



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

5
2010

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

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

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



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

Главный редактор А.И. САВКИН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Адрес редакции:

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

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

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

Цена свободная

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

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

- Афонин С. М.** — Гармоническая линеаризация гистерезисных статических и динамических характеристик пьезодвигателя наноперемещений. 3
- Александров И. К.** — Определение потерь в кинематических парах и механических трансмиссиях на основе закона Амонтона—Кулона. 8
- Зубренков Б. И., Сенькина В. В.** — Модальный анализ конструкций роторных машин с подшипниками качения. 15
- Ванин В. А., Колодин А. Н.** — Применение гидравлического шагового привода для построения внутренних цепей металлорежущих станков. 19
- Космынин А. В., Щетинин В. С.** — Влияние магнитной силы в газомангнитных подшипниках на эксплуатационные показатели высокоскоростных шпиндельных узлов металлообрабатывающего оборудования. 24
- Хорев А. И.** — Повышение конструкционной прочности термически и термомеханически упрочняемых титановых сплавов. 26
- Шаклеина В. А., Замятин В. М., Карицкая С. Г.** — Исследование неоднородности пластических микродеформаций в алюминииевом сплаве Д16. 35
- Мамедов А. Т., Гусейнов Н. А.** — Исследование процесса диффузионного титанирования рабочих поверхностей деталей подвижных соединений. 39
- Ванчиков В. Ц.** — Критерий Рейнольдса при оценке процесса самоупаковки неподвижных слоев жидкости на стенке капилляра. 41

- Afonin S. M.** — Harmonic linearization of hysteresis statical and dynamic characteristics of travel piezoengine
- Aleksandrov I. K.** — Loss estimation in the kinematic pairs and mechanical transmissions on the basis of the Amonton—Coulomb's law
- Zubrenkov B. I., Sen'kina V. V.** — Modal analysis of designs of rotor engines with frictionless bearings
- Vanin V. A., Kolodin A. N.** — Application of hydraulic stepper for design of internal trains of the machine tools
- Kosmyinin A. V., Shchetinin V. S.** — Effect of magnetic force in magnetic-gas bearings on the plant-performance figures of high-speed spindle units of cutting equipment
- Khorev A. I.** — Structural strength enhancement of thermally and thermo-mechanically hardenable titanic alloys
- Shakleina V. A., Zamyatin V. M., Karitskaya S. G.** — Study of plastic microstrains non-uniformity in the D16 aluminum alloy
- Mamedov A. T., Guseinov N. A.** — Study of diffusion titanizing process of working faces of units of movable joints
- Vanchikov V. Ts.** — Reynolds criterion at estimation of self-packing process of liquid static layers on the capillary wall

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

MANUFACTURING ENGINEERING

- Базров Б. М.** — Технологическое сопровождение станочного оборудования. 43
- Денисенко А. Ф., Казакова О. Ю.** — Повышение точности обработки на металлорежущих станках путем обеспечения эксплуатационных характеристик систем смены инструмента. 46
- Швец С. В.** — Новая концепция расчетов характеристик процесса резания. 51

- Bazrov B. M.** — Technological maintenance of the machining facilities
- Denisenko A. F., Kazakova O. Yu.** — Working accuracy enhancement on the machine-tools by providing of operational characteristics of the tool interchange systems
- Shvets S. V.** — A new calculation concept of characteristics of cutting process

Серия статей «Проблемы теории и практики резания материалов»

Series of articles "Theory and practice problems of materials cutting"

- Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю., Савкин А. И.** — Разработка новой теории тепловых процессов резания. 4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания. Часть 2. 57

- Vorontsov A. L., Sultan-Zade N. M., Albagachiev A. Yu., Savkin A. I.** — Elaboration of a new theory of cutting thermal processes. 4. Analysis of basic theoretical studies of the cutting thermal physics. Part 2

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

PRODUCTION ORGANIZATION AND ECONOMICS

- Клячко Л. М., Степанов А. Е., Саламатина Н. И., Приходько Е. А.** — Проблемы инновационной деятельности и интеллектуальной собственности. 66

- Klyachko L. M., Stepanov A. E., Salamatina N. I., Prikhod'ko E. A.** — Problems of innovation activity and of intellectual property

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ

TECHNICAL INFORMATION

- Горин С. В., Куклин М. В.** — Эффективность снижения низкочастотных колебаний в гидравлических системах резонаторами Гельмгольца. 70
- Загрядцкий В. И., Кобяков Е. Г.** — Черпаковый насос с торцевым электроприводом. 73
- Сурков В. А.** — Исследование порошковых материалов на медной основе для изготовления антифрикционных изделий. 76
- Курушин М. И., Курушин А. М.** — Способ выравнивания усилий по виткам резьбы, повышения прочности стержня и самоторможения гайки резьбового соединения. 77
- Иванов А. Н.** — Выставка "Упаковка/UpakItaliya—2010". 79
- Иванов А. Н.** — Выставка "MITEX—2009". 82
- Дроздов Ю. Н.** — Рецензия на книгу. 85
- Гришина Е.** — Факторы, влияющие на скорость и качество лазерной резки тонколистовой стали. 87
- Вниманию подписчиков**. 18, 65, 88

- Gorin S. V., Kuklin M. V.** — Efficiency of low-frequency oscillations lowering in the hydraulic systems with the help of Helmholtz resonators
- Zagryadtsky V. I., Kobayakov E. T.** — A scoop pump with end electric drive
- Surkov V. A.** — Study of copper-based powdered materials for making of antifricition products
- Kurushin M. I., Kurushin A. M.** — Method of the efforts aligning along the threads and increase the strength of the rod and self-braking of the nut of a threaded joint
- Ivanov A. N.** — The "Upakovka/UpakItaliya—2010" exhibition
- Ivanov A. N.** — Exhibition "MITEX—2009"

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

Сдано в набор 02.03.2010. Подписано в печать 19.04.2010.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,78. Уч.-изд. л. 12,34. Заказ 331.

*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.*

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 534.232:62-503

С. М. АФОНИН, канд. техн. наук [МГИЭТ (ТУ)], тел. (499) 710-66-74

Гармоническая линейаризация гистерезисных статических и динамических характеристик пьезодвигателя наноперемещений

Исследованы гистерезисные статические и динамические характеристики деформации пьезодвигателя для нано- и микроперемещений, приведены экспериментальные и теоретические гистерезисные характеристики с основными и частными циклами. Получены коэффициенты гармонической линейаризации гистерезисной характеристики пьезодвигателя.

Ключевые слова: пьезодвигатель наноперемещений, деформация, гистерезис, статические и динамические характеристики, гармоническая линейаризация.

The hysteresis static and dynamic deformation characteristics of piezoengine for nano- and micro-travels are investigated. Theoretical and experimental hysteresis characteristics with basic and specific cycles are presented. Coefficients of harmonic linearization of piezoengine's hysteresis characteristic were obtained.

Keywords: travel piezoengine, deformation, hysteresis, statical and dynamic characteristics, harmonic linearization.

Использование пьезодвигателя (пьезоактюатора, пьезопреобразователя) перспективно в области нанотехнологии, микроэлектроники и астрономии для прецизионного совмещения, компенсации температурных и гравитационных деформаций, а также атмосферной турбулентности путем коррекции волнового фронта. Пьезопривод с пьезодвигателем из пьезоэлектрической керамики на основе цирконата и титаната свинца промышленных марок ЦТС или PZT обеспечивает диапазон перемещения от нанометров до десятков микрометров. Пьезодвигатель такого привода работает на основе обратного пьезоэффекта, в котором перемещение достигается вследствие деформации пьезодвигателя при приложении внешнего электрического напряжения. Увеличение диапазона перемещения пьезопривода до десятков микрометров возможно в результате применения составного пьезодвигателя. Нано- и микрометрическая точность оборудования нанотехнологии и микроэлектроники обеспечивается электромеханическими системами с нано- и микрома-

нипуляторами, основанными на деформации исполнительного пьезодвигателя [1–5].

Наряду с такими преимуществами пьезодвигателей, как высокая точность, большая нагрузочная способность, широкая полоса пропускания, есть и существенный недостаток — нелинейная гистерезисная характеристика деформации пьезодвигателя, наличие которой усложняет проектирование системы управления пьезоприводом для нано- и микроперемещений. При расчете деформации пьезодвигателя необходимо учитывать его гистерезис при статических и динамических режимах работы с помощью статического и динамического коэффициентов гистерезиса.

Рассмотрим экспериментальную гистерезисную статическую характеристику деформации составного пьезодвигателя (рис. 1). Перемещения торца пьезодвигателя определяли с использованием из-

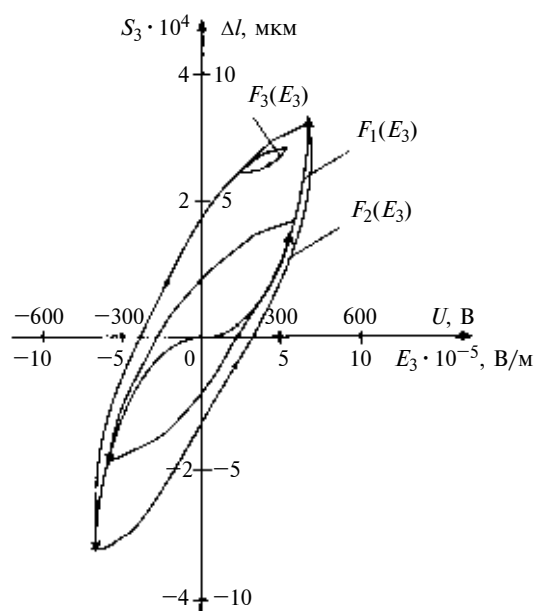


Рис. 1. Статическая гистерезисная характеристика деформации составного пьезодвигателя

мерительных электронных систем "Модель 213" и "Модель 214" завода "Калибр". На гистерезисной статической характеристике наблюдаются: начальная кривая $F_1(E_3)$, на которой лежат вершины основных гистерезисных циклов, основные гистерезисные петли $F_2(E_3)$ при симметричном относительно нуля изменении напряжения на обкладках пьезодвигателя и частные циклы $F_3(E_3)$ при несимметричном относительно нуля изменении напряжения. Следовательно, имеем три функции:

$$S_3(E_3) = \begin{cases} F_1(E_3); \\ F_2(E_3); \\ F_3(E_3), \end{cases} \quad (1)$$

где $S_3 = \Delta l/l$ — относительное перемещение пьезодвигателя по оси 3; Δl — абсолютное перемещение пьезодвигателя; $F_1(E_3)$ — функция, описывающая начальную кривую; $F_2(E_3)$ — функция, описывающая основную гистерезисную петлю; $F_3(E_3)$ — функция, описывающая частный цикл; $E_3 = U/\delta$ — напряженность электрического поля по оси 3 (U — напряжение на обкладках пьезодвигателя; δ — толщина пьезопластины).

С использованием метода наименьших квадратов получаем для функции $F_1(E_3)$ (см. рис. 1) в выражении (1) следующий аппроксимирующий степенной полином (ограничиваемся первыми тремя нечетными членами):

$$F_1(E_3) = d_{33}^0 E_3 + a_{33} E_3^3 + b_{33} E_3^5, \quad (2)$$

где d_{33}^0 — начальное значение пьезомодуля; a_{33}, b_{33} — коэффициенты степенного полинома.

При $d_{33}^0 = 0,4$ нм/В, $a_{33} = 3,1 \cdot 10^{-22}$ м³/В³, $b_{33} = -5 \cdot 10^{-35}$ м⁵/В⁵ для пьезодвигателя из пьезокерамики марки ЦТС-19 относительное среднеквадратичное отклонение аппроксимирующей кривой от экспериментальной не превышает 5%. Аналогично с использованием метода наименьших квадратов функцию $F_2(E_3)$ — основную гистерезисную статическую характеристику [5], при продольном пьезоэффекте и симметричном относительно нуля изменении напряжения на электродах пьезодвигателя с учетом сухого трения при перемещении доменных границ в сегнетоэлектрике получаем в виде

$$S_3 = d_{33} E_3 - \gamma_{33}^0 E_{3m} (1 - E_3^2/E_{3m}^2)^n \text{sign } \dot{E}_3, \quad (3)$$

где $d_{33} = (d_{33}^0 E_{3m} + a_{33} E_{3m}^3 + b_{33} E_{3m}^5)/E_{3m} = S_{3m}/E_{3m}$ — продольный пьезомодуль; E_{3m} — амплитуда напряженности электрического поля; S_{3m} — максимальная относительная деформация при $E_3 = E_{3m}$; $\gamma_{33}^0 = S_3^0/E_{3m}$ — статический коэффициент гистерезиса; S_3^0 — остаточная относительная величина статической характеристики при $E_3 = 0$; $n = 1, 2, 3, 4, \dots$ — степенной коэффициент, определяемый формой гистерезисной кривой;

\dot{E}_3 — скорость изменения напряженности электрического поля по оси 3.

Уточним описание при продольном пьезоэффекте основной гистерезисной петли (основной гистерезисной динамической характеристики деформации пьезодвигателя) с учетом ее расширения в динамике из-за вязкого трения при перемещении доменных границ, которое пропорционально модулю скорости изменения электрического поля:

$$S_3 = d_{33} E_3 - \gamma_{33} E_{3m} (1 - E_3^2/E_{3m}^2)^n \text{sign } \dot{E}_3, \quad (4)$$

где $\gamma_{33} = \gamma_{33}^0 (1 + k_\gamma |\dot{E}_3|)$ — динамический коэффициент гистерезиса (k_γ — коэффициент вязкого трения при перемещении доменных границ в сегнетоэлектрике, $|\dot{E}_3|$ — модуль скорости изменения напряженности электрического поля по оси 3).

Выражения для гистерезисной петли в статике (3) и динамике (4) аналогичны, причем в динамике при описании гистерезисной петли статический коэффициент гистерезиса заменен динамическим. Замена коэффициентов осуществляется в рабочем частотном диапазоне для пьезокерамики марок ЦТС или PZT до 1 кГц, т. е. до насыщения коэффициента гистерезиса, когда происходит увеличение динамического коэффициента гистерезиса по сравнению со статическим в 1,5 раза.

После преобразования динамический коэффициент гистерезиса принимает вид:

$$\gamma_{33} = \gamma_{33}^0 (1 + k_\gamma \dot{E}_3 \text{sign } \dot{E}_3).$$

Соответственно, получаем следующее выражение для основной гистерезисной петли деформации пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте с учетом сухого и вязкого трения:

$$S_3 = d_{33} E_3 - \gamma_{33}^0 E_{3m} (1 - E_3^2/E_{3m}^2)^n \text{sign } \dot{E}_3 - \gamma_{33}^0 k_\gamma \dot{E}_3 E_{3m} (1 - E_3^2/E_{3m}^2)^n.$$

Обобщенное уравнение пьезоэффекта [1, 3, 4] при управлении по напряжению с учетом компонент механических напряжений пьезодвигателя по соответствующим осям (рис. 2) и свойств симметрии поляризованной сегнетокерамики типа ЦТС или PZT записывается в виде:

$$S_j = d_{ij} E_i + s_{ik}^E T_k, \quad (5)$$

где $j = 1, 2, \dots, 6$; $k = 1, 2, \dots, 6$; $i = 1, 2, 3$; $S_j = S_1, S_2, S_3, S_4, S_5, S_6$ — относительные деформации пьезодвигателя; $d_{ij} = d_{15}, d_{31}, d_{33}$ — пьезомодули; $E_i = E_1, E_2, E_3$ — напряженности электрического поля в пьезодвигателе; $s_{ik}^E = s_{11}^E, s_{12}^E, s_{13}^E, s_{33}^E, s_{55}^E$ — упругие податливости; $T_k = T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6$ — механические напряжения.

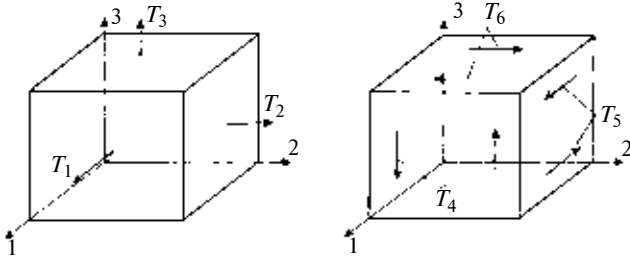


Рис. 2. Напряженное состояние в пьезодвигателе

С учетом симметрии электромеханических характеристик сегнетокерамики имеем $d_{31} = d_{32}$ и $s_{55}^E = s_{44}^E$.

По результатам рассмотрения гистерезиса уточним первое слагаемое в выражении (5), соответствующее обратному пьезоэффекту. С учетом экспериментальных данных и выражений (3) и (5) аналитическое описание обобщенной основной гистерезисной петли (обобщенной основной гистерезисной статической характеристики) (рис. 3, а) пьезодвигателя при сухом трении получаем в виде:

$$S_j = d_{ij}E_i - \gamma_{ij}^0 E_{im}(1 - E_i^2/E_{im}^2)^n \text{sign } \dot{E}_i, \quad (6)$$

где d_{ij} — пьезомодуль; E_i — напряженность электрического поля; E_{im} — амплитуда напряженности электрического поля; \dot{E}_i — скорость изменения напряженности электрического поля по оси i ; γ_{ij}^0 — статический коэффициент гистерезиса.

Аналогично получаем описание основной гистерезисной петли (обобщенной основной гистерезисной динамической характеристики деформации пьезодвигателя) с учетом ее расширения в динамике из-за вязкого трения при перемещении доменных границ в сегнетоэлектрике:

$$S_j = d_{ij}E_i - \gamma_{ij} E_{im}(1 - E_i^2/E_{im}^2)^n \text{sign } \dot{E}_i, \quad (7)$$

где $\gamma_{ij} = \gamma_{ij}^0(1 + k_\gamma |\dot{E}_i|)$ — динамический коэффициент гистерезиса; k_γ — коэффициент вязкого трения; $|\dot{E}_i|$ — модуль скорости изменения напряженности электрического поля по оси i .

Динамический коэффициент гистерезиса принимает вид:

$$\gamma_{ij} = \gamma_{ij}^0(1 + k_\gamma \dot{E}_i \text{sign } \dot{E}_i).$$

Следовательно, получаем выражение для основной гистерезисной петли деформации с учетом сухого и вязкого трения при перемещении доменных границ в сегнетоэлектрике:

$$S_j = d_{ij}E_i - \gamma_{ij}^0 E_{im}(1 - E_i^2/E_{im}^2)^n \text{sign } \dot{E}_i - \gamma_{ij}^0 k_\gamma \dot{E}_i E_{im}(1 - E_i^2/E_{im}^2)^n.$$

Соответственно, параметрическую структурную схему пьезодвигателя [2, 3] уточняем путем замены линейного звена $S_j = d_{ij}E_i$ на нелинейное звено $S_j = F(E_i)$. При несимметричном относительно ну-

ля изменении напряжения на электродах пьезодвигателя в статических характеристиках (см. рис. 1) наблюдаются частные циклы. В основе образования основных и частных циклов лежит доменная переориентация в сегнетокерамике. По аналогии с аппроксимацией основного цикла (3) в статике с учетом сухого трения при продольном пьезоэффекте получаем аппроксимацию частного цикла $F_3(E_3)$ (рис. 3, б) в виде следующего выражения

$$S_3 = S_{3b} + d_{33}(E_3 - E_{3b}) - \gamma_{33}^0 E_{3m} \{1 - [E_3 - (E_{3b} + E_{3m})]^2/E_{3m}^2\}^n \text{sign } \dot{E}_3,$$

где $d_{33} = (S_{3t} - S_{3b})/(2E_{3m})$ — продольный пьезомодуль; S_{3b} , S_{3t} — относительная деформация пьезодвигателя соответственно в начальной точке частного цикла и в его вершине; E_{3m} — амплитуда или половинный размах напряженности электрического поля; E_{3b} — напряженность электрического поля в начальной точке частного цикла.

Среднеквадратичное отклонение аппроксимирующих кривых от экспериментальных основного и частного циклов составляет 5%. При $E_{3b} = -E_{3m}$ и $S_{3b} = -d_{33}E_{3m}$ частный цикл преобразуется в основной цикл. Соответственно, с учетом выражения (6) получаем при сухом трении аппроксимацию обобщенного частного цикла (см. рис. 3, б) в виде выражения

$$S_j = S_{jb} + d_{ij}(E_i - E_{ib}) - \gamma_{ij}^0 E_{im} \{1 - [E_i - (E_{ib} + E_{im})]^2/E_{im}^2\}^n \text{sign } \dot{E}_i,$$

где $d_{ij} = (S_{jt} - S_{jb})/(2E_{im})$ — пьезомодуль; S_{jb} , S_{jt} — относительная деформация пьезодвигателя соответственно в начальной точке частного цикла и его вершине; E_{im} — амплитуда или половинный размах напряженности электрического поля; E_{ib} — напряженность электрического поля в начальной точке частного цикла.

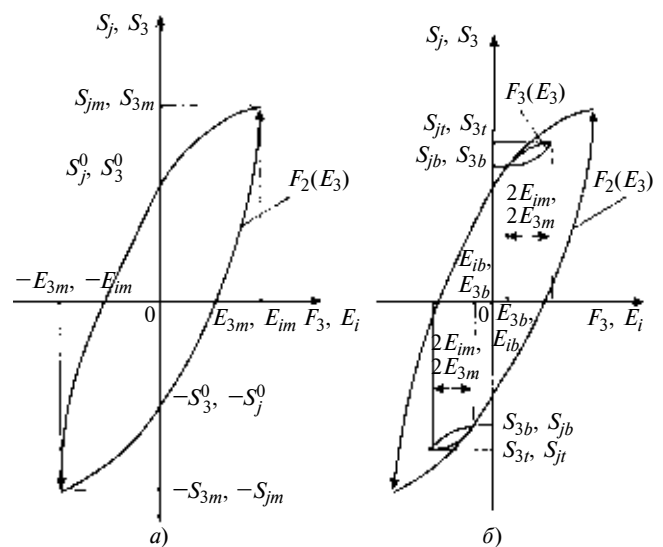


Рис. 3. Основной (а) и частные (б) циклы гистерезисной характеристики деформации пьезодвигателя

При $E_{ib} = -E_{im}$ и $S_{jb} = -d_{ij}E_{im}$ частный цикл преобразуется в основной цикл. Аналогично с учетом динамического коэффициента гистерезиса при продольном пьезоэффекте для частного цикла деформации пьезодвигателя в динамике с учетом сухого и вязкого трения записываем выражение

$$S_3 = S_{3b} + d_{33}(E_3 - E_{3b}) - \gamma_{33}E_{3m}\{1 - [E_3 - (E_{3b} + E_{3m})]^2/E_{3m}^2\}^n \text{sign } \dot{E}_3.$$

Следовательно, для обобщенного частного цикла деформации пьезодвигателя в динамике с учетом сухого и вязкого трения имеем выражение

$$S_j = S_{jb} + d_{ij}(E_i - E_{ib}) - \gamma_{ij}E_{im}\{1 - [E_i - (E_{ib} + E_{im})]^2/E_{im}^2\}^n \text{sign } \dot{E}_i.$$

При гармонической линеаризации [6—8] для основного гистерезисного цикла пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте (см. рис. 1) определяем:

$$S_3(E_{3m}) = [q_{33}(E_{3m}) + q'_{33}(E_{3m})p/\omega]E_3(E_{3m}), \quad (8)$$

где p — оператор Лапласа; ω — частота.

Из выражения (8) передаточную функцию нелинейного звена с гистерезисной характеристикой в виде основного гистерезисного цикла для составного пьезодвигателя при продольном пьезоэффекте получаем в виде:

$$W_{33_g}(E_{3m}) = S_3(E_{3m})/E_3(E_{3m}) = q_{33}(E_{3m}) + jq'_{33}(E_{3m}), \quad (9)$$

где j — мнимая единица.

