 ноября 2007 года на 76-м году жизни скончался выдающийся ученый и крупный организатор науки, специалист в области машиноведения и проблем машиностроения, Герой Социалистического труда, лауреат Государственной и Ленинской премий, премий Совета Министров СССР, премий Правительства Российской Федерации, академик Константин Васильевич ФРОЛОВ.

Талант Константина Васильевича Фролова как ученого, руководителя и организатора в полной мере проявился на постах вице-президента АН СССР и РАН; академика-секретаря Отделения проблем машиностроения, механики и процессов управления; заместителя академика-секретаря Отделения энергетики, машиностроения, механики и процессов управления РАН; председателя Объединенного научного совета РАН по комплексной проблеме "Машиностроение"; председателя Комиссии по инновациям, высокотехнологичным и инженерным проектам Общественной палаты Российской Федерации.

К. В. Фролов с 1975 г. и до последнего времени руководил Институтом машиноведения АН СССР (с 1991 г. РАН). Под его руководством ИМАШ стал настоящим центром научной и технической мысли в области машиностроения. Им решались научные проблемы по динамике машин, теории вибрации машин и вибротехнологий. Выполнялись фундаментальные исследования в области биомеханики. Разрабатывались научные основы нормирования вибрационных и шумовых воздействий на человека-оператора применительно к системам "человек—машина—среда."

Полученные К. В. Фроловым и под его руководством научные результаты широко используются при создании образцов специальной техники в атомном и ракетно-космическом машиностроении, авиации и судостроении.

Проблемы нелинейной динамики получили дальнейшее развитие в исследованиях и идеях К. В. Фролова по сложным вопросам виброзащиты человека-оператора и различным аспектам изучения функциональных и физиологических возможностей человека в условиях воздействия виброакустических полей. Результаты научных разработок по виброзащите человека-оператора и использованию вибраций для так называемого "тактильного управления" реализованы в технике и производстве. По инициативе К. В. Фролова созданы филиалы ИМАШа в промышленно развитых регионах страны: Санкт-Петербурге, Саратове, Нижнем Новгороде, Волгограде, Самаре, Екатеринбурге. Некоторые из них приобрели статус самостоятельных научных организаций; они тесно связаны с машиностроительным производством в своих регионах.

К. В. Фролов являлся главным редактором 40-томного издания "Энциклопедия машиностроения", главным редактором журналов "Проблемы машиностроения и надежности машин" РАН, "Машиностроение и инженерное образование" и международного журнала "Проблемы машиностроения и автоматизации". Под научным руководством К. В. Фролова защищено девять докторских и 18 кандидатских диссертаций, он автор более 400 научных работ, в том числе 12 монографий.

К. В. Фролов многие годы активно участвовал в широком распространении научных знаний в качестве председателя правления международной научно-просветительской ассоциации "Знание".

Международное признание деятельности академика К. В. Фролова отразилось в избрании его иностранным членом ряда зарубежных академий и в присуждении ему зарубежных престижных научных медалей и премий.

Добрая память о Константине Васильевиче Фролове навсегда останется в наших сердцах.

Редакционная коллегия и коллектив редакции журнала "Вестник машиностроения" выражают глубокое соболезнование родным и близким Константина Васильевича, коллективу Института машиноведения.