Далее определяем входящие в выражение (9) коэффициенты гармонической линеаризации при продольном пьезоэффекте:

$$\left. \begin{aligned} q_{33}(E_{3m}) &= \frac{1}{\pi E_{3m}} \int_0^{2\pi} S_3(E_{3m} \sin \psi) \sin \psi d\psi; \\ q'_{33}(E_{3m}) &= \frac{1}{\pi E_{3m}} \int_0^{2\pi} S_3(E_{3m} \sin \psi) \cos \psi d\psi. \end{aligned} \right\} (10)$$

Следовательно, для пьезокерамики марок ЦТС или PZT из формул (3), (4), (10) основной гистерезисной петли при $n = 1$ для коэффициентов гармонической линеаризации при продольном пьезоэффекте получаем выражения:

$$\begin{aligned} q_{33}(E_{3m}) &= \frac{1}{\pi E_{3m}} \int_0^{2\pi} [d_{33}E_{3m} \sin \psi - \gamma_{33}E_{3m}(1 - \sin^2 \psi) \text{sign } \dot{E}_3] \sin \psi d\psi = d_{33}; \\ q'_{33}(E_{3m}) &= \frac{1}{\pi E_{3m}} \int_0^{2\pi} [d_{33}E_{3m} \sin \psi - \gamma_{33}E_{3m}(1 - \sin^2 \psi) \text{sign } \dot{E}_3] \cos \psi d\psi = -\frac{8\gamma_{33}}{3\pi}. \end{aligned}$$

Так как для пьезодвигателя из пьезокерамики марок ЦТС или PZT начальная кривая $F_1(E_3)$ (см. рис. 1), на которой лежат основные гистерезисные петли $F_2(E_3)$, имеет вид степенной функции с нечетными степенями аргумента, то с использованием метода наименьших квадратов получаем с погрешностью менее 5 % для функции S_3 при продольном пьезоэффекте аппроксимирующий степенной полином (2), ограничившись первыми тремя нечетными членами степенного ряда. Следовательно, пьезомодуль при продольном пьезоэффекте $q_{33}(E_{3m}) = d_{33}(E_{3m}) = d_{33}^0 + a_{33}E_{3m}^2 + b_{33}E_{3m}^4$.

Аналогично выражению (8) записываем следующее обобщенное выражение

$$S_j(E_{im}) = [q_{ij}(E_{im}) + q'_{ij}(E_{im})p/\omega]E_i(E_{im}). \quad (11)$$

Из формулы (11) определяем обобщенную частотную передаточную функцию нелинейного звена с гистерезисной характеристикой деформации в виде основного гистерезисного цикла:

$$W_{ij_g}(E_{im}) = S_j(E_{im})/E_i(E_{im}) = q_{ij}(E_{im}) + jq'_{ij}(E_{im}). \quad (12)$$

Далее определяем входящие в выражение (12) коэффициенты гармонической линеаризации:

$$\left. \begin{aligned} q_{ij}(E_{im}) &= \frac{1}{\pi E_{im}} \int_0^{2\pi} S_j(E_{im} \sin \psi) \sin \psi d\psi; \\ q'_{ij}(E_{im}) &= \frac{1}{\pi E_{im}} \int_0^{2\pi} S_j(E_{im} \sin \psi) \cos \psi d\psi. \end{aligned} \right\} (13)$$

Для пьезодвигателя из пьезокерамики марок ЦТС или PZT при $n = 1$ из формул (6), (7), (13) основного цикла (см. рис. 3, а) для коэффициентов гармонической линеаризации получаем выражения:

$$\left. \begin{aligned} q_{ij}(E_{im}) &= \frac{1}{\pi E_{3m}} \int_0^{2\pi} [d_{ij}E_{im} \sin \psi - \gamma_{ij}E_{im}(1 - \sin^2 \psi) \text{sign } \dot{E}_i] \sin \psi d\psi = d_{ij}; \\ q'_{ij}(E_{im}) &= \frac{1}{\pi E_{im}} \int_0^{2\pi} [d_{ij}E_{im} \sin \psi - \gamma_{ij}E_{im}(1 - \sin^2 \psi) \text{sign } \dot{E}_i] \cos \psi d\psi = \\ &= -\frac{4 \cdot 2 \cdot \gamma_{ij}}{\pi \cdot 3} = -\frac{8\gamma_{ij}}{3\pi}; \\ d_{ij}(E_{im}) &= q_{ij}(E_{im}) = d_{ij}^0 + a_{ij}E_{im}^2 + b_{ij}E_{im}^4. \end{aligned} \right\} (14)$$

Определим коэффициенты гармонической линеаризации для пьезодвигателей из пьезокерамики разных марок с учетом различных степенных коэффициентов n -целых чисел:

для $n = 2$

$$q_{ij}(E_{im}) = d_{ij}, \quad q'_{ij}(E_{im}) = -\frac{4 \cdot 2 \cdot 4 \cdot \gamma_{ij}}{\pi \cdot 3 \cdot 5} = -\frac{32\gamma_{ij}}{15\pi}; \quad (15)$$

для $n = 3$

$$q_{ij}(E_{im}) = d_{ij}, \quad q'_{ij}(E_{im}) = -\frac{4 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot \gamma_{ij}}{\pi \cdot 3 \cdot 5 \cdot 7} = -\frac{192\gamma_{ij}}{105\pi}. \quad (16)$$

С учетом формул (14)÷(16), переходя от n к $n + 1$, находим соотношения для коэффициентов гармонической линеаризации обобщенной основной гистерезисной петли:

$$q_{ij}(E_{im}) = d_{ij}, \quad q'_{ij_n}(E_{im}) = \frac{2n}{2n+1} q'_{ij_{n-1}}(E_{im}).$$

Соответственно

$$q'_{ij_n}(E_{im}) = -\frac{4 \cdot 2 \cdot 4 \cdot 6 \times \dots \times 2n \cdot \gamma_{ij}}{\pi \cdot 3 \cdot 5 \cdot 7 \times \dots \times (2n+1)}.$$

Гистерезисные характеристики перемещения биморфных и мультиморфных пьезодвигателей из пьезокерамики марок ЦТС или PZT в статике и динамике имеют вид, аналогичный рассмотренным гистерезисным характеристикам простых и составных пьезодвигателей, а следовательно, аналогичны и выражения для коэффициентов гармонической линеаризации.

Рассмотрим в обобщенном виде замкнутую систему управления деформацией пьезодвигателя [4–11] с нелинейным гистерезисным элементом и линейной частью системы. Передаточная функция линейной части системы при упругоинерционной нагрузке

$$W_{ij_l}(p) = \frac{k_l}{T_l^2 p^2 + 2T_l \xi_l p + 1},$$

где k_l — коэффициент передачи линейной части; p — оператор Лапласа.

Для системы управления деформацией пьезодвигателя записываем условие [6] существования автоколебаний:

$$1 + W_{ij_l}(j\Omega) W_{ij_g}(E_{im}) = 0,$$

где j — мнимая единица; Ω — частота автоколебаний; $W_{ij_g}(E_{im})$ — передаточная функция нелинейного гистерезисного элемента; E_{im} — амплитуда автоколебаний напряженности электрического поля по оси i .

Условие существования автоколебаний [6] — критерий Гольдфарба, имеет вид:

$$W_{ij_l}(j\Omega) = -\frac{1}{W_{ij_g}(E_{im})}. \quad (17)$$

С учетом коэффициентов гармонической линеаризации (12) для гистерезисной характеристики пьезодвигателя из условия (17) получаем условие существования автоколебаний для системы управления деформацией пьезодвигателя в виде:

$$\frac{1}{1 - T_l^2 \Omega^2} + j \frac{2T_l \xi_l \Omega}{k_l} = \frac{1}{-(d_{ij}^0 + a_{ij} E_{im}^2 + b_{ij} E_{im}^4) + j \frac{8\gamma_{ij}}{3\pi}}.$$

Отсюда можно найти два уравнения (для мнимых и вещественных частей) для определения частоты Ω и амплитуды E_{im} автоколебаний. В системе управления деформацией пьезодвигателя из пьезокерамики ЦТС-19 с продольным пьезоэффектом для оптического дефлектора [9] при $k_l = 3,13 \cdot 10^8$ В/м, $T_l = 10^{-3}$ с; $\xi_l = 10^{-2}$, $d_{33}^0 = 4 \cdot 10^{-10}$ м/В, $a_{33} = 3,1 \cdot 10^{-22}$ м³/В³, $b_{33} = -5 \cdot 10^{-35}$ м⁵/В⁵ и $\gamma_{33} = 0,8 \cdot 10^{-10}$ м/В частота автоколебаний $\Omega = 4\gamma_{33}k_l/(3\pi T_l \xi_l) = 1060$ с⁻¹ и амплитуда автоколебаний $E_{3m} = 2,3 \cdot 10^5$ В/м (погрешность 5 %).

В ряде систем управления деформацией пьезодвигателя (в микроэлектронике, нанотехнологии, адаптивной оптике) автоколебания недопустимы, следовательно, необходимо вводить в систему корректирующее устройство для компенсации гистерезиса или корректирующее устройство, надлежащим образом деформирующее амплитудную частотную характеристику линейной части системы, для обеспечения устойчивости системы управления деформацией пьезодвигателя.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Козаков Л. А.** Электромагнитные устройства РЭА: Справочник. М.: Радио и связь, 1991. 352 с.
2. **Афонин С. М.** Пьезопреобразователи для приводов микроперемещений // Приборы и системы управления. 1998. № 2. С. 41, 42.
3. **Афонин С. М.** Структурно-параметрическая модель пьезодвигателя наноперемещений // Вестник машиностроения. 2001. № 5. С. 29–33.
4. **Афонин С. М.** Параметрическая структурная схема составного пьезодвигателя наноперемещений // Вестник машиностроения. 2002. № 12. С. 7–15.
5. **Афонин С. М.** Об абсолютной устойчивости системы управления пьезодвигателем наноперемещений // Вестник машиностроения. 2001. № 8. С. 19–22.
6. **Теория автоматического управления. Ч. 2. Теория нелинейных и специальных систем автоматического управления / Н. А. Бабаков, А. А. Воронов, А. А. Воронова и др.** Под ред. А. А. Воронова. М.: Высшая школа, 1977. 288 с.
7. **Бесекерский В. А., Попов Е. П.** Теория систем автоматического регулирования. М.: Профессия, 2004. 752 с.
8. **Крылов Н. М., Боголюбов Н. Н.** Введение в нелинейную механику. Киев: Изд-во АН УССР, 1937. 363 с.
9. **Ребрин Ю. К.** Управление оптическим лучом в пространстве. М.: Сов. радио. 1977. 336 с.
10. **Drexler K. E.** Nanosystems: Molecular Machinery, Manufacturing and Computation. NewYork: John Wiley & Sons Inc., 1992. 560 p.
11. **Вардан В., Виной К., Джозе К.** ВЧ МЭМС и их применение. М.: Технофера, 2004. 528 с.

Определение потерь в кинематических парах и механических трансмиссиях на основе закона Амонтона—Кулона

Представлены обоснование и результаты экспериментальных исследований, подтверждающие необходимость модернизации методики расчета фрикционных потерь в машинах и механизмах. Определены модели для энергетического расчета многозвенных и разветвленных кинематических цепей.

Ключевые слова: кинематическая пара, механическая трансмиссия, фрикционные потери, закон Амонтона—Кулона.

A ground and results of experimental study, sustaining a necessity of modernization of friction loss calculation technique in the machines and mechanisms, are presented. The models for power calculation of multilink and branched kinematic chains were determined.

Keywords: kinematic pair, mechanical transmission, friction loss, Amonton—Coulomb's law.

При определении фрикционных потерь в механических передачах [1, 2] для упрощения расчетов принято допущение о возможности использования закона Амонтона—Кулона в сокращенной форме [3], т. е. пренебрегая "цепкостью" поверхности и считая, что

$$F_{\text{тр}} = f_{\text{тр}} F_{\text{н}}, \quad (1)$$

где $F_{\text{тр}}$ — сила трения; $f_{\text{тр}}$ — среднее значение коэффициента трения, определяемого опытным путем и принимаемого за постоянную величину; $F_{\text{н}}$ — нормальная сила в паре трения.

В соответствии с законом Амонтона—Кулона (полная форма) [4—6] фрикционные силы в паре трения определяются выражением

$$F_{\text{фр}} = F_{\text{тр}} + F_{\text{сц}} = f_{\text{тр}} F_{\text{н}} + F_{\text{сц}}, \quad (2)$$

где $F_{\text{фр}}$ — суммарные фрикционные силы; $F_{\text{сц}}$ — сила молекулярного сцепления.

Допущение (1) приводит к тому, что относительные механические потери (оцениваемое КПД) в отдельных элементах и в целом для кинематической цепи считаются постоянными и независимыми от нагрузочного режима работы механизма. Расчет суммарного КПД кинематической цепи в этом случае сводится к простому выражению

$$\eta_{\Sigma} = \prod_{i=1}^n \eta_i, \quad (3)$$

где η_{Σ} — суммарное КПД кинематической цепи; n — число элементов кинематической цепи; η_i — постоянное КПД соответствующей (i -й) кинематической пары.

Очевидна неточность расчета КПД как произведения постоянных коэффициентов, так как не учитывается влияние нагрузочных, скоростных и температурных режимов, вида и состояния смазочного материала и других эксплуатационных факторов. Важнейшим фактором, влияющим на КПД, является нагрузочный режим работы трансмиссии, определяемый передаваемым крутящим моментом, который при эксплуатации любой машины меняется в широких пределах. Остальные факторы — скоростной, температурный режимы и др. — можно стабилизировать в пределах номинальных значений.

До середины прошлого столетия можно было мириться с применением упрощенного метода расчета КПД, так как в механизмах использовали короткие кинематические цепи и тихоходные приводные двигатели с большим крутящим моментом, которые легко выводили кинематическую цепь на номинальный нагрузочный режим. В последнее время все чаще возникают ситуации, когда расчет по выражению (3) приводит к неадекватным результатам. Это вызвано качественным изменением энергетических характеристик современных кинематических цепей, связанным с использованием приводов с быстроходными двигателями (с пониженным крутящим моментом на валу) и разделением потока мощности. И в этом, и в других случаях кинематическая цепь удлиняется, нагрузка на первичные элементы цепи снижается и скоростные звенья кинематической цепи, как правило, не выводятся на номинальный нагрузочный режим, при котором обеспечивается стабильность относительных механических потерь.

Тенденция к использованию быстроходных двигателей, что в равной степени касается как электрических машин, так и ДВС и иных тепловых установок генерации энергии, вполне понятна. Быстроходность приводит к снижению металлоемкости привода и машины в целом. При неизменной мощности двигателя с увеличением частоты вращения пропорционально снижается его масса; даже несмотря на то, что из-за снижения крутящего момента приходится увеличивать передаточное отношение трансмиссии, общая масса машины существенно уменьшается. Удельные показатели быстроходных двигателей значительно выше тихоходных, что подталкивает конструкторов к разработке все более скоростных двигателей.

Однако совершенствовать двигатели в этом направлении необходимо в соответствии с энергетической целесообразностью привода в целом, т. е.

обязательно рассматривать новое конструктивное решение в комплексе с существующей элементной базой передаточных механизмов. Связанное с совершенствованием приводных двигателей снижение КПД трансмиссии не должно выходить за рациональные пределы и очевидно, что необходимо внести соответствующие коррективы в расчетную формулу (3).

Впервые "ревизию" данной фундаментальной зависимости выполнил Г. А. Левит [7], введя в расчетную модель КПД потери мощности на холостом ходу механизма. Подробный анализ гиперболической модели Левита приведен в работах [8, 9]. Правильность подхода Левита применительно к энергетическому расчету механической трансмиссии для передачи вращательного движения очевидна, так как следует из самого закона Амонтона—Кулона. Представим это доказательство.

Взаимодействие между касательной (фрикционной) и нормальной силой в кинематической паре скольжения для передачи вращательного движения также подчиняется закону Амонтона—Кулона, который изначально [4] установлен для пар трения на плоскости. На рис. 1, а представлено данное взаимодействие сил в паре трения скольжения для передачи вращательного движения по аналогии с их взаимодействием на плоскости. Показано, что при вращательном движении возникающие в паре фрикционные силы уравновешиваются окружной силой:

$$F_c = f_{\text{тр}} F_H + F_{\text{сц}}, \quad (4)$$

где $F_c = F_{\text{фр}}$ — окружное усилие в кинематической паре, затрачиваемое на преодоление суммарных фрикционных сил; F_H — нормальная сила, действующая в кинематической паре (усилие, передаваемое от одного элемента кинематической пары к другому в условиях вращательного движения, всегда является нормальным относительно поверхности контактирующих тел независимо от его направленности в вертикальной плоскости); $F_{\text{тр}}$ — сила трения, часть фрикционных сил, пропорциональная нормальной нагрузке на кинематическую пару; $F_{\text{сц}}$ — сила сцепления, часть фрикционных сил, определяемая силой молекулярного сцепления.

При передаче вращательного движения нагрузочным показателем является крутящий момент. Умножив правую и левую части уравнения (4) на плечо r , на котором возникают фрикционные силы, получим уравнение моментов:

$$F_c r = (f_{\text{тр}} F_H + F_{\text{сц}}) r. \quad (5)$$

Запишем уравнение (5) в более удобной форме:

$$M_c = f_{\text{тр}} M_{\text{пол}} + M_{\text{сц}}, \quad (6)$$

где M_c — момент сопротивления кинематической пары прокручиванию; $M_{\text{пол}} = F_H r$ — полезный крутящий момент, передаваемый кинематической паре;

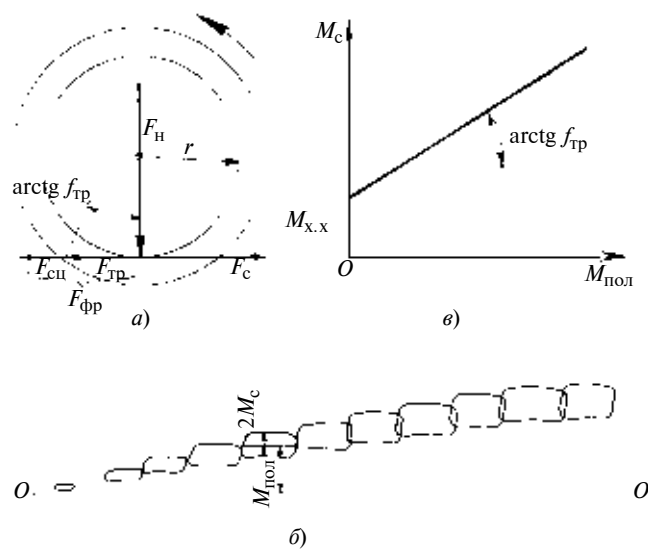


Рис. 1. Фрикционные потери в паре трения скольжения для передачи вращательного движения:

а — схема взаимодействия; б — запись момента M_c сопротивления от полезного крутящего момента $M_{\text{пол}}$; в — зависимость изменения момента M_c от $M_{\text{пол}}$ согласно закону Амонтона—Кулона

рой; $M_{\text{сц}}$ — момент, обусловленный силами молекулярного сцепления, т. е. возникающий при прокручивании кинематической пары даже при отсутствии полезного крутящего момента.

Этот показатель и является моментом холостого хода кинематической пары: $M_{\text{сц}} = M_{\text{х.х}}$ Тогда

$$M_c = f_{\text{тр}} M_{\text{пол}} + M_{\text{х.х}}. \quad (7)$$

Таким образом, получена зависимость механических потерь пары трения скольжения для передачи вращательного движения в функции от полезной нагрузки. Очевидно, что зависимость по форме взаимодействия между нагрузкой и фрикционными потерями аналогична закону Амонтона—Кулона (рис. 1, б и в).

С целью проверки универсальности выражения (7), т. е. возможности использования его для анализа иных кинематических пар (не только пар трения скольжения) и механической трансмиссии в целом, необходимы экспериментальные исследования.

Забегая вперед, отметим, что для анализа потерь в элементах кинематической цепи и трансмиссии в целом рациональнее заменить функциональную зависимость $M_c = f(M_{\text{пол}})$ на $M_c = f(M)$, где M — полный крутящий момент на приводном валу трансмиссии. При этом получим ряд преимуществ. Так, располагая величиной M , проще определить мощность приводного двигателя. На основании последней зависимости упрощаются переход от относительных потерь к предельному КПД кинематической пары, математическое представление КПД многосвязной кинематической цепи и пр. Поэтому в дальнейшем при выполнении экспери-

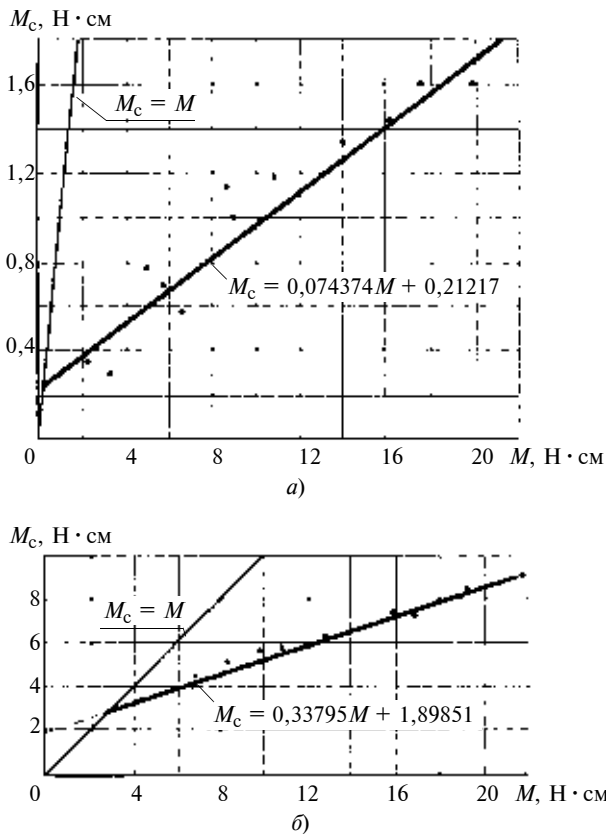


Рис. 2. Экспериментальные зависимости $M_c = f(M)$ для цилиндрического (а) и червячного (б) редукторов ($m = 1$ мм, $u = 25$, шесть ступеней, $\omega = 10,47$ с $^{-1}$)

ментальных и теоретических исследований будем использовать только зависимость $M_c = f(M)$, которая фактически повторяет зависимость Амонта—Кулона, полученную для кинематической пары вращения.

Для экспериментального определения механических потерь в передачах используют стенды с нагрузочным тормозным механизмом или установки, работающие по принципу замкнутого контура [10]. Эти устройства достаточно сложны в изготовлении и к тому же не являются универсальными, так как рассчитаны на определение потерь только для одного конкретного элемента трансмиссии.

Опыт использования выпускаемых лабораторных установок с нагрузочным тормозным механизмом показал, что эти установки и сам метод измерений имеют ряд недостатков. Во-первых, механические потери непосредственно на них не измеряют, а вычисляют по значениям входного и выходного крутящих моментов. Во-вторых, вибрация, возникающая при работе привода, как правило, негативно воздействует на систему измерений, что существенно снижает точность результатов. На рис. 2 приведены результаты экспериментальных исследований с использованием стандартных лабораторных установок, которые показали, что раз-

брос экспериментальных точек достаточно велик (особенно в первом опыте).

Более стабильные результаты были получены третьим методом измерения (в литературных источниках он не описан), в котором для прокручивания трансмиссий использовали электродвигатель постоянного тока последовательного возбуждения, предварительно тарированный на тормозном стенде относительно вариабельности его механического КПД с учетом соответствующей частоты вращения и потребляемой электрической мощности. Таким образом, для фиксации потерь в испытуемой трансмиссии использовали зависимость

$$N = M\omega = \eta_d Iu, \quad (8)$$

где N , M , ω — соответственно механическая мощность, момент на валу, частота вращения двигателя (измерялась с помощью тахогенератора, сейчас применяют более точные датчики частоты вращения); η_d — КПД двигателя; Iu — потребляемая электрическая мощность.

Преимущество данного метода заключается в том, что исключается необходимость в инструментальном измерении момента на валу двигателя, так как он вычисляется на основании тарировочных характеристик с использованием зависимости (8). Кроме того, он перспективен ввиду того, что вся информация об испытуемой передаче представляется в виде электрических сигналов, а значит, процесс измерения может быть компьютеризирован. Установка компактна и универсальна, поэтому может быть применена для измерения любого типа механической передачи (в пределах мощности выбранного приводного двигателя), так как представляет собой обычный электродвигатель, соединенный с измерительной аппаратурой.

Очень важно оценить влияние скоростного режима на потери в трансмиссии. Для этого была проведена серия экспериментов методом прокручивания элементов трансмиссий на тормозном стенде для испытания ДВС и третьим методом. В качестве объектов исследований использовали коробки передач, раздаточные коробки, карданные валы, трансмиссии выгрузных механизмов и другие фрагменты механических передач. В первую очередь было оценено влияние скоростного режима в условиях минимальных нагрузок, когда требуется наибольшая чувствительность измерительной аппаратуры. А именно: определяли влияние изменения скоростного режима на $M_{x,x}$. Установлено, что влияние скоростного режима ощутимо в редукторных передачах, но только в начальный период испытаний до тех пор, пока масло в картере не прогрелось. Спустя 5...10 мин работы передача выходит на нормальный температурный режим, $M_{x,x}$ стабилизируется и остается постоянным на всем скоростном диапазоне. В других типах элементов

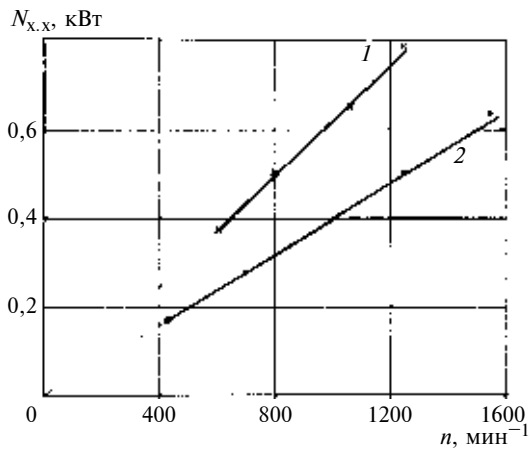


Рис. 3. Зависимости изменения мощности N_x от частоты n вращения приводного вала

трансмиссий изменений $M_{x,x}$ от скоростного режима не зафиксировано. На рис. 3 показаны результаты испытаний третьим методом двух трансмиссий на холостом ходу. Отмечен линейный характер зависимости мощности $N_{x,x}$ холостого хода от частоты вращения n , что указывает на постоянство $M_{x,x}$.

На основании проведенных испытаний можно утверждать (с достоверностью, достаточной для инженерного энергетического анализа), что момент сопротивления трансмиссии практически не зависит от скоростного режима. Это относится к большинству механических трансмиссий, обеспечивающих передачу вращательного движения. Данными исследованиями не отвергается возможность существования зависимости $M_{x,x}(\omega)$. Доказательством этого может быть ДВС, содержащий кривошипно-шатунный механизм, для которого наличие функциональной зависимости $M_{x,x}(\omega)$ очевидно.

Высокая вероятность отсутствия влияния скоростного режима на потери в трансмиссии, подтвержденная другими исследованиями [10], дала основание на разработку четвертого метода определения потерь в механических передачах [11]. Для этого были изготовлены лабораторные установки нескольких видов [12–14]. Суть метода заключается в том, что измеряются последовательно окружающие усилия (или крутящие моменты) при вращении передачи на малых частотах в двух противоположных направлениях.

Предложенный метод имеет три преимущества. Во-первых, значительно повышается точность измерений ввиду того, что уменьшается разброс экспериментальных точек относительно аппроксимирующей зависимости, поскольку отсутствуют динамические колебания измеряемой величины и воздействие вибрации на измерительную аппаратуру. Во-вторых, измеряемой величиной в данном случае является непосредственно сам момент M_c сопротивления передачи. На диаграмме он изображается (см. рис. 1, б) в масштабе 2:1 относительно дейст-

вующего в передаче крутящего момента, что также способствует точности измерений. В-третьих, в сравнении с традиционными методиками многократно упрощается и удешевляется конструкция измерительной установки. Нередко для реализации принципа измерений в двух противоположных направлениях исключается необходимость в специальной установке, так как измерение может быть выполнено с помощью обычного динамометра, соединенного с помощью рычага с входным валом передачи. Это позволяет проводить исследования непосредственно на машинах [12, 13].

В результате многочисленных исследований установлено, что экспериментальные точки зависимости $M_c = f(M)$ с высокой точностью (с учетом t -распределения Стьюдента относительное отклонение экспериментальных точек от теоретической зависимости при испытаниях четвертым методом составила $2 \div 4 \%$) аппроксимируются линейной зависимостью, наличие которой подтверждено и при тарировке стенда для испытания потерь в пневматической машине [15, 16]:

$$M_c = kM + M_0, \quad (9)$$

где k — константа относительных механических потерь в передаче; M_0 — условное начальное значение момента сопротивления — ордината пересечения аппроксимирующей зависимости с осью ординат (рис. 4, а). Данная закономерность соблюдается как для отдельных кинематических пар, так и для сборочных единиц, фрагментов и механических трансмиссий в целом. Ввиду высокой чувствительности экспериментальной зависимости к изменяющимся условиям работы исследуемой передачи удалось, в частности, установить влияние на потери наработки (степень изнашивания) и передаточного отношения для однотипных кинематических пар [8]. На рис. 4, б показаны результаты исследования коробки передач (КП) грузового автомобиля.

Обратимся к графическому представлению зависимости $M_c = f(M)$ (см. рис. 4, а), где прямая $M_c = M$ определяется соотношением масштабов, выбранных по осям координат (как правило, принимают более крупный масштаб по оси ординат). Равенство $M_c = M$ означает отсутствие при передаче вращения полезной нагрузки, т. е. передача работает в режиме холостого хода, следовательно, правомерна запись

$$M_c = M = M_{x,x}, \quad (10)$$

т. е. $M_0 \neq M_{x,x}$. Соотношение между этими величинами представим ниже.

Перейдем к представлению КПД кинематической пары на основе зависимости (9). Проведенные исследования показали, что КПД кинематиче-

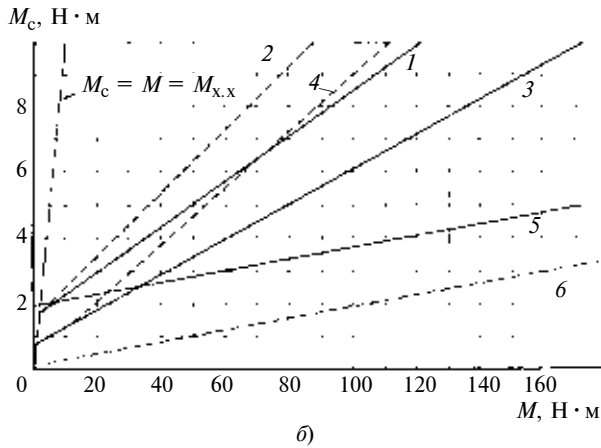
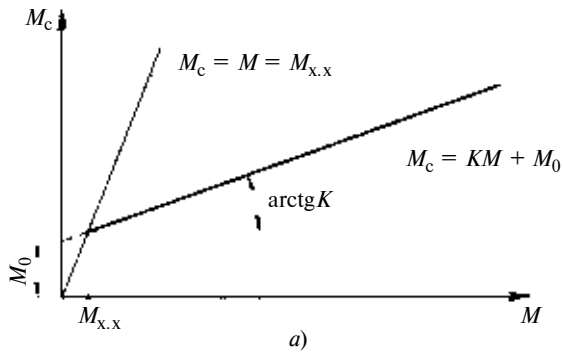


Рис. 4. Уточненная модель фрикционных потерь в механической передаче:

a — взаимосвязь между элементами модели; *b* — результаты экспериментальных исследований КП автомобиля на передачах: 1, 2 — первой; 3, 4 — второй; 5, 6 — пятой (прямой) передачи для новых (—) и изношенных (---) КП

ской пары (как и любой механической передачи) является функцией нагрузочного режима:

$$\eta = \frac{N_{\text{пол}}}{N} = \frac{N - N_c}{N} = \frac{(M - M_c)\omega}{M\omega} = 1 - M_c/M, \quad (11)$$

где N — мощность на приводном валу; $N_{\text{пол}}$ — полезная мощность; N_c — мощность, необходимая для преодоления фрикционных сопротивлений, которые определяются параметром M_c ; ω — частота вращения приводного вала.

Преобразуем выражение (11) с учетом уравнения (9):

$$\eta = 1 - \frac{kM + M_0}{M} = (1 - k) - M_0/M = R - M_0/M, \quad (12)$$

где $R = \text{const} > 1$.

Определим предельное значение КПД:

$$\lim \eta = R - M_0/M = R \text{ при } M \rightarrow \infty, \quad (13)$$

т. е. R — максимальное (предельное) значение КПД.

Именно эти предельные значения КПД отдельных кинематических пар и предлагает классическая теория в качестве констант для формулы (3),

из чего становится понятно, какой корректировки требует данная формула.

Несколько слов о параметре R . Было определено, что $R = 1 - k$ [см. уравнение (12)], т. е. предельное значение КПД легко вычисляется на основании функции (9), аппроксимирующей результаты экспериментальных исследований. Как уже отмечалось, это обстоятельство и явилось одной из причин выбора функциональной зависимости $M_c = f(M)$ взамен $M_c = f(M_{\text{пол}})$.

В таблице приведены результаты экспериментальных исследований КП грузового автомобиля.

Представим выражение КПД кинематической пары (или элемента кинематической цепи) в более удобном виде. Известно, что $\eta = R - M_0/M_{x,x} = 0$ при условии $M = M_{x,x}$, откуда следует $M_0 = M_{x,x}R$.

Тогда на основании выражения (12) получим:

$$\eta = R - M_{x,x}R/M = R(1 - M_{x,x}/M). \quad (14)$$

На основании вышеизложенного формулу (3), предназначенную для определения КПД многозвенных кинематических цепей, следует преобразовать следующим образом. Изначальная формула КПД многозвенной цепи по форме записи аналогична зависимости (3):

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \times \dots \times \eta_n. \quad (15)$$

Однако $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ — не константы, а текущие значения КПД соответствующих кинематических пар, определяемые функциональной зависимостью (14) с учетом приведения i -го момента $M_{x,xi}$ холостого хода к приводному валу.

Расшифруем выражение (15):

$$\begin{aligned} \eta &= R_1(1 - \overset{\eta_1}{M_{x,x1}/M})R_2(1 - \overset{\eta_2}{M_{x,x2}^{\text{пр}}/M}) \times \dots \times \\ &\quad \times R_n(1 - \overset{\eta_n}{M_{x,xn}^{\text{пр}}/M}) = R_1R_2 \times \dots \times \\ &\quad \times R_n(1 - M_{x,x1}/M)(1 - M_{x,x2}^{\text{пр}}/M) \times \dots \times \\ &\quad \times (1 - M_{x,xn}^{\text{пр}}/M) = \eta_{\Sigma}(1 - M_{x,x1}/M) \times \\ &\quad \times (1 - M_{x,x2}^{\text{пр}}/M) \times \dots \times (1 - M_{x,xn}^{\text{пр}}/M), \quad (16) \end{aligned}$$

где R_1, R_2, \dots, R_n — предельные значения КПД соответствующих кинематических пар; η_{Σ} — суммар-

Влияние наработки на предельные энергетические характеристики трансмиссии КП грузового автомобиля

| Передача | Коэффициент k аппроксимирующей функции (относительные потери) для КП | | Предельное значение КПД R для КП | |
|----------|--|------------|------------------------------------|------------|
| | новой | изношенной | новой | изношенной |
| Первая | 0,0688 | 0,0984 | 0,9312 | 0,9016 |
| Вторая | 0,0535 | 0,0878 | 0,9465 | 0,9122 |
| Пятая | 0,0170 | 0,0177 | 0,9830 | 0,9823 |

ный предельный КПД всей кинематической цепи (который получают по формуле (3), использующей предельные значения КПД кинематических пар!); $M_{x,x1}$ — момент холостого хода первой кинематической пары; $M_{x,x2}^{пр}, \dots, M_{x,xn}^{пр}$ — моменты холостого хода последующих кинематических пар, приведенные к входному валу трансмиссии.

Приведение момента холостого хода каждой последующей кинематической пары следует выполнять с учетом передаточного числа u_{i-1} и текущего значения КПД (η_{i-1}) предыдущих кинематических пар:

$$\left. \begin{aligned} M_{x,x2}^{пр} &= \frac{M_{x,x2}}{u_1 \eta_1} = \frac{M_{x,x2}}{u_1 R_1 (1 - M_{x,x1}/M)}; \\ M_{x,x3}^{пр} &= \frac{M_{x,x2}}{u_1 u_2 \eta_1 \eta_2} = \dots; \\ &\vdots \\ M_{x,xn}^{пр} &= \frac{M_{x,xn}}{u_1 u_2 \times \dots \times u_{n-1} \eta_1 \eta_2 \times \dots \times \eta_{n-1}} = \dots \end{aligned} \right\}$$

Анализ формулы (16) показал, что поскольку каждое выражение в скобках представляет собой гиперболу, то их произведение может быть заменено обобщенной гиперболической зависимостью с глобальным (суммарным) моментом $M_{x,x\Sigma}$ холостого хода, численное значение которого должно быть равно суммарному моменту, возникающему на приводном валу от действия холостых ходов всех кинематических пар трансмиссии:

$$M_{x,x\Sigma} = M_{x,x1} + M_{x,x2}^{пр} + \dots + M_{x,xn}^{пр}.$$

Однако до некоторого времени не удавалось найти аналитическое решение этой задачи. Для ее решения применили программы KPD4A и KPD4B [17, 18], которые позволяют численным методом (метод координатного спуска) определять искомую величину с заданной точностью. Полученное таким образом значение $M_{x,x\Sigma}$ дает возможность для текущего значения КПД вместо сложной рекуррентной зависимости (16) использовать без потери точности вычислений упрощенную гиперболическую функцию, аналогичную выражению (15):

$$\eta = \eta_{\Sigma} (1 - M_{x,x\Sigma}/M). \quad (17)$$

Аналитическое решение момента $M_{x,x\Sigma}$ холостого хода многозвенной кинематической цепи впервые было опубликовано в работе [19], где показано, что $M_{x,x\Sigma}$ определяется как сумма констант α_i , вычисленных по сравнительно несложным рекуррентным выражениям:

$$M_{x,x\Sigma} = \sum_{i=1}^n \alpha_i, \quad (18)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \alpha_1 &= M_{x,x1}; \\ \alpha_2 &= \frac{M_{x,x2}}{u_1 R_1}; \\ \alpha_3 &= \frac{M_{x,x3}}{u_1 u_2 R_1 R_2}; \\ \alpha_n &= \frac{M_{x,xn}}{u_1 u_2 \times \dots \times u_{n-1} R_1 R_2 \times \dots \times R_{n-1}}. \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Таким образом, получено корректное универсальное и достаточно простое выражение (17) для расчета текущего значения КПД многозвенной кинематической цепи с учетом нагрузочного режима, определяемого крутящим моментом M на приводном валу. При этом суммарный момент $M_{x,x\Sigma}$ холостого хода трансмиссии может быть получен как путем прокручивания от внешнего источника, так и вычислением на основе ранее полученных экспериментально значений $M_{x,xi}$ для каждого элемента кинематической цепи.

Анализ зависимости (17) показал, что на ветви гиперболы, где η приобретает стабильные значения (рис. 5), можно найти точку $A_{гр}$ с соответствующим граничным моментом $M_{гр}$, при превышении которого КПД практически не повышается. Так, для средних значений функции с параметрами $\eta_{\Sigma} = 0,75$ и $M_{x,x} = 7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ необходимо вдвое увеличить нагрузку M на приводном валу, чтобы увеличить КПД $\eta_{гр}$ на 5%. Для того чтобы уменьшить КПД на 5%, надо понизить момент M на валу всего лишь на 30%. Таким образом, условие $M > M_{гр}$ определяет зону постоянного (близкого к предельному) значения КПД, что имеет важное значение, поскольку нахождение на зависимости (17) точки $A_{гр}$, по существу, накладывает ограничение на область использования традиционной формулы (3). Поэтому нахождение точки $A_{гр}$ на любой кривой $\eta(M)$ является необходимым условием на начальном этапе энерге-

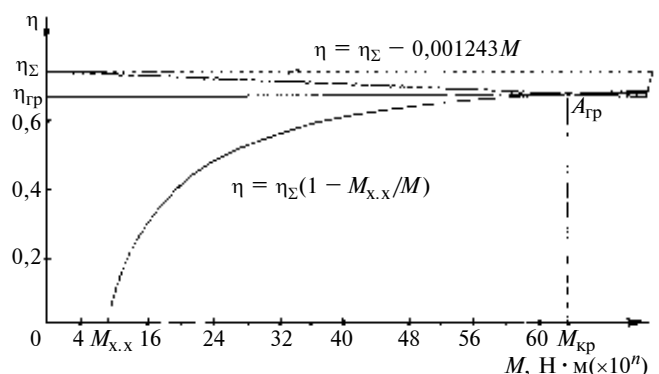


Рис. 5. Определение граничного значения КПД $\eta_{гр}$

тического расчета трансмиссии. В результате решения этой задачи [18] получено выражение граничного момента:

$$M_{\text{Гр}} = 28,3638 \sqrt{\eta_{\Sigma} M_{\text{х.х}}}.$$

Граничное значение КПД выбрано из условия, что доверительный интервал в расчетах находится, как правило, в пределах $5 \div 7$ %.

Для ускорения расчетов разработана номограмма [8, 9], позволяющая оперативно находить значение $M_{\text{Гр}}$ и соответствующее ему $\eta_{\text{Гр}}$ трансмиссии на основании рассчитанного традиционным методом КПД η_{Σ} и методом $M_{\text{х.х}\Sigma}$, определенного экспериментально с использованием прототипа или выражений (19).

По зависимостям, основанным на законе Амонтона—Кулона (полная форма), можно рассчитывать разветвленные кинематические цепи с моментом $M_{\text{х.х}\Sigma}$ большой величины. Экспериментальные исследования показали [8, 14, 20], что при разделении потока мощности момент холостого хода возрастает на порядок (и более) по сравнению с моментом последовательной кинематической цепи. Поэтому категорически недопустимо рассчитывать разветвленные кинематические цепи по формуле (3), так как она противоречит законам физики, определяющим условия возникновения фрикционных сил в многосвязных кинематических цепях, как если бы определять аэродинамические качества самолета, пренебрегая силой сопротивления воздуха. Уравнения (17)—(19) позволяют рассчитывать кинематические цепи с помощью простейшего калькулятора.

Однако при разделении/объединении потоков мощности задача многократно усложняется, и для расчетов используют компьютер. В этом случае целесообразно применение иных алгоритмов расчета, позволяющих одновременно оценивать энергетическую эффективность каждого элемента трансмиссии, т. е. находить слабые звенья цепи, что важно при энергетической оценке разветвленных кинематических цепей повышенной сложности.

При постоянном номинальном скоростном режиме ($\omega = \text{const}$) формула КПД одной кинематической ветви разветвленной трансмиссии имеет вид:

$$\eta = \frac{M_1}{Mu_1} \frac{M_2}{M_1 u_2} \frac{M_3}{M_2 u_3} \times \dots \times \frac{M_n}{M_{n-1} u_n} = \frac{M_n}{Mu},$$

где u_n — передаточные отношения соответствующих кинематических звеньев; u — общее передаточное отношение трансмиссии; M_n — выходные моменты звеньев, которые одновременно являются входными моментами последующего звена; M — крутящий момент на приводном валу (вал двигателя).

В целях определения момента M_n с учетом формулы (9) последовательно вычисляют моменты всех ступеней (прямая схема расчета):

$$M_1 = [M - (k_1 M + M_{01})] u_1;$$

$$M_2 = [M_1 - (k_2 M + M_{02})] u_2;$$

$$M_3 = [M_2 - (k_3 M + M_{03})] u_3;$$

⋮
⋮

$$M_n = [M_{n-1} - (k_n M + M_{0n})] u_n.$$

Данная схема расчета является вариантом алгоритма вычислений на основе указанных выше рекуррентных выражений. Особый интерес представляет расчет энергетических характеристик трансмиссии по обратной схеме, т. е. путем последовательного движения от выходного вала к входному, когда предварительно задан крутящий момент $M_{\text{р0}}$ на рабочем органе, являющемся одновременно и выходным моментом M_n . В этом случае необходимо обеспечить последовательное решение цепи уравнений вида:

$$M_{i-1} = M_i / u_i + (k_1 M_{i-1} + M_{0i})$$

или после упрощения:

$$M_{i-1} = (M_i / u_i + M_{0i}) / (1 - k_i) = (M_i / u_i + M_{0i}) / R_i. \quad (20)$$

Для этого используют компьютерную программу KPD8B [17].

Расчет по формуле (20) имеет существенное преимущество, так как обеспечивает энергетический анализ сложных механизмов практически с любым разветвлением кинематической цепи. Каждая ветвь независимо от ее расположения в кинематической цепи рассчитывается по обратной схеме. В итоге определяются режимные параметры приводного двигателя (суммарный крутящий момент от действия всех ветвей кинематической цепи и частота вращения), мощность и общий КПД сложной трансмиссии по формулам:

$$\eta_{\text{Г}} = \frac{\sum_{i=1}^m N_{\text{poi}}}{N_{\text{д}}};$$

$$\eta_{\text{Т}} = \frac{\sum_{i=1}^m M_{\text{poi}} / u_{\text{poi}}}{M},$$

где N_{poi} — выходная мощность i -й внешней ветви (мощность на i -ом рабочем органе); M_{poi} — момент на выходе i -й внешней ветви (момент на i -ом рабочем органе); m — число внешних ветвей; $N_{\text{д}}$ — мощность на валу двигателя; u_{poi} — передаточное отношение от i -го рабочего органа до вала двигателя.

Для выявления энергетически неэффективных элементов кинематической цепи и определения возможности дальнейшей оптимизации ее энерге-

тических параметров, на каждом этапе расчета вычисляется устанавливающий потенциальную возможность повышения КПД i -го элемента коэффициент использования: $K_{иi} = \frac{\eta_i}{R_i}$, где η_i — фактическое значение КПД i -го элемента, определяемый как функция от момента на входе: $\eta_i = f(M_i)$; R_i — предельное значение КПД i -го элемента цепи.

Программа КРД8С позволяет работать в диалоговом режиме. После ввода общих параметров кинематической цепи на экране появляется графическое изображение в виде блок-схемы для идентификации со схемой, принятой к расчету, что позволяет избежать ошибок на начальном этапе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Артоболевский И. И.** Теория машин и механизмов. М.: Наука, 1988. 639 с.
2. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
3. **Amotos V.** De resistance caus ee dans mashines. *Motors de l'Academie Royal.* 1699. P. 203—222.
4. **Colomb C. A.** Theorie des mashines simples. *Memoires de mathematique de physique l'Academie des sciences.* 1785. T. 10. P. 161—331.
5. **Костецкий Б. И.** Трение, смазка и износ в машинах. Киев: Техника, 1970. 396 с.
6. **Крагельский И. В., Добычин М. Н., Комбалов В. С.** Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с.
7. **Левит Г. А.** Расчет потерь на трение в приводах станков // *Станки и инструмент.* 1959. № 9. С. 3—10.
8. **Александров И. К.** Расчет коэффициента полезного действия механических трансмиссий с учетом нагрузочных режимов. Вологда: ВППО, 1992. 48 с.
9. **Александров И. К.** Определение потерь в механических трансмиссиях с учетом нагрузочных режимов // *Техника в сельском хозяйстве.* 1999. № 1. С. 20—24.
10. **Соловьев А. И.** Коэффициент полезного действия механизмов и машин. М.: Машиностроение, 1966. 179 с.
11. **Пат. 2037800 С1 Рос. Федерации.** Способ определения технического состояния механических передач.
12. **Александров И. К.** Стенд для определения механических потерь в трансмиссии // *Автомобильная промышленность.* 1996. № 8. С. 20—21.
13. **Александров И. К.** К определению потерь в механических передачах // *Вестник машиностроения.* 1998. № 6. С. 12—14.
14. **Александров И. К.** Совершенствование машин и агрегатов на основе энергетического анализа: Дис. ... д-ра техн. наук. СПб.: 1993. 414 с.
15. **Пат. 2096750 С1 Рос. Федерации.** Стендовый способ определения механических потерь в шине.
16. **Александров И. К.** Экспериментальные исследования потерь в пневмошине на роликовом стенде // *Техника в сельском хозяйстве.* 2003. № 5. С. 39—40.
17. **Александров И. К.** Пакет программ РАКЕТ_11: Расчет КПД и других энергетических характеристик механических трансмиссий. Вологда: ВоПИ, 1991. 30 с.
18. **Александров И. К.** Коэффициент полезного действия многозвенной кинематической цепи // *Вестник машиностроения.* 2005. № 6. С. 33—35.
19. **Александров И. К., Александров В. И.** Модернизация расчета КПД многозвенной кинематической цепи // *Вестник машиностроения.* 2005. № 7. С. 22—24.
20. **Александров И. К.** Энергосбережение в машинных агрегатах (основы энергетического анализа). Вологда: Сев.-Двинское отд. инженерной академии РФ, 1993. 192 с.

УДК. 621.313

Б. И. ЗУБРЕНКОВ, канд. техн. наук, В. В. СЕНЬКИНА (ФГУП "НПП ВНИИЭМ", г. Москва), e-mail: well-ka85@mail.m

Модальный анализ конструкций роторных машин с подшипниками качения

С целью отстройки от резонансных режимов работы рассмотрены способы определения собственных частот и форм колебаний роторных машин на радиальных шарикоподшипниках. Использован метод ударного возбуждения конструкции как наиболее перспективный для исследования этой категории машин.

Ключевые слова: вибрация, частотная характеристика, собственная частота, форма колебаний.

Determination methods of the intrinsic frequencies and oscillation forms of rotor machines on radial bearings are considered purposely of tuning out from resonant operating modes. The impact excitation method of the design has been used as most prospective one for investigation of given category machines.

Keywords: oscillation, frequency characteristic, intrinsic frequency, oscillation form.

Производство и совершенствование нового технического изделия с ограниченными вибрациями требует понимания динамического поведения его конструкции. Во многих случаях становится необходимым снижение не только общего уровня виб-

раций, но и отдельных частотных составляющих. Большинство возникающих при этом проблем связано с резонансными явлениями, которые определяют виброактивность выпускаемых изделий. Достаточно сложно решаются вопросы снижения вибраций при производстве роторных машин на подшипниках качения.

Подшипники качения являются интенсивными источниками возбуждения вибрации конструкций как в низкочастотном диапазоне, где они формируют дискретную часть спектра, так и в высокочастотном, где проявляются главным образом на собственных частотах. При производстве машин с частотами вращения 1000 мин^{-1} и выше наиболее оптимальным с точки зрения их

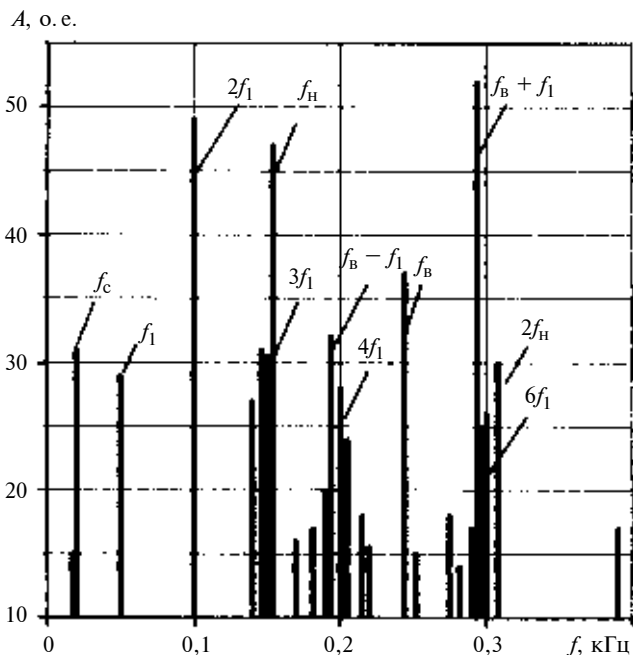


Рис. 1. Спектр вибраций роторной машины шпиндельного исполнения на шарикоподшипниках

малошумности и виброактивности является использование радиальных шарикоподшипников. Вибрации, возбуждаемые последними, и будут рассмотрены ниже.

На рис. 1 приведен типичный спектр вибраций роторной машины с частотой вращения 3000 мин^{-1} шпиндельного исполнения на шарикоподшипниках. Масса изделия около 400 кг. Уровни вибрации указаны в относительных единицах (о. е.). Наружное кольцо неподвижно. Обозначим: z — число тел качения; d_z — диаметр тела качения; D_0 — диаметр сепаратора; β — угол контакта. При этих обозначениях формулы для вычисления основных частот, на которых проявляются возбуждающие свойства подшипников, будут иметь вид: $f_{1i} = f_{1n}$, ($n = 1, 2, \dots$) — частоты, кратные частоте вращения f_1 ;

$$f_H = f_1 \frac{z}{2} \left(1 - \frac{d_z}{D_0} \cos \beta \right) \pm f_{1m} \quad (m = 1, 2, \dots) \text{ — частоты обкатывания наружных колец подшипников (при неподвижном наружном кольце);}$$

$$f_B = f_1 \frac{z}{2} \left(1 + \frac{d_z}{D_0} \cos \beta \right) \pm f_{1m} \text{ —}$$

частоты обкатывания внутренних колец подшипников; $f_z = \frac{4f_H f_B}{f_1 z^2} \times$

$\times \frac{D_0}{d_z}$ — частота, связанная с собственным вращением тел качения.

Кроме этих частотных составляющих могут проявляться и их гармоники второго и выше порядков, а также частотная составляющая, связанная с вращением статора: $f_c = f_1 \left(1 - \frac{d_z}{D_0} \cos \beta \right)$.

Как видно из рис. 1, характер спектра дискретен с довольно большой плотностью возбуждающих частот. Именно в этом частотном диапазоне и проявляются резонансные свойства подшипников, обусловленные их контактными жесткостями. Контактные жесткости как в осевом, так и в радиальном направлениях существенно зависят от действующих статических нагрузок. Они включают в себя помимо весовых нагрузок дополнительные осевые усилия от пружин, создающих преднатяг в подшипниках, электромагнитные силы притяжения и др. [1]. Для получения мало-

шумных режимов работы необходимо обеспечить надежную отстройку упругой системы от действующих возбуждений.

Расчитать на стадии проектирования собственные частоты конструкции с подшипниками качества с достаточной степенью точности не удастся и поэтому для получения результатов, требуемых заказчиком, необходимо прибегать к экспериментальным методам.

Обычная процедура производства малошумного оборудования связана с доводочными операциями после выпуска изделия. При таком подходе необходимо получить информацию о собственных частотах и формах колебаний изделий. Если собственная частота позволяет определить близость к частоте возбуждения, то форма колебаний дает возможность судить, каким способом и как следует воздействовать на элементы конструкции, чтобы выполнить требования технических условий по снижению вибраций. Так, для изменения собственных частот осевых симметричных форм колебаний можно варьировать осевыми усилиями с помощью пружин и нагрузочных устройств, а для изменения собственных частот поперечных колебаний помимо изменения осевой нагрузки использовать и конструктивные приемы, позволяющие изменять положение центра масс ротора и его момент инерции.

На практике применяются несколько способов определения собственных частот и форм колебаний (модального анализа). Они связаны с методикой возбуждения собственных колебаний. Наиболее часто применяемыми из них являются:

1) возбуждение конструкции электродинамическим вибратором или вибростендом;

2) возбуждение естественными возбудителями, когда одна из дискретных составляющих спектра смещается по частоте в интересующем диапазоне в результате изменения частоты вращения ротора;

3) импульсный метод, когда конструкция возбуждается ударом.

Методы модального анализа базируются на изучении и сопоставлении между собой частотных характеристик колебательных систем, основанных на спектральных представлениях сигналов возбуждений, и откликов элементов конструкций:

$$H_{n, m}(\omega) = \frac{X_n(\omega)}{P_m(\omega)},$$

где $H_{n, m}(\omega)$ — частотная характеристика; $X_n(\omega)$ — отклик системы по n -й степени свободы; $P_m(\omega)$ — возбуждение системы по m -й степени свободы; ω — текущая циклическая частота.

Исследования колебательных систем с помощью частотных характеристик предполагают, что система линейна и демпфирование колебаний мало. Эти условия допускают, что каждой собственной частоте соответствует своя форма (мода) колебаний. При этих условиях движения точек при каждой форме колебаний либо синфазны, либо находятся в противофазе, причем узловые точки не смешаются. Для подобного рода систем справедливо соотношение $H_{m, n}(\omega) = H_{n, m}(\omega)$, причем частотные характеристики не зависят от способа возбуждения: гармонического, случайного, импульсного [2]. Реальные конструкции с подшипниками качения не всегда соответствуют этим условиям. При их анализе наблюдается смещение пиковых уровней по частоте. Практика показывает, что если частотные отклонения максимумов частотных характеристик не превышают 5 %, то эти результаты можно считать достаточно надежными.

Результаты проведения модального анализа роторных конструкций свидетельствуют, что при доводочных испытаниях наиболее оптимальным является возбуждение колебательной системы ударными воздействиями. Преимущество метода состоит в возможно-

сти использования портативного оборудования, которое не требует специальных возбудителей или генераторов, изменяющих частоту вращения. К достоинствам метода также следует отнести возможность его применения во время работы изделий.

Методика проведения исследований при импульсном возбуждении состоит в том, что на один из каналов анализатора подается сигнал от датчика силы, установленного на приспособлении (например на ударном молотке), которым производится удар. По остальным каналам поступают сигналы о реакции системы на возбуждение. В результате обработки полученной информации определяются частотные характеристики. Пиковые значения мнимых частей частотных характеристик с учетом знака "+" или "-" пропорциональны амплитудам свободных колебаний для соответствующей собственной частоты. Диапазон возбуждаемых частот зависит от длительности импульсного воздействия, определяемой жесткостными свойствами контактирующих при ударе поверхностей.

На рис. 2 представлены осциллограмма (а) возбуждающего импульса и его спектр (б), полученные с помощью ударного молотка со встроенным датчиком силы и наконечником из пластмассы. В диапазоне частот до 0,8 кГц спектр имеет достаточную равномерность для проведения измерений.

На рис. 3 представлена схема проведения эксперимента по определению собственных частот и форм колебаний асинхронного двигателя шпиндельного исполнения на радиальных подшипниках, спектр вибраций которого приведен на рис. 1.

На рис. 4 представлена мнимая часть частотной характеристики при осевом возбуждении ротора. Собственная частота, соответствующая пиковому значению, составляет 0,142 кГц. Установка датчика в осевом направле-

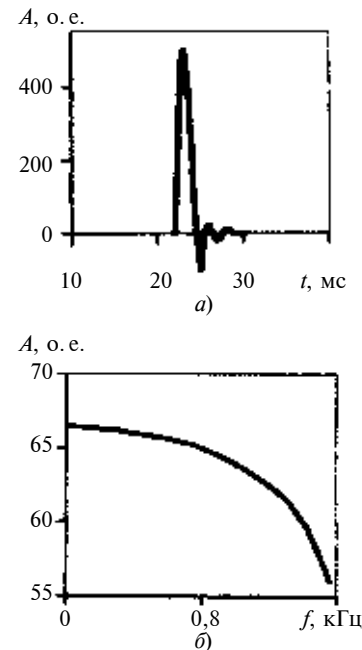


Рис. 2. Осциллограмма (а) и спектр (б) ударного импульса, возбуждающего конструкцию

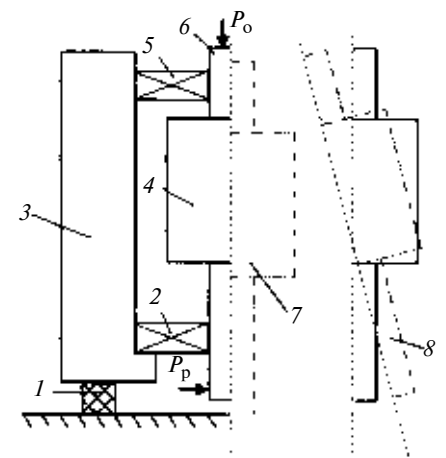


Рис. 3. Схема проведения эксперимента и формы колебаний ротора машин шпиндельного исполнения на шарикоподшипниках:

1 — амортизатор; 2 — опорный подшипник; 3 — корпус; 4 — ротор; 5 — верхний "плавающий" подшипник; 6 — вал ротора; P_o , P_p — осевое и радиальное направления импульсного возбуждения; 7, 8 — осевая и поперечная формы колебаний ротора

нии в нескольких точках по фланцу двигателя показала, что величины частотных характеристик на собственной частоте близки и совпадают по знаку, что свидетельствует о симметричной осевой форме колебаний. На рис. 5 представлена частотная ха-

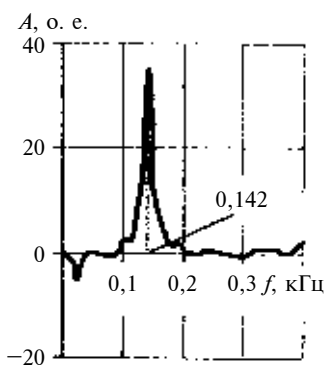


Рис. 4. Мнимая часть частотной характеристики при осевом возбуждении ротора

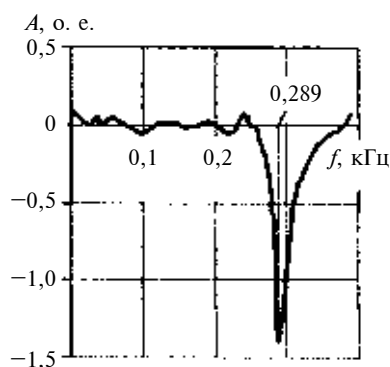


Рис. 5. Частотная характеристика при возбуждении ротора в поперечном направлении

рактическая поперечных колебаний ротора этой же машины, Собственная частота составляет 0,289 кГц. При возбуждении ротора в поперечном направлении в верхней и нижней точках знаки частотной характеристики изменились, что указывает на кососимметричную форму колебаний (см. поз. 8 на рис. 3). Следует от-

метить высокий уровень вибраций на частоте $f_B + f_1$ (см. рис. 1). Это объясняется близостью возбуждающей и собственной частот. Изменение момента инерции относительно точки поворота путем увеличения массы конца вала на 0,8 кг снизило собственную частоту, и резонансное явление было ликвидировано.

Колебательная система, включающая в себя опоры с подшипниками качения, помимо всего прочего, имеет определенную специфику. Опоры с подшипниками качения являются упругими нелинейными элементами, однако при малых возбуждениях, много меньших статических нагрузок, можно, с известными допущениями, пользоваться линейными моделями. Для подшипниковых опор характерной особенностью является снижение собственной частоты колебаний конструкции при увеличении возбуждений, что связано со свойствами его упругой характеристики. Жесткость подшипникового узла кроме чисто конструктивных характеристик зависит от упругих свойств масляной пленки, проявляющихся при вращении ротора. Измерения собственных частот в статике и при частоте вращения, близкой к номинальной, показали, что собственная частота при динамическом режиме снижается. В связи с этим измерение собственных частот целесообразно проводить в рабочем режиме. При этом будут

учитываться и реально действующие силы, например силы магнитного притяжения, возникающие при работе электродвигателя.

Формы колебаний можно измерять и в статике, поскольку они существенно не меняются при вращении. Уровень возбуждения целесообразно подбирать таким образом, чтобы вибрации исследуемого изделия были того же порядка, что и при эксплуатации.

Значительный интерес представляет оценка демпфирующих свойств подшипниковых узлов. Установлено, что демпфирование колебаний в них носит конструкционный характер. Для исследуемой машины декременты колебаний составили $0,05 \div 0,15$, что было учтено при расчетах на виброустойчивость и вибропрочность изделия. Оценку демпфирования проводили по добротности резонансных кривых.

Изложенные методы исследования упругих свойств конструкций позволили снизить вибрации асинхронных двигателей в $3 \div 5$ раз после их изготовления на заводе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Геча В. Я., Каплин А. И. Методы проектирования малошумных электрических машин // Тр. ФГУП "НПП ВНИИЭМ". М.: ФГУП "НПП ВНИИЭМ", 2006. Т. 103. С. 178.
2. Zaveri K., Phil M. Modal Analysis of Large Structures — Multiple Exciter Systems. Naum, Denmark: Brüel & Kjær, 1985. P. 124.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогам:

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



Применение гидравлического шагового привода для построения внутренних цепей металлорежущих станков

Для повышения точности и рациональности конструкции и снижения металлоемкости предложено построение кинематических цепей металлорежущих станков в виде гидравлических связей на основе шагового гидропривода с использованием агрегатно-модульного принципа.

Ключевые слова: металлорежущий станок, инструмент, заготовка, шаговый гидропривод, кинематическая цепь, гидравлические связи, точность.

With the view of the accuracy and rationality enhancement of the design and of steel intensity lowering a creation of kinematic trains of the machine tools in the form of hydraulic links on the basis of hydraulic stepper with use of the aggregate-modular principle is proposed.

Keywords: machine tool, tool, workpiece, hydraulic stepper, kinematic train, hydraulic connections, accuracy.

При модернизации существующих или создании новых станков, оптимальных по функциональной точности, металлоемкости и другим критериям, одной из решающих задач является разработка рациональных внутренних (формообразующих) кинематических цепей, обеспечивающих жесткую кинематическую связь между инструментом и заготовкой. Структура кинематических внутренних цепей в значительной мере определяет конструктивную сложность станка, методы его настройки, оказывает существенное влияние на его жесткость, точность и виброустойчивость.

Для получения определенного исполнительного движения необходимо создать кинематическую связь между исполнительными звеньями (заготовкой и инструментом) и кинематическую связь этих звеньев с источником движения, которая осуществляется в основном с помощью механических звеньев, как в цепях главного движения, так и во внутренних цепях, построенных индивидуально для каждого типоразмера станков различного технологического назначения [1].

Основным достоинством кинематических цепей с механическими звеньями является то, что они обеспечивают весьма точные передаточные отношения выходных звеньев и не требуют дополнительных перенастроек в процессе работы.

Внутренние цепи с механическими звеньями при значительной их протяженности — громоздки, поэтому не всегда обеспечивают необходимую кинематическую точность.

Работая в тяжелых динамических условиях и передовая конечным звеньям цепи — инструменту и заготовке, значительные моменты, элементы цепей изнашиваются, и первоначальная точность станка теряется. Под действием сил резания, переменных сил

трения и инерционных нагрузок валы с закрепленными зубчатыми колесами и шкивами деформируются, что создает дополнительные динамические нагрузки, а валы с закрепленными зубчатыми колесами испытывают крутильные и поперечные колебания.

Осуществление связей с помощью механических цепей между исполнительными органами, положение которых должно быть согласованным в процессе резания, нередко встречает серьезные затруднения вследствие значительной удаленности их друг от друга, ввиду конструктивно сложного пространственного расположения или высоких требований к точности согласованных движений. Этим объясняется и то, что в качестве кинематических связей вместо традиционных механических цепей применяют внутренние связи с немеханическими элементами; используя для этого гидравлические, электрические, электронные связи и их комбинации.

Одним из путей повышения точности станка может быть сокращение протяженности механических цепей и замена механических связей между инструментом и заготовкой другими видами связей, в частности гидравлическими, выполненными на основе шагового гидравлического привода [2].

При использовании гидравлических связей во внутренних формообразующих цепях кинематическая структура станка существенно видоизменяется вследствие того, что в них используются автономные источники движения для каждого исполнительного органа станка. Это позволяет исключить из состава кинематической цепи механические элементы, оставив при этом только конечные делительные звенья — червячные передачи и винтовые пары, а также значительно сократить протяженность механических цепей, что приводит к упрощению механической части станка, не меняя сущности самих кинематических связей и условий необходимого кинематического согласования координатных перемещений и скоростей между исполнительными органами.

Гидравлические связи строятся на основе гидравлического шагового привода, который структурно представляет собой систему, состоящую из трех агрегатов (блоков): источника рабочей жидкости (насосная установка); силового гидравлического шагового двигателя (ГШД); коммутирующего управляющего устройства — генератора гидравлических импульсов, который формирует управляющие импульсы и распределяет их по рабочим камерам шагового гидродвигателя.

При использовании во внутренних кинематических цепях в качестве силового органа шаговых

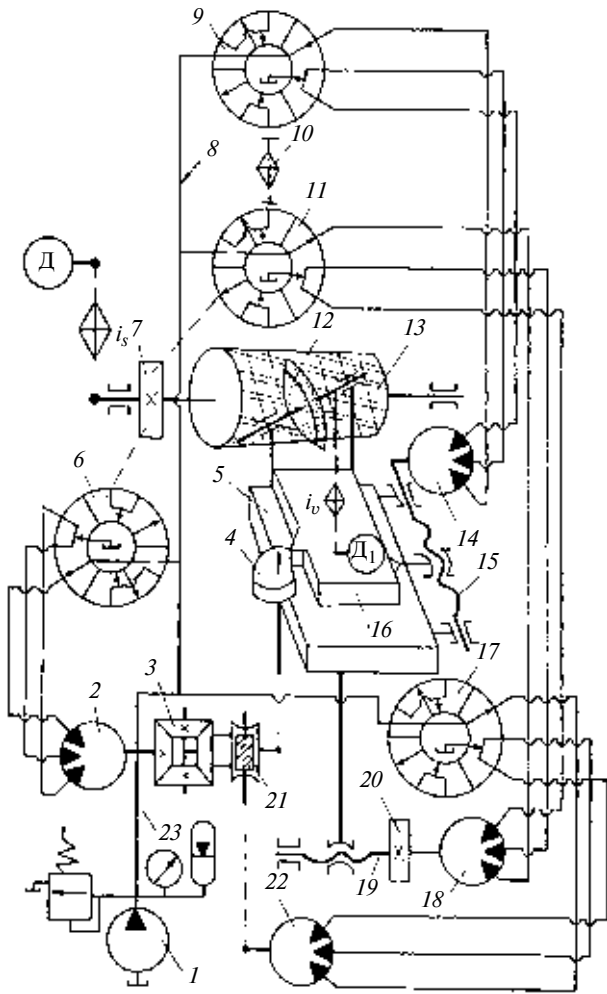


Рис. 2. Структурная схема резьбошлифовального станка с гидравлическими внутренними связями для шлифования конических резьбовых затылованных изделий с винтовыми стружечными канавками:

1 — насосная установка; 2, 14, 18, 22 — шаговые гидродвигатели; 3 — суммирующий механизм; 4 — кулачок затылования; 5 — продольный суппорт; 6, 9, 11, 17 — генераторы гидравлических импульсов; 7 — зубчатое колесо; 8, 23 — трубопроводы; 10 — гитара сменных зубчатых колес; 12 — инструмент; 13 — заготовка; 15 — ходовой винт поперечной подачи; 16 — верхняя каретка; 19 — ходовой винт; 20 — приводное зубчатое колесо; 21 — червячная передача; Д — электродвигатель; i_v — звено настройки

Рабочая жидкость к генераторам гидравлических импульсов подводится от насосной установки 1 по трубопроводу 4.

На рис. 2 приведена структурная схема резьбошлифовального станка с гидравлическими внутренними связями для шлифования конических резьбовых затылованных изделий с винтовыми стружечными канавками [4].

Структурная схема токарно-затыловочного станка с гидравлической внутренней связью для затылования гребенчатых фрез [5] представлена на рис. 3.

На рис. 4 представлена структурная схема зубодолбежного станка с внутренними гидравлическими связями для нарезания некруглых колес стандартными долбками [6].

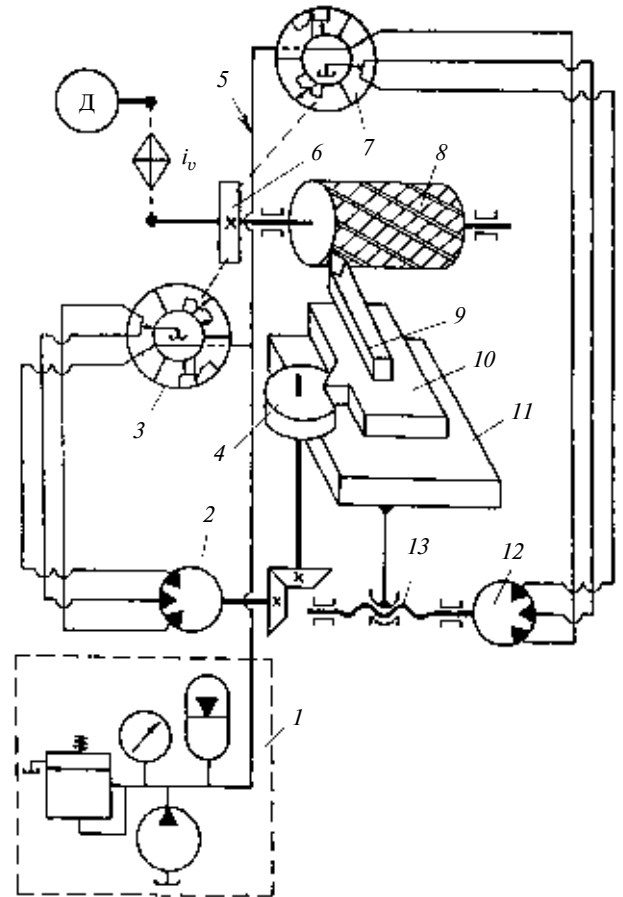


Рис. 3. Структурная схема токарно-затыловочного станка с гидравлической внутренней связью для затылования гребенчатых фрез:

1 — насосная установка; 2, 12 — шаговые гидродвигатели; 3, 7 — генераторы гидравлических импульсов; 4 — кулачок затылования; 5 — трубопровод; 6 — приводное зубчатое колесо; 8 — заготовка; 9 — инструмент; 10 — верхняя каретка; 11 — суппорт; 13 — ходовой винт

Структурная схема зубошлифовального станка с гидравлическими связями во внутренней цепи для шлифования зубьев цилиндрических зубчатых колес абразивным червяком [7] представлена на рис. 5.

На рис. 6 представлена структурная схема зубодолбежного станка с внутренними гидравлическими связями для нарезания шевронных зубчатых колес [8].

Применение гидравлических связей на основе шагового гидропривода при построении внутренних цепей станков различного технологического назначения обеспечивает:

унификацию элементов привода и приводов в целом как для станков одного назначения по отдельным координатам, так и разного назначения и различных типоразмеров. Унификация составляю-

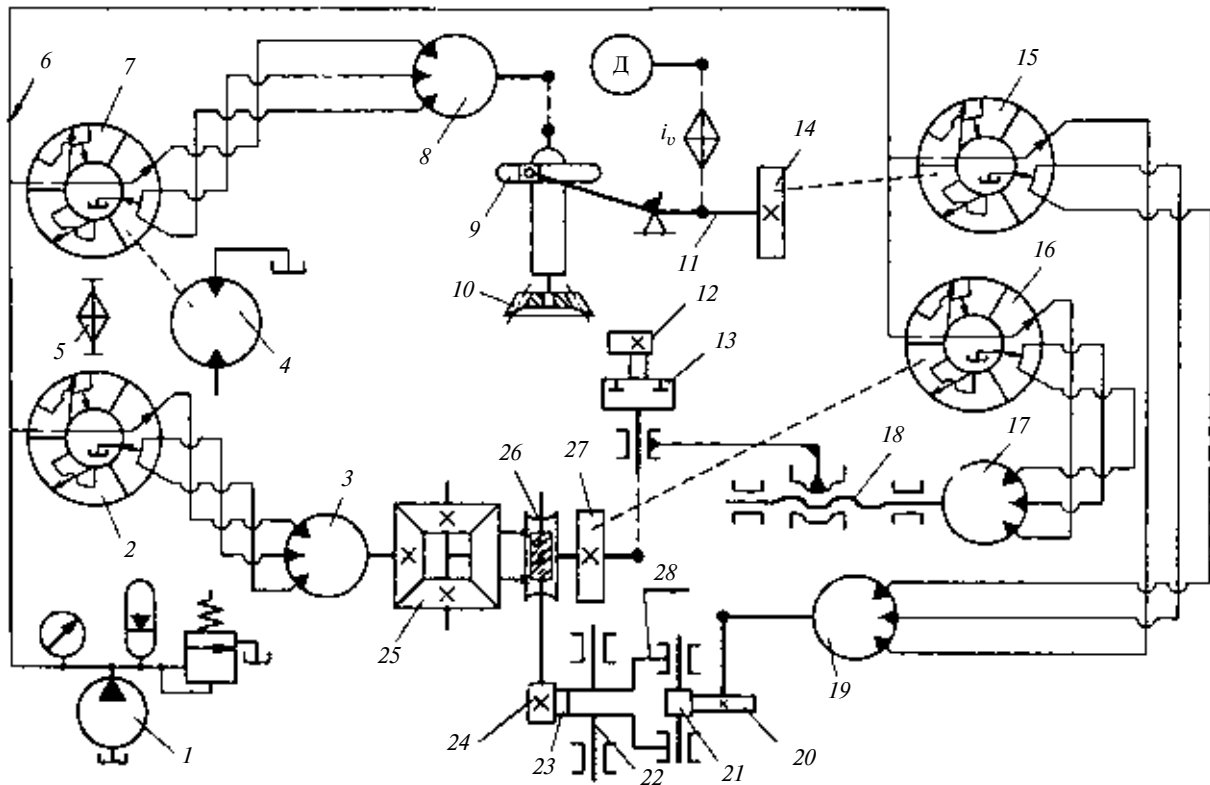


Рис. 4. Структурная схема зубодолбежного станка с внутренними гидравлическими связями для нарезания некруглых колес стандартными долбяками:

1 — насосная установка; 2, 7, 15, 16 — генераторы гидравлических импульсов; 3, 8, 17, 19 — гидравлические шаговые двигатели; 4 — гидромотор; 5 — гитара сменных зубчатых колес; 6 — трубопровод; 10 — долбяк; 11 — кулисный механизм; 12 — заготовка; 13 — стол; 14, 24, 27 — зубчатые колеса; 18 — ходовой винт; 20 — кулачок; 21 — ролик; 22 — ось; 23 — зубчатый сектор; 25 — дифференциал; 26 — червячное колесо; 28 — коромысло

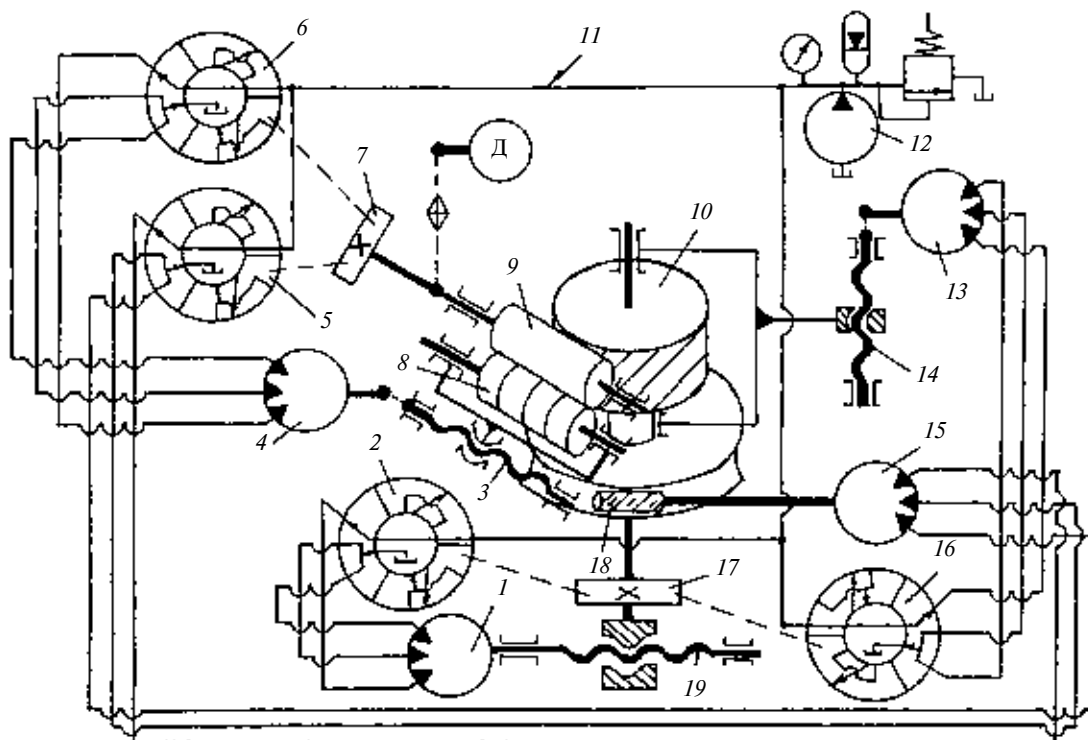


Рис. 5. Структурная схема зубошлифовального станка с гидравлическими связями во внутренней цепи для шлифования зубьев цилиндрических зубчатых колес абразивным червяком:

1, 13, 15 — гидравлические шаговые двигатели; 2, 5, 6, 16, — генераторы гидравлических импульсов; 3, 14 — ходовые винты; 4 — шаговый гидродвигатель; 7, 17 — зубчатые колеса; 8 — накатник; 9 — инструмент; 10 — заготовка; 11 — трубопровод; 12 — насосная установка; 18 — червячная передача; 19 — ходовой винт радиальной подачи

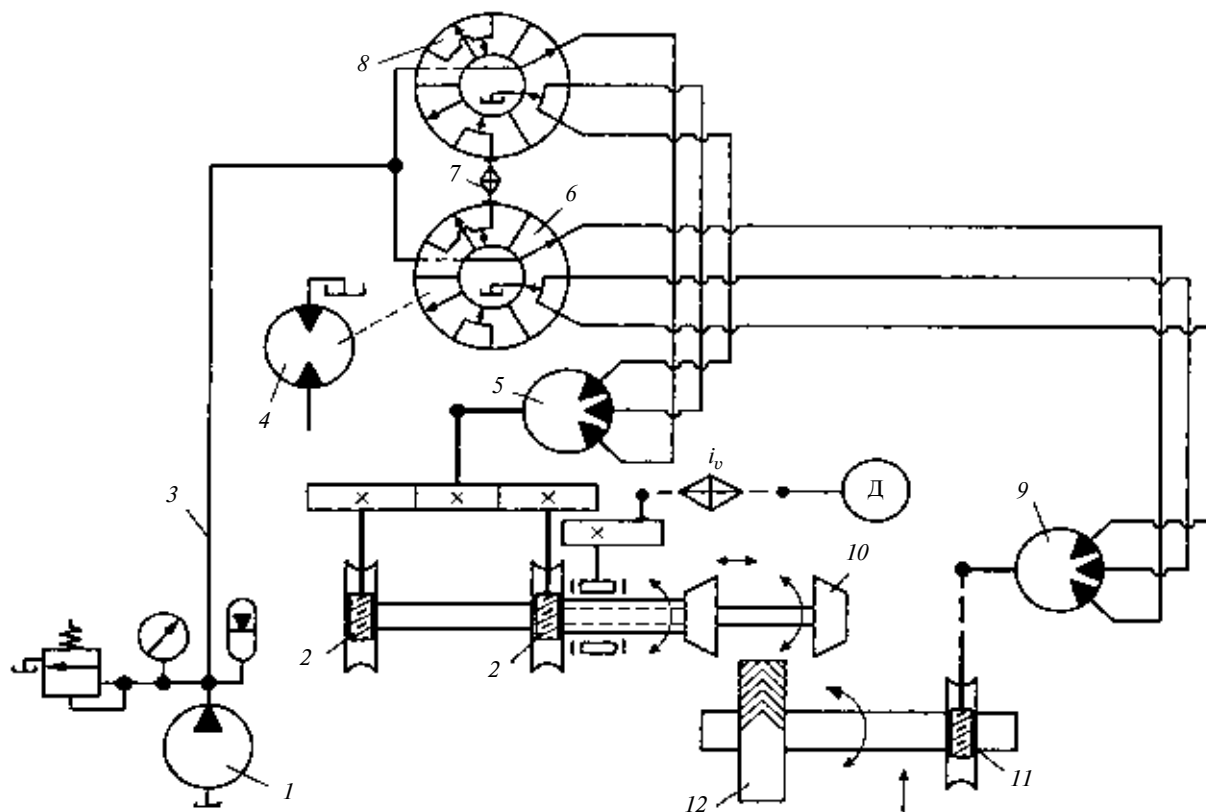


Рис. 6. Структурная схема зубодолбежного станка с внутренними гидравлическими связями для нарезания шевронных зубчатых колес:

1 — насосная установка; 2 — червячная передача; 3 — трубопровод; 4 — гидромотор; 5, 9 — шаговые гидродвигатели; 6, 8 — генераторы гидравлических импульсов; 7 — гитара сменных зубчатых колес; 10 — блок инструментов; 11 — червячная передача; 12 — заготовка

щих блоков (агрегатов) позволяет перейти от индивидуального производства к серийному, что приводит к уменьшению их стоимости при той же конструктивной сложности;

повышение технологичности конструкции внутренних цепей и станка в целом путем более рациональной компоновки при сложном пространственном расположении рабочих органов, что обеспечивает повышение жесткости, точности, снижение металлоемкости и рациональную компоновку станка;

сокращение протяженности кинематической цепи согласующихся органов, которая обуславливает накопление ошибки путем увеличения угла закручивания по длине цепи, а в случае гидравлической связи путем исключения составляющих механических звеньев (зубчатых колес, муфт, валов), что повышает жесткость и обеспечивает более рациональную компоновку, предельно сближая инструмент и узел заготовки;

уменьшение погрешностей изделия, так как при гидравлической связи погрешность не зависит от расстояния между задающим устройством и исполнительным шаговым гидродвигателем, а определяется точностью конечных звеньев цепи, шагового гидродвигателя и инструмента с заготовкой;

упрощение кинематической структуры станка путем сокращения до минимума промежуточных

звеньев, оставляя в составе только конечные прецизионные делительные червячные и винтовые передачи, осуществляя прямое непосредственное соединение исполнительных шаговых гидродвигателей с инструментом и заготовкой.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Федотенок А. А. Кинематическая структура металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1970. 403 с.
2. Ванин В. А., Мищенко С. В., Трифонов О. Н. Кинематические связи в металлорежущих станках на основе гидравлического шагового привода. М.: Машиностроение, 2005. 328 с.
3. Пат. 2142866 Рос. Федерации: 6В23В5/46, В23G3/10. Станок для нарезания винтовых поверхностей переменного шага.
4. Заявка № 2001110513/02: В24В5/42. Резьбошлифовальный станок с гидравлическими связями для шлифования конических резьбовых затылованных изделий с винтовыми стружечными канавками.
5. Пат. 2074806 Рос. Федерации: 6В23Q5/26. Гидравлическая цепь подачи токарно-затыловочного станка.
6. Пат. 166416 Рос. Федерации: МКИ 7В23F5/16, 15/02. Зубодолбежный станок с гидравлическими связями для нарезания некруглых колес.
7. Пат. 2223847 Рос. Федерации: 7В23F5/04. Зубошлифовальный станок с гидравлическими связями для шлифования цилиндрических колес.
8. Пат. 2275276 Рос. Федерации: В23F7/00. Зубодолбежный станок с гидравлическими внутренними связями для нарезания шевронных колес двумя долбьями.

Влияние магнитной силы в газомангнитных подшипниках на эксплуатационные показатели высокоскоростных шпиндельных узлов металлообрабатывающего оборудования

Рассмотрено влияние магнитной силы на несущую способность и жесткость шпиндельного узла с газомангнитной опорой. Дан сравнительный анализ эксплуатационных характеристик работы шпиндельного узла в газомангнитном и газостатическом режимах передней опоры. Определены области технологического использования таких шпиндельных узлов.

Ключевые слова: шпиндельный узел, газомангнитная опора, шпиндельные подшипники, газостатические подшипники, несущая способность, жесткость шпиндельного узла.

Effect of magnetic force upon the carrying capacity and hardness of spindle unit with magnetic-gas bearing is considered. A comparative analysis of the plant-performance figures of spindle unit in the magnetic-gas and gas-static operation conditions of the front bearing is given. A scope of technological use of such spindle units has been determined.

Keywords: spindle unit, magnetic-gas bearing, spindle bearings, gas-static bearings, carrying capacity, spindle unit hardness.

Подъем промышленного производства в стране, в том числе и предприятий машиностроительного комплекса, обуславливает спрос на металлообрабатывающие станки. При этом возрастает потребность в высокоточном и высокопроизводительном оборудовании.

Скоростной параметр станка зависит от вида шпиндельного узла (ШУ) и типа его опор. Высокие частоты вращения шпинделя достигаются на опорах с газовой смазкой [1, 2], с магнитными подшипниками [1, 3] и немного меньше — на опорах качения [1].

Точность обработки во многом зависит от технологической схемы обработки. Известно, что наибольшая точность достигается при обработке детали за один установ, сокращается также и вспомогательное время обслуживания станка. Поэтому черновые и чистовые операции желательно проводить на одном станке без снятия детали. Для этого необходимо иметь шпиндель с достаточными несущей способностью для черновых операций и высокой жесткостью для финишных операций.

Шпиндельные узлы на подшипниках качения обеспечивают высокую несущую способность и невысокую жесткость [1], так как контакт происходит, согласно теории эластогидродинамики, по малому пятну контакта тела качения и дорожки качения. Газостатические и газодинамические опоры

ШУ обеспечивают достаточно высокую жесткость, но при этом имеют сравнительно небольшую несущую способность.

Разработанная в КНАГТУ конструкция газомангнитной опоры (ГМО) [4] вполне удовлетворяет требованиям, предъявляемым к подшипникам ШУ шлифовальных станков. При выключенном питании соленоида ГМО способна работать в режиме газостатического подшипника, а при включенном — в режиме газомангнитного воздействия на шпиндель. В последнем случае несущая способность опоры выше по сравнению с традиционным газостатическим подшипником.

В настоящее время характеристики ГМО остаются неизученными, и этому вопросу требуется уделить особое внимание. В работе [5] приводятся результаты статических испытаний несущей способности такой опоры, которые показали, что несущая способность ГМО по сравнению с газостатическим подшипником практически удваивается.

Сравним характеристики ШУ с передней газостатической и газомангнитной опорами по двум основным параметрам — жесткости и несущей способности. В обоих случаях задний подшипник шпинделя — газостатический.

Несущая способность передней комбинированной опоры определяется как результирующий вектор двух векторов — магнитной силы $\vec{Q}_{\text{Маг}}$ и силы, создаваемой давлением газа $\vec{Q}_{\text{Газ}}$: $\vec{Q}_1 = \vec{Q}_{\text{Маг}} + \vec{Q}_{\text{Газ}}$.

Нагрузка на шлифовальном круге определяется по известной методике С. А. Шейнберга. Типовая схема ШУ с креплением шлифовального круга на консоли шпинделя показана на рис. 1.

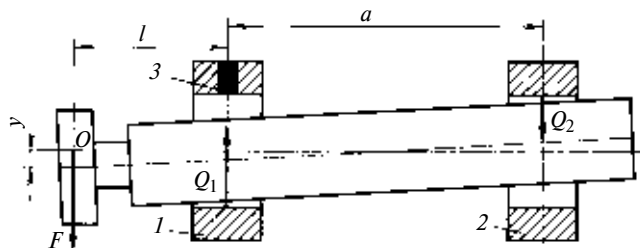


Рис. 1. Схема шпиндельного узла:

1 и 2 — передний и задний газостатические подшипники; 3 — магнитопровод соленоида

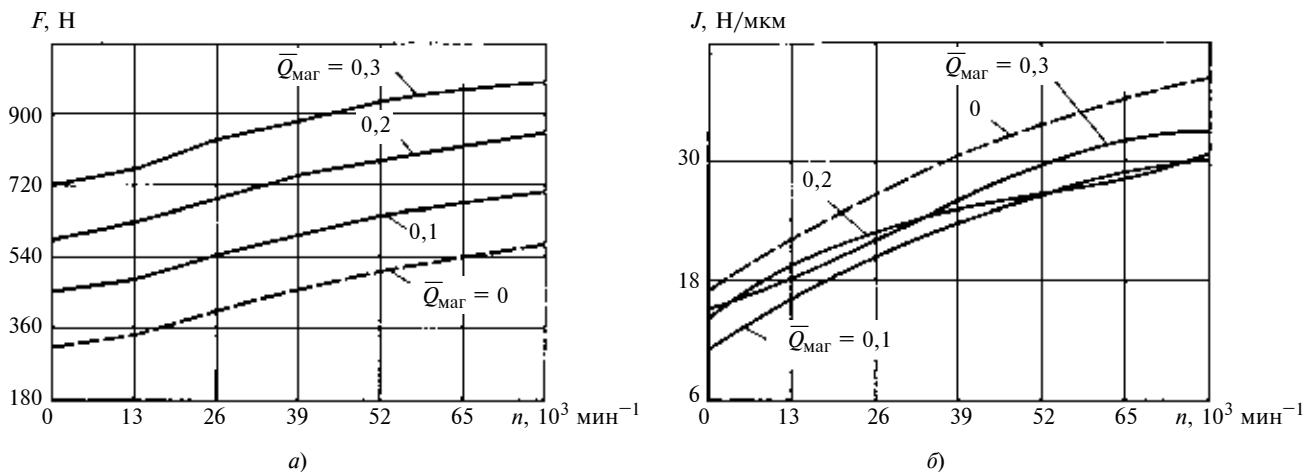


Рис. 2. Зависимости эксплуатационных параметров шпиндельного узла от частоты вращения n :
 а — несущей способности F ; б — жесткости J ; $P_{\text{изб}} = 5$ атм, $L_1 = 60$ мм, $D_1 = 50$ мм

Нагрузка на шлифовальном круге находится из двух уравнений статики:

суммы проекций сил на ось Y : $Q_1 - Q_2 - F = 0$; и уравнения моментов относительно точки O : $Q_1 l - Q_2(a + l) - M = 0$, где Q_2 — несущая способность задней опоры; M — восстанавливающий момент от перекоса, равный сумме моментов переднего и заднего подшипников и подпятника.

Жесткость, измеренная на шлифовальном круге, определяется по формуле $J = dF/du$, где u — смещение оси круга.

Усилие $Q_{\text{маг}}$, развиваемое электромагнитом, рассчитывается по формуле $Q_{\text{маг}} = K_3 h^{-2} S$, где K_3 — коэффициент, учитывающий электрические параметры соленоида; h — зазор между шпинделем и вкладышем подшипника; S — площадь поперечного сечения магнитопровода.

Газовая составляющая $Q_{\text{газ}}$ несущей способности ГМО определяется решением модифицированного уравнения Рейнольдса теории газовой смазки [2].

Результаты расчетов представлены на рис. 2, на котором $\bar{Q}_{\text{маг}}$ — относительная магнитная сила, равная отношению текущего значения магнитной силы к максимально возможной грузоподъемности ГМО при отключенном электромагните.

Из приведенных зависимостей видно, что на частотах вращения шпинделя до 65000 мин^{-1} нагрузка на шлифовальном круге с включенным электромагнитом передней опоры вдвое больше, чем при отключенном ($\bar{Q}_{\text{маг}} = 0$). При этом потеря жесткости составляет около 20 %. Жесткость снижается вследствие увеличения магнитного зазора с ростом эксцентриситета. На режиме работы передней опоры ШУ с включенным электромагнитом можно обрабатывать детали на черновых и получистовых операциях с соответствующими для ви-

дов обработки с припусками. После выключения электромагнита без переустановки детали проводятся чистовые и финишные виды обработки с меньшими силами резания, при которых не требуется большая нагрузка на шлифовальном круге. При этом жесткость, измеренная на шлифовальном круге, заметно возрастает, что позволяет получить точность, заданную требованиями на обработку детали.

Приведенный выше анализ основных эксплуатационных характеристик высокоскоростных ШУ с передней газомангнитной опорой показывает, что данное техническое решение позволит более эффективно использовать станочное оборудование за счет сокращения вспомогательного времени на установку и снятие детали. Кроме того, обработка детали за один установ позволяет добиться наибольшей точности из всех технологических схем обработки.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пуш А. В.** Шпиндельные узлы: Качество и надежность. М.: Машиностроение, 1992. 228 с.
2. **Эксплуатационные** характеристики газовых опор высокоскоростных шпиндельных узлов / А. В. Космынин, Ю. Г. Кабалдин, В. С. Виноградов, С. П. Чернобай. М.: Академия Естествознания, 2006. 219 с.
3. **Журавлев Ю. П.** Активные магнитные подшипники: Теория, расчет, применение. СПб.: Политехника, 2003. 206 с.
4. **Пат. 2347960 Рос. Федерации:** МПК⁷ F16C32/04. Способ работы подшипникового узла и подшипниковый узел.
5. **Космынин А. В., Щетинин В. С., Иванова Н. А.** Применение магнитной силы в газостатических опорах высокоскоростных шпиндельных узлах // Вестник машиностроения. 2009. № 5. С. 19—21.

Повышение конструкционной прочности термически и термомеханически упрочняемых титановых сплавов

Приведены основные направления повышения конструкционной прочности: многокомпонентное легирование, модифицирование, упрочняющие термическая и термомеханическая обработки, плакирование.

Ключевые слова: титановые сплавы, легирование, термообработка, деформация.

Reference directions of structural strength enhancement, specifically, many-component alloying, modification, strain-hardening thermal and thermo-mechanical treatments, and cladding are considered.

Keywords: titanic alloys, cladding, thermal treatment, deformation.

Титан применяется для изготовления баллонов, емкостей, оболочек, обшивки, шпангоутов, лонжеронов, балок и других деталей и узлов космической, ракетной и авиационной техники. Высокая прочность, особенно в термически упрочненном состоянии, малый удельный вес, высокая удельная прочность, широкий температурный интервал применения титановых сплавов позволяют значительно снизить вес конструкций и повысить надежность их работы. Титановые сплавы также широко применяются в морском судостроении и морской авиации, так как высокая коррозионная стойкость делает их незаменимыми материалами для обшивки корпусов. Несмотря на высокую стоимость, благодаря своим свойствам титан находит применение в химической промышленности, приборостроении, медицине и других отраслях машиностроения.

Все конструкционные титановые сплавы по уровню прочности целесообразно разделить на группы с низкой ($300 \div 600$ МПа), средней ($600 \div 900$ МПа), высокой ($900 \div 1300$ МПа) и сверхвысокой ($1300 \div 1800$ МПа) прочностью.

В статье приведена часть наиболее интересных исследований, научных и практических разработок автора по созданию термически и термомеханически упрочненных титановых сплавов ВТ14, ВТ15, ВТ15-1, ВТ16, ВТ17 и др. [1–7]. Особое внимание уделено исследованиям возможностей улучшения структуры и свойств титановых сплавов различными методами обработки, включая деформационное и температурное воздействия. Дана оценка влиянию структурных факторов на свойства сплавов в условиях, близких к их работе в реальных конструкциях. Показано также поведение материала в изделиях типа ёмкостей, работающих при высоком внутреннем давлении (наиболее ответственные конструкции новой техники), изготовление которых из титановых сплавов наиболее перспективно.

Научную и практическую работу по повышению конструкционной прочности и получению высокой и сверхвысокой прочности титановых сплавов в термически и термомеханически упрочненном состоянии проводили в следующих направлениях: многокомпонентное легирование; модифицирование; наклеп при холодной пластической деформации; упрочняющая термическая обработка; термомеханическая обработка; плакирование и создание слоистых композиционных материалов; деформация сварных соединений; конструктивные методы и создание утолщений в зонах сварных соединений.

Сплавы и методика их исследований

Исследовали высокопрочные свариваемые ($\alpha + \beta$)-титановые сплавы ВТ14 ($3,5 \div 4,5$ % Al, $2,5 \div 3,5$ % Mo, $0,7 \div 1,5$ % V) и ВТ16 ($1,8 \div 2,8$ % Al, $6,8 \div 8,0$ % Mo) мартенситного типа и β -сплав ($2,5 \div 3,5$ % Al, $6,5 \div 7,5$ % Mo, $10 \div 11$ % Cr) с механически стабильной β -фазой, а также ряд опытных сплавов, упрочненных термической обработкой, которые послужили основой для создания других, более прочных титановых сплавов.

Исследования проводили на листах, прутках и трубах, полученных в лабораторных и промышленных условиях по созданным автором и защищенным авторскими свидетельствами технологическим процессам обработки титановых сплавов давлением. Трубы из термически упрочненных титановых сплавов были изготовлены в опытном производстве металлургических заводов, поэтому основное внимание было уделено разработке температурных и деформационных параметров изготовления полуфабрикатов, а также отработке технологий прессования и горячей прокатки труб на металлургических заводах. Трубы из сплавов ВТ14 и ВТ16 с удовлетворительными механическими свойствами получали прессованием при температуре ($\alpha + \beta$)-области ниже 930 °С для сплава ВТ14 и ниже 830 °С для сплава ВТ16. Горячую прокатку труб из сплава ВТ14 проводили по следующей технологии. Заготовки перед прокаткой нагревали до 1080 °С, затем прошивали на первом стане и охлаждали на рольганге до $800 \div 820$ °С, после чего прошивали на втором стане с деформацией стенки 50 %. Трубы в закаленном при охлаждении с 870 °С и состаренном при 500 °С в течение 16 ч состоянии имели следующие механические свойства: $\sigma_B = 1220$ МПа; $\sigma_{0,2} = 1150$ МПа; $\delta = 8,5$ %; $\psi = 20$ % и $a_H = 0,29$ МДж/м².

Механические свойства сплавов определяли в условиях одноосного и двухосного растяжения. При одноосном растяжении испытывали плоские и круглые образцы. При двухосном растяжении испытывали образцы в виде полых шаровых сегментов с плоскими фланцами и трубчатые образцы — емкости диаметром 100 ÷ 200 мм (фактически реальные конструкции), которые нагружали внутренним гидравлическим давлением до разрушения. Конструкционную прочность при двухосном растяжении рассчитывали по формуле $\sigma_{BK} = -pD/(4h100)$ для сферических и $\sigma_{BK} = pD/(2h100)$ для цилиндрических образцов, где p — разрушающее внутреннее давление в атм.; d — диаметр образца, мм; h — толщина стенки, мм; 100 — переводной коэффициент.

Одновременно проводили микро- и электронно-микроскопический анализы структуры металлов. Величины напряжений в металле, подвергнутом деформированию, определяли рентгеновским методом.

Влияние исходной структуры металла и последующей термической обработки на механические свойства титановых сплавов

Влияние структуры металла на механические свойства высокопрочных термически упрочненных титановых сплавов ВТ14 и ВТ16 определяли на образцах и ёмкостях, изготовленных из прессованных и горячекатаных труб диаметром 100 ÷ 150 мм. Структуры титановых сплавов, деформированных в горячем состоянии при различных температурах, имеют разные величины зерен, размеры и формы фазовых составляющих. Исходная структура в значительной степени определяет уровень механических свойств титановых сплавов после упрочняющей термообработки. Улучшение структуры сплавов сопровождается повышением его прочности при одноосном (σ_B) и двухосном (σ_{BK}) растяжении, пластичности, а также увеличением отношения σ_{BK}/σ_B . Повышение температуры способствует увеличению размеров фазовых частиц и зерен, ухудшению механических свойств, особенно резко — сплавов ВТ14 и ВТ16. Так, при деформировании или нагреве выше температуры ($\alpha \leftrightarrow \beta$)-превращения в структуре этих сплавов видны границы первичных β -зерен. Само зерно имеет грубую игольчатую структуру. Сплавы с такой структурой в термически упрочненном состоянии [ВТ14 — закалка в воде при охлаждении с $(870 \pm 10)^\circ\text{C}$, старение при $480 \div 520^\circ\text{C}$ в течение 16 ч; ВТ16 — закалка в воде при охлаждении с $(830 \pm 10)^\circ\text{C}$, старение при $500 \div 520^\circ\text{C}$ в течение 16 ч] имеют низкую пластичность ($\sigma = 2 \div 4\%$ при $\sigma_B = 1100 \div 1200$ МПа) и низкую прочность при двухосном растяжении ($\sigma_{BK} = 1000 \div 1100$ МПа). Для сплавов с такой структурой $\sigma_{BK}/\sigma_B < 1$.

Структуры сплавов ВТ14 и ВТ16, подвергнутых горячему деформированию при температуре β -об-

ласти, после деформации 20 ÷ 40 % при температуре ($\alpha + \beta$)-области, состоят из равноосных или несколько вытянутых частиц α - и β -фаз. В отдельных местах видны небольшие участки β -зерен. Сплавы с такой структурой в термически упрочненном состоянии имеют удовлетворительное удлинение ($\delta = 4 \div 8\%$) и относительно высокую прочность при одноосном ($\sigma_B = 1200 \div 1400$ МПа) и двухосном ($\sigma_{BK} = 1200 \div 1400$ МПа) растяжении. Отношение $\sigma_{BK}/\sigma_B \approx 1$. Деформирование сплавов в нагретом или холодном состоянии улучшает структуру и свойства горячедеформированных полуфабрикатов.

Для улучшения структуры металла цилиндрические трубчатые образцы подвергали поперечной прокатке на стане. Этот вид обработки специально предназначен для получения труб большого диаметра. Образцы деформируют на вращающей оправке роликами при перемещении их вдоль оси заготовки. Деформирование сопровождается утонением стенки и увеличением длины заготовки, но без изменения ее внутреннего диаметра.

При поперечной прокатке труб допускается холодная деформация сплавов ВТ14 и ВТ16 соответственно в 20 и 30 %, тогда как при листовой прокатке — в 40 и 60 %. Это связано с большей неоднородностью деформации по толщине стенки заготовки при поперечной прокатке, которая приводит к возникновению остаточных напряжений в деформируемых заготовках. В цилиндрических заготовках с деформацией 20 ÷ 30 % на обеих сторонах стенки рентгеновским методом обнаружены сжимающие напряжения до -200 МПа в тангенциальном направлении; по образующей цилиндра на наружной стенке обнаружены сжимающие напряжения для ВТ14 и ВТ16 соответственно -150 и -300 МПа, а на внутренней — растягивающие $+250$ и $+350$ МПа. Это — важные результаты работы, позволившие успешно применить поперечную прокатку при создании тонкостенных оболочковых конструкций.

Чтобы деформировать сплавы ВТ14 и ВТ16 с большими степенями обжатия, поперечную прокатку необходимо проводить с нагревом. Кольцевые заготовки горячекатаных труб из сплава ВТ14 подвергали пластической деформации 50 ÷ 70 % при температуре $800 \div 600^\circ\text{C}$. Заготовки перед деформированием нагревали с помощью кольцевого индуктора. Для предотвращения резкого охлаждения заготовки при контакте с роликами и оправкой их нагревали газовой горелкой до 300°C .

Сплав ВТ14 с улучшенной таким методом мелкодисперсной ($\alpha + \beta$)-структурой имеет высокие механические свойства. После закалки при охлаждении с 870°C и старения при $480 \div 500^\circ\text{C}$ в течение 16 ч прочность сплава при одноосном растяжении составляла $1250 \div 1400$ МПа при $\delta = 6 \div 12\%$, а при двухосном растяжении была получена сверхвысокая конструкционная прочность ($\sigma_{BK} =$

Таблица 1

Механические свойства сплава ВТ15 после закалки и старения

| Закалка с температурой, °С | Старение 25 ч при температуре, °С | σ_B , МПа | δ , % | Микротвердость, МПа |
|----------------------------|-----------------------------------|------------------|--------------|---------------------|
| 680 | 400 | 1300 | 8,0 | 4470÷4660 |
| | 450 | 1600 | 5,8 | 5080÷5320 |
| | 500 | 1500 | 7,0 | 4660÷4695 |
| 800 | 400 | 1220 | 8,0 | 3960÷5080 |
| | 450 | 1400 | 5,2 | 4120÷6440 |
| | 500 | 1550 | 1,2 | 4290÷5320 |

= 1400 ÷ 1500 МПа. Для сплава с такой структурой $\sigma_{BK}/\sigma_B > 1$.

Высокопрочный титановый сплав ВТ15, деформированный в горячем состоянии, имеет крупнозернистую β -структуру. Старение сплава с такой структурой после закалки при охлаждении с 800 °С (β -область) протекает неравномерно, о чем свидетельствуют микроструктурный анализ и разная микротвердость отдельных участков сплава (см. табл. 1). Неравномерное старение является одной из причин низкой пластичности β -сплава ВТ15.

Было исследовано влияние упрочняющей термообработки сплава ВТ15 с закалкой при охлаждении с 680 °С [$(\alpha + \beta)$ -область], которая обеспечивает при последующем старении равномерный распад β -фазы и более высокие механические свойства, чем при закалке из β -области (см. табл. 1). Одна из причин равномерного распада при старении — присутствие в закаленном с температуры $(\alpha + \beta)$ -области сплаве второй фазы α , границы которой являются дополнительными центрами распада нестабильной β -фазы. Это — важный научный и практический результат, полученный автором впервые для β -сплава ВТ15, а затем для β -сплавов ВТ15-1, ТС6, ВТ19 и др. Рост зерен при нагреве $(\alpha + \beta)$ -области сплава менее интенсивен, чем при нагреве β -области. Для горячедеформированных полуфабрикатов из сплава ВТ15 может быть рекомендован режим упрочняющей термообработки с закалкой при охлаждении с 680 °С из $(\alpha + \beta)$ -области, обеспечивающий получение сверхвысокой прочности.

Повышение прочности титановых сплавов наклепом при холодном деформировании

Фазовый состав сплавов является одним из основных факторов, определяющих допустимую степень холодной деформации. Так, увеличение количества β -фазы в сплавах ВТ16 и ВТ15 по сравнению с ВТ14 приводит к увеличению допустимой степени деформации в холодном состоянии. Изменение механических свойств листов из сплавов, подвергнутых термообработке и последующему деформированию, показано в табл. 2. Незначительное по-

вышение прочности при холодном деформировании сплавов ВТ14 и ВТ16 в отожженном и закаленном состояниях сопровождается резким снижением пластичности.

В закаленном состоянии сплавы при деформировании упрочняются в большей мере, чем в отожженном, что связано с дополнительным упрочнением в результате распада нестабильной β -фазы, зафиксированной закалкой по мартенситной реакции. Это важный научный вывод, свидетельствующий о наличии механически нестабильной β -фазы в сплавах ВТ14 и ВТ16.

Механические свойства сплава ВТ15 в отожженном и закаленном состоянии, подвергнутого холодному деформированию, выше, чем сплавов ВТ14 и ВТ16. Деформирование после упрочняющей термообработки дополнительно повышает прочность сплавов. Исследовали также влияние холодного деформирования на конструкционную прочность ёмкостей, изготовленных из горячепрессованных труб сплава ВТ15. Увеличение до 60 % степени деформации сплава ВТ15 сопровождается повышением конструкционной прочности от высокой, равной 1150 МПа, до сверхвысокой, равной 1500 МПа, при этом отношение σ_{BK}/σ_B уменьшается от 1,3 до 1,06.

Волокна наружных поверхностей ёмкостей подвергаются большей деформации при поперечной

Таблица 2

Механические свойства листов из термообработанных и деформированных сплавов

| Сплав | Термообработка | Деформация, % | σ_B , МПа | δ , % |
|-------|---|---------------|------------------|--------------|
| ВТ14 | Отжиг в вакууме при 800 °С (1 ч) Закалка с 850 °С (10 мин) | 0 → 40 | 970 → 1140 | 12 → 2 |
| | | 0 → 40 | 1030 → 1230 | 13 → 3,5 |
| ВТ16 | Отжиг в вакууме при 780 °С (1 ч) Закалка с 780 °С (10 мин) Закалка с 780 °С (10 мин) + старение при 480 °С (8 ч) Закалка с 780 °С (10 мин) + старение при 540 °С (8 ч) | 0 → 40 | 970 → 1150 | 12 → 4,0 |
| | | 0 → 40 | 950 → 1230 | 11 → 3,0 |
| | | 0 → 5 | 1420 → 1500 | 4,0 → 5,2 |
| | | 0 → 20 | 1330 → 1450 | 9,0 → 4,0 |
| ВТ15 | Отжиг при 800 °С (10 мин) Закалка с 800 °С (10 мин) Закалка с 780 °С (10 мин) + старение при 480 °С (25 ч) + 560 °С (15 мин) Закалка с 780 °С (10 мин) + старение при 480 °С (25 ч) + 560 °С (1 ч) | 0 → 50 | 990 → 1380 | 19 → 4,0 |
| | | 0 → 50 | 970 → 1320 | 17 → 5,5 |
| | | 0 → 20 | 1280 → 1500 | 12 → 3,5 |
| | | 0 → 20 | 1310 → 1570 | 14 → 5,0 |

Механические свойства труб из сплава ВТ15

| Режим обработки | σ_B , МПа | δ , % | ψ , % |
|--|------------------|--------------|------------|
| ВТМО (горячее прессование, охлаждение в воде) | 800÷880 | 31÷39 | 54÷78 |
| Горячепрессованное состояние (охлаждение на воздухе) | 780÷840 | 28÷34 | 42÷60 |
| ВТМО + закалка с 800 °С (30 мин) | 780÷860 | 26÷36 | 46÷66 |
| Горячепрессованное состояние + закалка с 800 °С (30 мин) | 760÷820 | 26÷34 | 42÷58 |
| ВТМО + старение при 480 °С (50 ч) + 560 °С (15 мин) | 1360÷1480 | 6÷12 | 12÷24 |
| Горячепрессованное состояние + старение при 480 °С (50 ч) + 560 °С (15 мин) | 1200÷1440 | 6÷12 | 12÷24 |
| ВТМО + закалка 800 °С + старение при 480 °С (50 ч) + 560 °С (15 мин) | 1200÷1400 | 1÷6 | 2÷12 |
| Горячепрессованное состояние + закалка с 800 °С + старение при 480 °С (50 ч) + 560 °С (15 мин) | 1160÷1320 | 1÷8 | 2÷12 |

прокатке, чем внутренних, о чем свидетельствует большее количество линий скольжения в зернах β -фазы, близких к наружной поверхности.

Улучшение структуры и механических свойств титановых сплавов термомеханической обработкой

Термомеханическую обработку титановых сплавов проводили с деформацией выше температуры рекристаллизации — высокотемпературная термомеханическая обработка (ВТМО), и ниже температуры рекристаллизации — низкотемпературная термомеханическая обработка (НТМО).

ВТМО сплавов ВТ14 и ВТ16 проводили на молоте при температуре β - и верхней части ($\alpha + \beta$)-областей с последующим охлаждением в воде. Более высокие механические свойства получены при деформировании сплавов в ($\alpha + \beta$)-области при 840 ÷ 920 °С для сплава ВТ14 и при 780 ÷ 820 °С для сплава ВТ16. С увеличением степени деформации до 35 % за один удар молота при ВТМО прочность сплавов ВТ14 и ВТ16 повышается на 100 ÷ 150 МПа, а пластичность — на 5 ÷ 20 %. Аналогично улучшаются свойства сплавов и после старения, которое повышает прочность как закаленных сплавов, так и подвергнутых ВТМО.

ВТМО сплава ВТ14 проводили при промышленном производстве горячекатаных труб диаметром 194 мм. Трубы, подвергнутые 50 %-й деформации на втором прошивном стане, охлаждали с 820 °С в воде. Трубы, охлажденные после деформирования на воздухе, подвергали закалке при охлаждении с 820 °С в воде. Сплав ВТ14, подвергнутый ВТМО при 820 °С и старению при 500 °С в течение 16 ч, имеет более высокие механические свойства, чем сплав, подвергнутый закалке при охлаждении с 820 °С и старению при 500 °С в течение 16 ч.

ВТМО сплава ВТ15 проводили в условиях промышленного производства с деформацией 85 % при 1050 °С в β -области. Механические свойства труб из сплава ВТ15, подвергнутых различным режимам обработки, приведены в табл. 3.

Металлографическое исследование показало, что в процессе старения в сплаве ВТ15 происходит распад твердого раствора с выделением дисперсных частиц α -фазы, распределенных в матрице β -твердого раствора. После ВТМО и старения частицы α -фазы значительно уменьшаются — длина их составляет 0,1 ÷ 0,5 мкм, а после обычной обработки и старения размер частиц колеблется от 0,5 до 5 мкм. ВТМО также способствует интенсивному и равномерному распаду твердого раствора. Следовательно, наклеп β -твердого раствора при ВТМО способствует равномерному распаду его при старении и значительному измельчению продуктов распада (это — важное научное положение теории термомеханической обработки, сформулированное автором статьи). После ВТМО и старения при

480 °С (50 ч) + 560 °С (15 мин) микротвердость различных участков сплава почти одинакова и равняется 3980 ÷ 4120 МПа (вариация микротвердости 140 МПа), а после обычной обработки и старения она колеблется от 3870 до 5350 МПа (вариация 1480 МПа), т. е. в 10 раз больше.

Исследовано также влияние ВТМО на конструкционную прочность цилиндрических ёмкостей (близких по размеру к реальным конструкциям) из сплава ВТ15. Ёмкости изготавливали из труб, подвергнутых ВТМО при прессовании (85 % деформации при 1050 °С), и труб, охлажденных после прессования на воздухе, а затем закаленных с 800 °С в течение 30 мин в воде. Ёмкости, подвергнутые закалке и старению при 480 °С (25 ч) + 560 °С (15 мин) разрушились хрупко при $\sigma_{BK} = 1250 \div 1280$ МПа. Ёмкости, подвергнутые ВТМО и старению по аналогичному режиму, разрушились также хрупко, но при $\sigma_{BK} = 1530 \div 1600$ МПа. Ёмкости, подвергнутые ВТМО и старению при 480 °С (10 ч) + 560 °С (15 мин), разрушились пластично при сверхвысокой конструкционной прочности $\sigma_{BK} = 1500$ МПа. Для всех режимов старения ёмкости, подвергнутые ВТМО, имели конструкционную прочность выше на 250 ÷ 300 МПа и разрушались более пластично, чем ёмкости, упрочненные без ВТМО.

Ёмкости, изготовленные из труб из сплава ВТ16, подвергнутых прессованию в β -области (деформация 85 % при 870 °С), после закалки при охлаждении с 830 °С и старения при 500 ÷ 520 °С в течение 16 ч разрушились при $\sigma_{BK} = 1050 \div 1140$ МПа ($\sigma_B = 1090 \div 1190$ МПа; $\delta = 2$ %). Ёмкости из прессованных труб, подвергнутых ВТМО и старению по указанному режиму, разрушились при $\sigma_{BK} = \sigma_B = 1250 \div 1350$ МПа; $\delta = 4$ %. Структура сплава после ВТМО при деформировании в β -области отличается от структуры сплава без ВТМО зубчатыми границами первичных β -зерен и меньшими размерами игл α' -фазы.

Механические свойства ёмкостей из сплава ВТ15 после ВТМО

| Термообработка | $\sigma_{вк}$ | $\sigma_{в}$ | δ , % |
|--|---------------|--------------|--------------|
| | МПа | | |
| НТМО + старение при 480 °С (24 ч) | 1340 | 1290 | 2,8 |
| НТМО + старение при 480 °С (25 ч) + 560 °С (15 мин) | 1500 | 1425 | 3,0 |
| НТМО + старение при 480 °С (10 ч) + 560 °С (15 мин) | 1560 | 1392 | 6,0 |
| НТМО + старение при 480 °С (5 ч) + 560 °С (15 мин) | 1420 | 1357 | 7,7 |
| ВТМО + НТМО + старение при 480 °С (25 ч) | 1370 | 1306 | 3,2 |
| ВТМО + НТМО + старение при 480 °С (25 ч) + 560 °С (15 мин) | 1540 | 1450 | 3,4 |
| ВТМО + НТМО + старение при 480 °С (10 ч) + 560 °С (15 мин) | 1670 | 1398 | 8,3 |
| ВТМО + НТМО + старение при 480 °С (5 ч) + 560 °С (15 мин) | 1580 | 1376 | 9,1 |

НТМО листов из сплавов ВТ14 и ВТ16 проводили по схеме "закалка — холодная деформация до 40 % — старение". Деформация в 40 % перед старением сплава ВТ14, закаленного при охлаждении с 820 и 870 °С, повышает прочность сплава на 100 МПа без потери пластичности.

Листы из сплава ВТ15, подвергнутые закалке при охлаждении с 680 и 800 °С и старению при 480 °С (5 ÷ 15 ч) + 560 °С (15 мин), имели разницу в прочности 280 МПа (1070 ÷ 1350 МПа). Деформация в 20 ÷ 40 % после закалки повышает прочность состаренного сплава ВТ15 до 1420 ÷ 1500 МПа, уменьшая разницу в прочности до 80 МПа.

Следовательно, деформация, ускоряя процесс распада метастабильной β -фазы при старении сплава ВТ15, одновременно усредняет скорость распада, что весьма важно для повышения структурной однородности металла. Деформирование перед старением делает сплав менее чувствительным к колебаниям температуры закалки и времени старения, что является важным научным положением ТМО. Ёмкости, состаренные при 480 °С (5 ÷ 10 ч) + 560 °С (15 мин) и не подвергнутые деформированию перед старением, разрушились при $\sigma_{вк} = 1150$ МПа. Микроструктурный анализ свидетельствует о начальной стадии распада β -фазы при старении сплава по данному режиму.

Деформация в 30 ÷ 50 % перед старением дает возможность повысить конструкционную прочность ёмкостей до сверхвысокой — 1400 ÷ 1550 МПа. Образцы, вырезанные из ёмкостей, при $\sigma_{в} = 1350 \div 1400$ МПа имели относительное удлинение $\delta = 6 \div 8$ %. Распад β -фазы при старении протекает более интенсивно в волокнах наружных поверхностей ёмкостей, подвергнутых большей деформации, чем в волокнах внутренних поверхностей. Однако степень неоднородности распада, связанная с неоднородным деформированием при поперечной прокатке, значительно меньше, чем в сплаве, не подвергнутом деформированию перед старением. Эффективность улучшения механических свойств от проведения НТМО значительна даже при неоднородном деформировании ёмкости по толщине стенки. Увеличение деформации до 60 % перед старением повышает конструкционную прочность до сверхвысокой, равной 1650 МПа, и снижает относительное удлинение до 4 %. Исходная структура сплава ВТ15 "наследственно" влияет на механические свойства ёмкостей.

Ёмкости, изготовленные из труб, подвергнутых ВТМО при прессовании, и труб, охлажденных после прессования на воздухе, подвергали 50 %-й деформации, а затем старению. Результаты механических испытаний ёмкостей и образцов, вырезанных из них, приведены в табл. 4.

Достигнута сверхвысокая конструкционная прочность (1540 ÷ 1670 МПа) ёмкостей, подвергнутых комбинированной термомеханической обра-

ботке (ВТМО + НТМО), которая выше для всех режимов старения, а разрушение ёмкостей — более пластичное, чем после проведения одного НТМО. Следует особо отметить, что уменьшение времени старения при 480 °С с 25 до 5 ч сопровождается повышением пластичности при некотором снижении прочностных характеристик, а также снижением энергоёмкости процесса.

Улучшение структуры и механических свойств основного металла и сварных соединений титановых сплавов их модификаций

Для улучшения структуры и свойств термически упрочненных титановых сплавов ВТ14, ВТ15 и ВТ16 вводили модифицирующие добавки: до 1 % Zr и до 0,2 % Re. В сплав ВТ14 вместо 1 % V было дополнительно введено 0,5 % Mo. Влияние модифицирующих добавок исследовали на сплаве с 4 % Al и 3,5 % Mo. Механические свойства сплавов определяли для листов толщиной 1,2 мм основного материала, а также сварных соединений, полученных аргонодуговой сваркой неплавящимся электродом. Испытания проводили после отжига, закалки и упрочняющей термообработки. Механические свойства сварных соединений определяли после сварки.

Исследования показали, что введение 0,05 % Zr в сплав ВТ14 повышает относительное удлинение в отожженном состоянии с 9,8 до 12,7 %, без снижения прочности. Введение 0,02 ÷ 0,1 % Zr повышает пластичность сварного соединения. Так, при испытании на загиб металла шва после сварки угол загиба повышался с 30 до 45°. Это позволяет избежать образования трещин в швах при проведении технологических операций непосредственно после сварки в процессе изготовления изделий. В результате исследований был предложен модифицированный сплав ВТ14 с содержанием 3,5 ÷ 4,5 % Al, 2,8 ÷ 3,8 % Mo и 0,01 ÷ 0,1 Zr.

Введение в сплав ВТ14 до 0,02 % Re повышает пластичность сварного соединения. При испытании на загиб непосредственно после сварки угол загиба увеличивается с 34 до 45°. Введение в сплав ВТ16 до 0,1 % Zr также повышает пластичность сварного соединения. Угол загиба увеличивается с 45 до 100°, а после отжига при 750 °С — с 40 до 65°. При введении в сплав ВТ16 до 0,05 % Zr угол загиба сварного соединения в закаленном состоянии увеличивается с 45 до 90°. В термически упрочненном состоянии прочность сварного соединения повышается на 100 МПа без снижения пластичности. При введении в сплав ВТ16 0,02 ÷ 0,05 % Re угол загиба сварного соединения непосредственно после сварки увеличивается с 45 до 65°. Вероятно, Re и Zr ускоряют процесс преобразования β-фазы в α-фазу при охлаждении до температуры мартенситного превращения. Количество β-фазы, которая превращается в α-фазу по мартенситной реакции, уменьшается. Это является одной из причин повышения пластичности металла шва непосредственно после сварки. Введение в β-сплав ВТ 15 до 0,6 % Zr повышает относительное удлинение с 14 до 16 % в отожженном и закаленном состояниях, а введение 0,5 ÷ 1,0 % Zr повышает пластичность листов в термически упрочненном состоянии в 1,5 ÷ 2 раза при сохранении прочности и улучшает механические свойства сварных соединений. Полученные научные и практические результаты являются важным вкладом в теорию микролегирования титановых сплавов.

Влияние легирования на механические свойства сварных соединений и основного металла титановых сплавов

Исследовали возможность создания менее легированного сплава, чем β-сплав ВТ15, обладающего более высокой прочностью [1]. Исследование проводили в направлении разработки высокопрочного сплава, легированного ферромолибденом, что позволило бы значительно снизить его стоимость. Вторым направлением создания высокопрочного сплава явилось многокомпонентное легирование.

Исследовали сплавы, содержащие 4 % Al, 2,5 ÷ 3,5 % Mo и 0,5 ÷ 3,0 % Fe (содержание β-стабилизаторов эквивалентно 3,75 ÷ 11 % Mo). С увеличением содержания Mo и Fe в данном сплаве температура (α ↔ β)-превращения снижается с 930 до 830 °С, а прочность в отожженном состоянии повышается с 1050 (при δ = 12,7 %) до 1250 МПа (при δ = 10,5 %). В термически упрочненном состоянии удовлетворительную пластичность сохраняет титановый (α + β)-сплав, содержащий 4 % Al, 2,5 % Mo и 0,5 % Fe (при σ_в = 1200 МПа, δ = 8 %), содержание β-стабилизаторов в котором эквивалентно 3,75 % Mo. Сплавы, содержащие большее количество Mo и Fe, упрочняются до 1400 МПа,

что сопровождается снижением относительного удлинения до 2 ÷ 3 %.

Пластичность сварных соединений сплавов близка к пластичности основного материала. Наибольшую прочность сварных соединений имеет (α + β)-сплав, содержащий 4 % Al, 3,5 % Mo и 2,0 % Fe (эквивалентно 8,5 % Mo), закаливающийся на мягкую мартенситную фазу. Сварные соединения этого сплава после отжига имеют прочность 1150 МПа при угле загиба шва 43°, а в термически упрочненном состоянии — 1300 МПа при угле загиба 30°.

Исследовали многокомпонентные сплавы на основе системы Ti—Al—Mo—V с небольшими добавками Fe и Cr: Ti, 5 ÷ 7,5 % Mo, 2 ÷ 6 % Al, 0,5 ÷ 5,0 % V, 0,3 ÷ 1,0 % Cr, 0,3 ÷ 1 % Fe [1]. Из исследованных титановых сплавов наибольший интерес представляет многокомпонентный сплав, содержащий 4 % Al, 7 % Mo, 4 % V, 0,6 % Cr, 0,6 % Fe (эквивалентно 12,2 % Mo). Этот сплав после закалки при охлаждении с 780 °С при прочности 1100 МПа имеет высокую пластичность (δ = 14 %; ψ = 45 %). Последующее старение при 450 °С в течение 16 ч повышает прочность до сверхвысокой (1700 МПа) при сохранении удовлетворительной пластичности (δ = 6 % и ψ = 20 %). Оптимальное сочетание прочности и пластичности сплав имеет после закалки при охлаждении с 780 °С и старения при 475 °С в течение 16 ч: σ_в = 1600 МПа, δ = 8,5 % и ψ = 40 %. В связи с трудностью введения с лигатурой большого количества Mo часть его была заменена на V. Далее исследовали сплав Ti, 4 % Al, 5,5 % Mo, 5,5 % V, 0,6 % Cr, 0,6 % Fe [1]. Эти исследования сплавов, близких к сплавам с критической концентрацией, привели в дальнейшем к созданию сплава ВТ22, на который получен патент (авторы А. И. Хорев и В. Н. Моисеев).

Проводили работу по частичной замене молибдена в (α + β)-сплаве ВТ16 (Ti, 2 % Al, 7 % Mo) докритической концентрации на ванадий и ванадия в β-сплаве США (Ti, 2 % Al, 16 % V) закритической концентрации на молибден. Преимущество по комплексу механических свойств показал сплав докритической концентрации ВТ16, легированный одновременно Mo и V.

Влияние плакирования на механические свойства титановых сплавов при одноосном и двухосном растяжениях

Была предложена диффузионная сварка как метод соединения слоев при создании плакированных листов и слоистых композиционных материалов. Собранный и сваренный по периметру слоистый пакет нагревали при температуре β-области и прокатывали при больших давлениях и степенях деформации, что обеспечивало качественную диффузионную сварку [1].

Механические свойства сплавов при двухосном и одноосном растяжениях

| Марка сплава | Термообработка | Двухосное растяжение | | | Одноосное растяжение | |
|-----------------------|--|----------------------|----------|-----------|------------------------|--------------|
| | | $\sigma_{вк}$ | $S_{вк}$ | $e_3, \%$ | $\sigma_B, \text{МПа}$ | $\delta, \%$ |
| | | МПа | | | | |
| BT14, неплакированный | Закалка с 870 °С в воде + старение при 480 °С (16 ч) | 1530 | 1540 | 2,0 | 1329/1640 | 4,8/5,3 |
| BT14, плакированный | Закалка с 870 °С в воде + старение при 480 °С (16 ч) | 1520 | 1600 | 4,6 | 1155/1215 | 4,8/5,8 |
| BT16, неплакированный | Закалка с 800 °С в воде + старение при 480 °С (16 ч) | 1512 | 1575 | 3,9 | 1270/1325 | 7,7/3,8 |
| BT16, плакированный | Закалка с 800 °С в воде + старение при 480 °С (16 ч) | 1650 | 1730 | 4,9 | 1130/1215 | 8,0/8,3 |
| BT15, плакированный | Закалка с 800 °С в воде + старение при 480 °С (25 ч) | 1730 | 1760 | 2,0 | 1215/1270 | 11,0/11,3 |

Примечание. Механические свойства при одноосном растяжении приведены в числителе для продольных образцов, в знаменателе — для поперечных.

Технически чистый титановый сплав BT1-0 с α -структурой меньше подвержен поверхностному окислению и насыщению водородом, чем термически упрочненные сплавы BT14, BT16 с ($\alpha + \beta$)-структурой и особенно сплав BT15 с β -структурой. Поэтому для улучшения качества поверхности листов термически упрочненных титановых сплавов BT14, BT15, BT16 и уменьшения насыщения их водородом в процессе травления предложено плакировать их технически чистым титановым сплавом BT1-0. Впервые были предложены композиции и технологии создания с помощью диффузионной сварки композиционных материалов, состоящих из слоев разных титановых сплавов, отличающихся по химическому составу и структурно-фазовому состоянию.

Из листов сплавов BT14, BT15 и BT16 толщиной 0,8 мм и листов этих же сплавов, плакированных сплавом BT1-0, выдавливали сферические сегменты, которые после упрочняющей термообработки подвергали нагружению внутренним давлением до разрушения. В табл. 5 приведены механические свойства сплавов при одноосном и двухосном растяжениях. Снижение прочности образцов плакированного сплава BT14 при одноосном растяжении на 50 ÷ 150 МПа не приводит к снижению прочности сплава при двухосном растяжении. Для плакированных листов сплава BT14 $\sigma_{вк}/\sigma_B = 1,22 \div 1,26$, а неплакированных — 1,06 ÷ 1,14. При двухосном растяжении плакирование повысило пластичность, определяемую утонением стенки сферического образца в зоне разрушения (истинная деформация — $e_3 \%$), примерно в 2 раза. Прочность плакированных образцов из сплава BT16 при двухосном растяжении значительно выше неплакированных, тогда как при одноосном растяжении прочность плакированных образцов ниже. Образцы из сплава BT15 при двухосном растяжении показали сверхвысокую прочность и более высокое отношение $\sigma_{вк}/\sigma_B$, чем образцы из сплавов BT14 и BT16.

Истинная деформация ($e_3, \%$) сплава BT15 в термически упрочненном состоянии при двухосном растяжении в 2 раза меньше, чем сплавов BT14 и BT16, хотя относительное удлинение сплава

BT15 при одноосном растяжении примерно в 2 раза больше, чем сплавов BT14 и BT16. Следовательно, локальная сосредоточенная деформация β -сплава меньше, чем ($\alpha + \beta$)-сплавов, что приводит к осколочному разрушению β -сплавов одновременно по нескольким плоскостям. Это подтвердили испытания ёмкостей и броневой защиты, изготовленных из β -сплавов. При испытании даже плакированных α -сплавом образцов из β -сплава BT15 на двухосное растяжение, так же как и изделий типа ёмкостей, наблюдается осколочный характер разрушения, что также связано с низкой истинной деформацией в зоне разрушения β -сплавов. Создание и промышленное производство трехслойных композиционных материалов — важный этап в освоении и широком применении листовых конструкционных титановых сплавов высокой и сверхвысокой прочности.

Исследовали влияние концентраторов напряжений (сварка плавлением и точечная сварка) на прочность при двухосном растяжении сферических образцов из сплавов BT14 и BT16. Сферические образцы с концентраторами напряжений и без них были упрочнены термообработкой по режиму, применяемому для несварных конструкций. Контактная точечная сварка снижает прочность образцов на 5 ÷ 7 %, а сварка плавлением — на 15 ÷ 25 %. Это свидетельствует о том, что присоединение к монолитным (несварным) ёмкостям или другим конструкциям деталей сваркой может приводить к большому снижению их прочности.

Это весьма важный результат исследований, дающий возможность рекомендовать конструкторам осуществлять крепление, например, арматуры на усиленные шпангоуты или соединять другими методами (хомуты, клеи и др.) без повреждения высокопрочной конструкции.

Ёмкости с утолщенной кромкой в зоне сварного соединения

Исследовали влияние режимов термообработки на конструкционную прочность сварных цилинд-

рических ёмкостей диаметром 200 мм (размер реальной конструкции). Ёмкости изготавливали, свертывая листы сплава ВТ14 толщиной 2 мм аргонодуговой сваркой неплавящимся электродом. Для придания ёмкости правильной цилиндрической формы проводили термообработку ее на стальной оправке, что обеспечивало правильность формы при закалке. Исследования показали, что наибольшая конструкционная прочность (1100 ÷ 1150 МПа) получена для сварных ёмкостей, термически обработанных по режиму: закалка при охлаждении с 870 °С в воде + старение при 520 ÷ 540 °С в течение 16 ч.

Сварные ёмкости, термоупрочненные для получения более высокой прочности основного материала, разрушаются хрупко по сварному шву при конструкционной прочности менее 1100 МПа. Достоинствами метода изготовления цилиндрических ёмкостей сверткой из листа и сваркой является относительная простота технологического процесса. Большой недостаток этого метода — невозможность получения высокой конструкционной прочности, так как продольный шов с более низкими прочностью и пластичностью, чем основной металл, находится в зоне максимальных растягивающих напряжений.

Таким образом, в сварных конструкциях не используются полностью резервы прочности основного материала. Равнопрочность сварной конструкции можно обеспечить созданием утолщения в местах (зоне) расположения швов, которое получают утонением основного материала механической обработкой. При обточке цилиндрических ёмкостей на разжимной оправке кулачковый механизм отводит резец при подходе к нему шва во время вращения. Зону сварного шва после упрочняющей термообработки ёмкостей подвергали отжигу с нагревом ТВЧ. Повышалась пластичность металла шва, в результате чего предотвращалось хрупкое разрушение ёмкостей по шву. Таким образом, в зоне шва прочность материала соответствует прочности отожженного сплава. Ширина утолщенной части равна ширине шва и зоны термического влияния.

Сварные ёмкости из сплава ВТ14 с утолщенными кромками в месте шва подвергали упрочняющей термообработке: закалка при охлаждении с 870 °С в воде и старение при 480 ÷ 500 °С в течение 16 ч. Предел прочности основного материала после обработки — 1250 ÷ 1400 МПа, удлинение 6 ÷ 12 %. После упрочняющей термообработки швы отжигали с нагревом ТВЧ при 750 °С в течение 5 мин. Угол загиба металла шва повышался с 15 до 30°, прочность снижалась до 850 ÷ 1000 МПа. Ёмкости из сплава ВТ14, обработанные по указанным режимам, разрушались по основному металлу при сверхвысокой конструкционной прочности, равной 1300 ÷ 1500 МПа. Сварные ёмкости из сплавов ВТ16 и ВТ15 с утолщенными кромками в месте шва

в термически упрочненном состоянии также разрушались по основному металлу. Огромный объем работ, проведенных фактически на реальных конструкциях, позволил обоснованно разработать режимы термической обработки, сварки и технологии изготовления конструкций. Это также позволило предъявить обоснованные требования к качеству полуфабрикатов и создать технологию изготовления полуфабрикатов высокого качества для ёмкостей, работающих под внутренним давлением. Все это в итоге позволило с большим эффектом применить сплавы и процессы в конструкциях.

Влияние деформации и термической обработки на механические свойства и конструкционную прочность сварных соединений титановых сплавов

Пониженные прочность и пластичность сварного соединения в термически упрочненном состоянии связаны со структурным состоянием металла шва и околошовной зоны. Структура металла шва и околошовной зоны сплавов ВТ14 и ВТ16 представляет собой крупные иглы мартенсита в сохранившихся границах первичного β-зерна. Металл шва и околошовной зоны сплава ВТ15 отличается от основного металла большими размерами β-зерен и их границами, более насыщенными элементами внедрения.

С целью улучшения литой структуры шва и перегретой структуры зоны термического влияния деформировали сварные образцы и цилиндрические сварные ёмкости [1]. Образцы, сваренные встык, деформировали на прокатном стане. Допустимая степень холодной деформации сварных образцов составила для сплавов: ВТ14 — 20 %, ВТ16 — 30 % и ВТ15 — 40 %. Для проведения дальнейшей прокатки сварные соединения сплавов ВТ14 и ВТ16 отжигали при 800 °С, а сплав ВТ15 подвергали закалке при охлаждении с 800 °С в воде. Впервые было рекомендовано и осуществлено деформирование β-сплава в закаленном с температуры β-области состоянии как образцов, так и реальных конструкций.

Деформирование сварных соединений приводит к изменению микроструктуры металла шва. При деформации 20 ÷ 30 % сварного соединения сплавов ВТ14 и ВТ16 размер игл металла шва уменьшается и появляются равноосные частицы α- и β-фаз; деформация 40 ÷ 50 % приводит к нарушению и исчезновению границ первичных β-зерен. С увеличением степени деформации сварного соединения сплава ВТ15 размер β-зерен литой структуры шва уменьшается и при 60 % они становятся равными зерну основного металла. Структурные изменения металла шва при деформировании сопровождаются повышением прочности и пластичности сварных соединений. Деформированные сварные образцы разрушаются в термически упрочненном состоянии как по сварному соедине-

нию, так и по основному металлу. Допустимая степень холодной деформации при поперечной прокатке сварных ёмкостей очень мала. Трещины с внутренней стороны шва образуются в сплавах ВТ14 и ВТ16 при деформации в 10 ÷ 20 %, а в сплаве ВТ15 — в 20 ÷ 30 %.

Ёмкости диаметром 180 мм, сваренные из листов сплава ВТ16 толщиной 1,2 мм, были подвергнуты 20 %-й холодной деформации. После упрочняющей термообработки, состоящей из закалки при охлаждении с 780 °С в течение 15 мин в воде и старения при 520 °С в течение 8 ч, ёмкости разрушились при конструкционной прочности 1200 ÷ 1300 МПа. Прочность сварных ёмкостей, не подвергнутых деформации и упрочненных по такому же режиму, составляла 1060 ÷ 1130 МПа.

Чтобы проводить деформирование с большими степенями обжатия, автором статьи была предложена технология и режимы нагрева, обеспечивающие повышение пластичности литой структуры металла шва и перегретой структуры зоны термического влияния при сварке. Сварные соединения высокопрочных сплавов прокатывали при 650 ÷ 850 °С. Деформация в 60 % в нагретом состоянии перед упрочняющей термообработкой повысила прочность сварных образцов из сплава ВТ14 (подвергнутых последующей закалке при охлаждении с 870 °С и старению при 480 °С в течение 16 ч) с 1180 до 1390 МПа. Пластичность сварного соединения при этом приблизилась к пластичности основного металла. Лучшее сочетание прочности и пластичности имеют сварные образцы из сплава ВТ14, подвергнутые 60 %-й деформации и упрочненные путем закалки при охлаждении с 870 °С и старения при 520 °С в течение 16 ч. При сверхвысокой прочности 1350 МПа угол загиба сварного соединения, подвергнутого такой обработке, равен 25°.

Сварные соединения сплава ВТ15, не подвергнутые деформированию, в термически упрочненном состоянии разрушаются хрупко по шву при прочности 90 ÷ 110 МПа. Горячая деформация сварных соединений позволяет повысить их прочность до 1350 ÷ 520 МПа и одновременно повысить пластичность. Лучшее сочетание прочности и пластичности имеют сварные соединения сплава ВТ15, подвергнутые 30 ÷ 60 %-й горячей деформации и последующей упрочняющей термообработке: закалка при охлаждении с 680 °С [($\alpha + \beta$)-область] и старение при 480 °С в течение 15 ч + при 560 °С в течение 15 мин. Сварные соединения сплава ВТ15, подвергнутые такой обработке, имеют сверхвысокую прочность — 1400 МПа при удовлетворительной пластичности (угол загиба равен 15°).

Сваренные из листа сплава ВТ 14 ёмкости диаметром 180 мм были деформированы на стане поперечной прокатки в нагретом до 800 °С состоянии. При контакте с инструментом, нагретым до

300 °С, металл охлаждался и в зоне деформации температура металла составляла 550 ÷ 650 °С. Впервые автором статьи установлено, что в очаге деформации температура возрастает до 700 ÷ 800 °С: энергия деформации превращается в тепловую, низкая теплопроводность титана обеспечивает сохранение теплоты. В результате этого достигнуто следующее: с одного нагрева стенки заготовок деформировались с 2 мм на 0,6 ÷ 0,8 мм. На концах трубных заготовок оставляли утолщения под сварку с фланцами кольцевыми швами. Сварные ёмкости из сплава ВТ14, подвергнутые 60 %-й деформации, разрушались после упрочняющей термообработки, состоящей из закалки при охлаждении с 870 °С и старения при 500 ÷ 520 °С в течение 16 ч, при конструкционной прочности 1200 ÷ 1400 МПа. Эффект возрастания температуры в очаге интенсивной пластической деформации позволил создать технологический процесс изготовления высокопрочных титановых труб с подогревом до 400 ÷ 600 °С сплава в очаге деформации. Предложенный процесс позволил получить высокопрочные трубы из сплава ВТ23 на Никопольском южно-трубном заводе и повысить прочность тонкостенных титановых труб в 2,5 раза. Это важнейший результат исследования, который может быть широко применен при обработке сплавов давлением. Всесторонний подход к проблеме повышения конструкционной прочности титановых сплавов обеспечил эффективное внедрение этих разработок при создании ракет, космических аппаратов и самолетов. Так, 28 января 2010 г. был осуществлен полет самолета Т50 пятого поколения, при создании которого использованы семь титановых сплавов и более 20 технологических процессов, разработанных автором статьи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Хорев А. И.** Влияние комплексного легирования на механические свойства сварных соединений и основного материала ($\alpha + \beta$)- и β -титановых сплавов // Технология машиностроения. 2007. № 2. С. 29—34.
2. **Хорев А. И.** Теория и практика создания современных титановых сплавов для перспективных конструкций // Технология машиностроения. 2007. № 12. С. 5—12.
3. **Хорев А. И.** Комплексное легирование и термомеханическая обработка титановых сплавов. М.: Машиностроение, 1979. 228 с.
4. **Хорев А. И.** Современные методы повышения конструкционной прочности титановых сплавов. М.: Воениздат, 1979, 256 с.
5. **Хорев А. И.** Опыт применения титановых сплавов в народном хозяйстве. М.: ЦНИИТЭМС, 1977. 37 с.
6. **Металловедение** титана и его сплавов / С. П. Белов, А. И. Хорев, М. А. Хорев и др. М.: Металлургия, 1992. 352 с.
7. **Хорев М. А.** Структурно-фазовое состояние и надежность сварных соединений титановых сплавов. М.: НПО ВИАМ, 1991. 107 с.

В. А. ШАКЛЕИНА, (УПИ, филиал ГОУ ВПО УГТУ, г. Первоуральск),
В. М. ЗАМЯТИН, д-р техн. наук, С. Г. КАРИЦКАЯ, канд. техн. наук
(УГТУ, г. Первоуральск), vera_shakleina@mail.ru

Исследование неоднородности пластических микродеформаций в алюминиевом сплаве Д16

Приведены результаты исследований напряженно-деформированного состояния листов алюминиевого сплава Д16. Найденны продольные, поперечные и главные микродеформации, определены их интенсивности и показатели деформированного состояния зерен, построены распределения и корреляционные функции микродеформаций.

Ключевые слова: микроструктура, предел прочности, предел текучести, микродеформация, дисперсия, интенсивность главных деформаций, корреляция.

Investigation results of the deflected mode of D16 aluminum alloy sheets are presented. Longitudinal, transversal, and principal microstrains were found, microstrains intensities and grain's strained state indices were determined, distributions and correlation functions of the microstrains were plotted.

Keywords: microstructure, ultimate strength, yield point, microstrain, variance, principal strains intensity, correlation.

В процессе пластической деформации в микроструктуре возникают нагрузки, обусловленные неоднородностью поля микродеформаций. Распределения пластических микродеформаций можно аппроксимировать нормальными одномерными и двумерными законами распределения, зависящими от предшествующей пластической деформации сплава и режима термической обработки. Прогнозирование свойств и поведения материала при эксплуатации базируется на экспериментальных и теоретических исследованиях его микроструктуры, моделируемой как микронеоднородная сплошная среда. Неоднородность деформированных зерен характеризуется распределением случайных коэффициентов Надаи—Лоде. Особенность оценки надежности материала обусловлена анизотропией и случайным распределением микроструктуры, т. е. комплексным применением математического аппарата механики деформируемого твердого тела и экспериментальных методов материаловедения в терминах теории вероятностей [1, 2].

В данной работе исследовали статистические характеристики поля микродеформаций при одноосном растяжении в коррозионной среде образцов из алюминиевого сплава Д16. Проведена статистическая обработка полученных результатов с использованием программы Excel.

Исследуемый материал и методика испытаний

Пластические микродеформации измеряли на образцах, вырезанных в направлении прокатки из холоднокатаного лакированного листа алюминиевого сплава Д16 (2024) и представляющих собой пластины размерами $74 \times 14 \times 3$. Из заготовок вырезали плоские образцы (рис. 1) типа 4-28 К по ГОСТ 1497—61, используемые в установках ИМАШ 5С-69 "Киргизстан". Плакирующий слой полностью удаляли с обеих сторон образца травлением в 7 %-ом растворе едкого натра по ГОСТ 2263—79 при температуре 60°C , образцы промывали в проточной холодной воде и осветляли в течение 3 мин в 25 %-ом растворе азотной кислоты по ГОСТ 704—89,

вновь промывали в проточной, а затем в дистиллированной воде и высушивали фильтровальной бумагой.

После закалки [температура $(495 \pm 3)^\circ\text{C}$; время выдержки 25 мин; охлаждение водой] и естественного старения в течение семи дней в качестве структурных составляющих в алюминии рассматривались твердые растворы меди и магния. Кроме этого имелось небольшое количество фазы серы (S), которая не полностью растворяется в алюминии при температуре закалки, а также микровключения нерастворимых соединений железа (рис. 2, микровключения — самые темные участки). Величину зерна определяли методом случайных секущих. Средние размеры зерен в ортогональных направлениях составляли соответственно $d_1 = (30,3 \pm 0,5)$ мкм и $d_2 = (26,9 \pm 0,4)$ мкм. На образцы в соответствии со средним размером зерна наносили делительную сетку (размер ячеек 25 мкм). Координаты узлов сетки измеряли на микроскопе Неофот с помощью окулярного микрометра МОВ1-15х и устройства для автоматизированной записи координат микрообъектов в память ЭВМ [3].

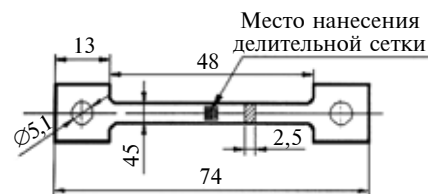


Рис. 1. Испытуемый образец

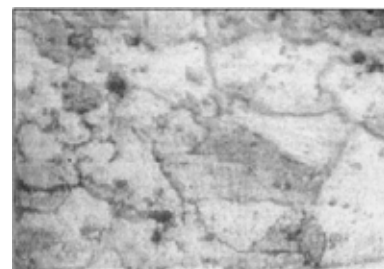


Рис. 2. Микроструктура алюминиевого сплава Д16 после закалки и естественного старения

Эксперименты на образцах проводили при одноосном растяжении на установке УММ-5 ступенчато (по 5 %) вплоть до разрушения. Испытывали три образца, измерения на исходных и деформированных ячейках выполняли по 6 раз в продольном и поперечном направлениях. Обработка результатов проводилась по методике, изложенной в работе [4]. По результатам измерений находили продольные ε_{11} и поперечные ε_{22} микродеформации, главные микродеформации $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ и их интенсивности $\varepsilon_{и}$. Величину третьей главной микродеформации находили из условия несжимаемости микрообъема: $\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = 0$.

Распределение микродеформаций аппроксимировали нормальными одно- и двухточечными законами. Связь между микродеформациями отдельных зерен оценивали с помощью нормированной автокорреляционной функции микродеформаций. Деформированное состояние отдельных микрообъемов сплава оценивали случайным параметром, т. е. коэффициентом Надаи—Лоде [5, 6]: $\chi = (2\varepsilon_2 - \varepsilon_1 - \varepsilon_3)/(\varepsilon_1 - \varepsilon_3)$.

Так как главные микродеформации $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ являются случайными величинами, то параметр Надаи—Лоде тоже случайный параметр.

Результаты исследований и их анализ

Неоднородность микроструктуры сплава в процессе пластической деформации при изготовлении элементов строительных конструкций в форме уголка или при прокатке профилей (например тавровых) способствует появлению концентраторов напряжений (микропор и микротрещин), наличие которых обусловлено локальными перегрузками микроструктуры сплава в процессе деформации, что приводит к снижению несущей способности конструкции. При расчете напряженно-деформированного со-

стояния (НДС) при профилировании, основанного на механике сплошной изотропной и однородной среды, не учитывается анизотропия структурных составляющих сплава. Поля микродеформаций могут быть установлены экспериментально.

Напряжения и деформации в микроструктуре представляют собой случайные тензорные поля, полной характеристикой которых являются плотности совместного распределения вероятностей компонент деформаций и напряжений в микроструктуре. Согласно теории невероятности неоднородность поля случайных микродеформаций ε зерен оценивали одномерными [$F = f(\varepsilon)$] и двумерными [$F' = f(\varepsilon, \varepsilon')$] законами распределения, где $\varepsilon, \varepsilon'$ — микродеформации в ячейках M и M' . Совместное рассмотрение одномерных и двумерных распределений позволяет сравнить вероятность появления перегрузок в отдельных зернах и в парах зерен $P(\varepsilon > \delta)$ и $P(\varepsilon, \varepsilon' > \delta)$, т. е. вероятность возникновения и распространения в микроструктуре критических деформаций, больших чем деформация δ разрушения образца [6]. Параметрами распределения случайных полей напряжений и деформаций в микроструктуре являются: микродеформации (микронапряжения), корреляционные функции структурных деформаций (напряжений) или плотности и функции распределения их вероятностей.

По полученным результатам измерений были построены одноточечные (рис. 3) и двухточечные (рис. 4) законы распределения микродеформаций и одномерные взаимные корреляционные функции связи между микродеформациями ε в зависимости от макродеформации $\bar{\varepsilon}$ (табл. 1), которые соответствуют нормальному закону распределения.

В процессе прокатки дюралюминия, после его закалки и естественного старения теоретически в деформированном листе не

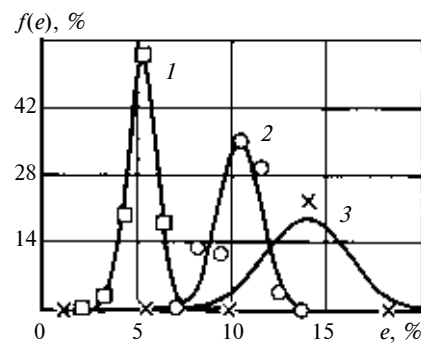


Рис. 3. Одномерные законы распределения микродеформаций в микроструктуре образцов из сплава Д16 при макродеформации $\bar{\varepsilon} = 5$ (1); 10 (2); 13,6 % (3)

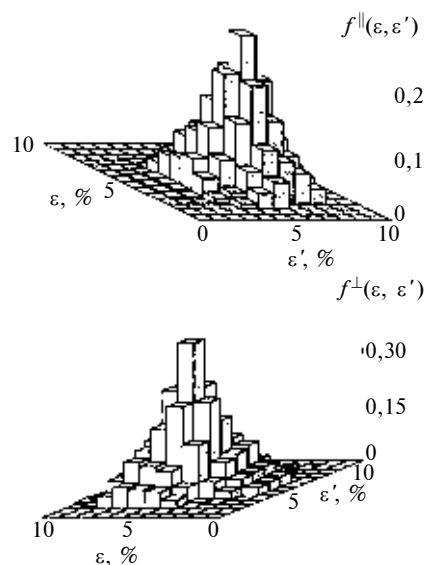


Рис. 4. Стереогаммы двумерных законов распределения микродеформаций в микроструктуре образца из сплава Д16 параллельно (а) и перпендикулярно (б) оси растяжения при $\bar{\varepsilon} = 5$ %

должно быть включений растворимых избыточных фаз. Однако при исследовании микроструктуры деформированного листа обнаруживается довольно значительное количество остатков включений растворимых эвтектических интерметаллидных фаз [8]. Отклонения экспериментальных точек от теоретических кривых распределения микродеформаций обусловлены наличием таких фаз и небольшого количества фазы S, которая неполностью растворяется в алюминии при за-

Показатели неоднородности микродеформаций сплава Д16 при одноосном растяжении

| Образец | Среднее значение макродеформации $\bar{\varepsilon}$, % | Стандартное отклонение микродеформаций $\sigma_{\text{и}} = \sqrt{L}$, % | Коэффициенты вариации микродеформаций $J_{\text{и}}$ | Коэффициенты корреляции микродеформаций зерен | | $P(\varepsilon > \delta)$, % | $P(\varepsilon > \delta, \varepsilon' > \delta)$, % |
|---------|--|---|--|---|----------------|-------------------------------|--|
| | | | | ρ^{\parallel} | ρ^{\perp} | | |
| 1 | 4,89 | 1,1 | 22,5 | -32 | 49 | 0 | 0 |
| | 10,2 | 1,91 | 18,7 | -12 | 56 | 4,5 | 1,05 |
| | 13,62 | 2,19 | 16,1 | -30 | 38 | 37,5 | 21,2 |
| 2 | 5,18 | 1,2 | 23,1 | -49 | 27 | 0 | 0 |
| | 10,2 | 1,89 | 18,5 | -13 | 60 | 4,1 | 0,7 |
| | 13,5 | 2,21 | 16,5 | -27 | 64 | 38 | 23 |

калке, и микровключений нерастворимых соединений железа.

На всех стадиях растяжения наблюдается существенная неоднородность поля микродеформаций образцов. Примерно пятая часть всех зерен получает деформацию, соответствующую макродеформации. Абсолютная неоднородность (разброс) микродеформаций характеризуется их среднеквадратичным (стандартным) отклонением. Стандартное отклонение микродеформаций ($\sigma_{\text{и}}$) имеют значения от 1,1 до 2,21 % (10 ÷ 20 % от средней макродеформации образца). Соответственно есть зерна, деформации которых в 1,5 ÷ 2 раза превосходят макродеформацию $\bar{\varepsilon}$ образца.

Значение коэффициентов $J_{\text{и}}$ вариации интенсивностей главных микродеформаций с ростом макродеформаций уменьшается от 23,1 до 16,1 %, т. е. с увеличением макродеформации уменьшается доля зерен, имеющих средние деформации. Дисперсия L микродеформации зерна, характеризующая абсолютную неоднородность поля микродеформаций, нелинейно возрастает при увеличении макродеформации. В соответствии с предельно допустимой деформацией $\delta_{\text{р}} = 14,1$ % и экспериментальными законами распределения микродеформаций, дефекты (микропоры и микротрещины) возникают при макродеформации, превышающей 11 %. Так, при макродеформации в 10,2 % относительное число зерен, в которых возможно возник-

новение микропор и микротрещин, достигает 4,5 % (см. табл. 1).

Полную характеристику поля микродеформаций одноосного растяжения дают двухточечные законы распределения соответственно расположенных в продольном и поперечном направлениях [$F^{\parallel} = f(\varepsilon, \varepsilon')$ и $F^{\perp} = f(\varepsilon, \varepsilon')$] относительно направления растяжения. На рис. 4 показаны стереограммы распределения микродеформаций при макродеформации в 5 %, которые позволяют судить о зарождении концентратора напряжений. Высота стереограмм численно равна относительному числу пар соседних зерен, деформации которых отложены по оси абсцисс (ε) и оси ординат (ε'). С помощью стереограммы можно определить вероятность того, что деформации двух соседних зерен достигают критических значений ($\delta_{\text{р}}$). Двухточечные распределения (см. рис. 4) характеризуют неоднородность поля микродеформаций по парам — соседним зернам. При любой макродеформации есть пары, деформации которых превышают среднюю величину. Так, при $\bar{\varepsilon} = 10,2$ % доля пар зерен, деформирование которых соответствует макродеформации, составила 14,3 %.

Для исследуемого сплава, как и для многих других материалов [2, 5], отмечена анизотропия поля микродеформаций — сечения нормированных автокорреляционных функций микродеформаций различны для ортогональных

направлений относительно оси растяжения образца.

На рис. 5 показаны корреляционные функции продольных микродеформаций. По оси абсцисс отложены расстояния между зернами в относительных единицах. При $t = 1$ корреляция рассчитывается между соседними зернами, $t = 2$ соответствует корреляции между первым и третьим зернами и т. д. Значения коэффициентов корреляции зависят от степени деформации. На рис. 5 приведены корреляционные функции интенсивностей деформаций при $\bar{\varepsilon} = 10$ %. В направлении растяжения (кривая 1) корреляционная связь между деформациями зерен практически отсутствует — коэффициент ρ^{\parallel} корреляции соседних зерен составляет -0,12. В перпендикулярном направлении относительно растяжения коэффициент ρ^{\perp} корреляции существенно выше и составляет 0,56. Кроме того, он практически

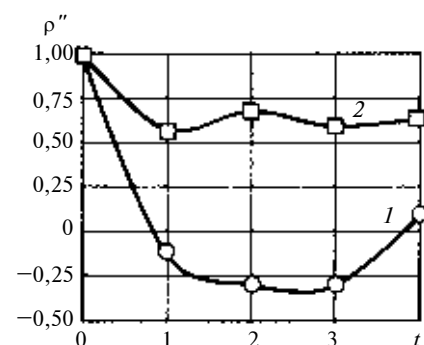


Рис. 5. Корреляционные функции микродеформаций в образцах из сплава Д16 параллельно (1) и перпендикулярно (2) оси растяжения при $\bar{\varepsilon} = 10$ %

Распределение зерен по деформированному состоянию и коэффициенту χ Надаи—Лоде в микроструктуре алюминиевого сплава Д16Т

| \bar{e} , % | $\bar{\chi}$ | Интервалы изменения показателя χ , %, при | | | | | |
|---------------|--------------|--|---------------------|---------------------|------------------------|------------------|-----------------|
| | | растяжении от -1 до $-0,8$ | промежуточном НДС | | НДС, близкому к сдвигу | | |
| | | | от $-0,8$ до $-0,6$ | от $-0,6$ до $-0,4$ | от $-0,4$ до $-0,2$ | от $-0,2$ до 0 | от 0 до $0,1$ |
| 5 | $-0,698$ | 25 | 38,8 | 26,5 | 8,15 | 1,16 | 0,39 |
| 10 | $-0,682$ | 15 | 40,9 | 36,1 | 6,5 | 0,9 | 0,18 |
| 13,6 | $-0,53$ | 3,6 | 17,3 | 58,7 | 19,8 | 0,49 | 0 |

не изменяется с увеличением расстояния t между зернами. Различие коэффициентов корреляции обусловлено анизотропией поля микродеформаций в параллельном и перпендикулярном направлениях. Наибольшее (64 %) значение коэффициента корреляции в перпендикулярном направлении получено при макродеформации в 13,5 %. Высокие значения коэффициентов корреляции определяют и большую вероятность возникновения деформаций выше предельной величины одновременно в двух соседних микрообъемах, т. е. распространение трещин наиболее вероятно в перпендикулярном направлении относительно направления растяжения. Радиус корреляции — расстояние, где коэффициент корреляции принимает нулевое значение, для всех образцов составляет 4—5 зерен.

При макрооднородном одноосном напряженном состоянии образца отдельные зерна микроструктуры сплава находятся в напряженно-деформированном состоянии, отличном от одноосного

растяжения. Для алюминиевого сплава Д16, как и для других поликристаллических материалов [6, 7], это обусловлено анизотропией свойств структурных составляющих сплава. Деформированное состояние микрообъемов металла неоднородное. Для отдельных зерен параметры Надаи—Лоде изменяются от $-1,0$ до $+1,0$. Подавляющее число микрообъемов при одноосном растяжении находятся в напряженном состоянии, близком к одноосному ($\chi = -1$).

Как видно из табл. 2, с ростом макродеформации доля зерен, находящихся в условиях одноосного растяжения, уменьшается (с 25 до 3,6 % соответственно при 5 и 13,6 %-й макродеформации). В наиболее жестком НДС при макродеформации в 5 % находится 25 % зерен. При промежуточном НДС от одноосного растяжения до чистого сдвига ($-0,6 \leq \chi < -0,4$) количество микрообъемов изменяется от 26,5 до 58,7 %. Однако имеются зерна, в которых деформированное состояние близко к чистому сдвигу ($\chi = 0$), т. е. является более "мягким" по сравнению с осевым растяжением. В интервале $-0,4 \leq \chi < 0,2$ таких зерен оказалось от 7,7 до 21 %. На рис. 6 приведены плотности распределения показателя χ для сплава Д16. Подавляющее число микрообъемов при макрооднородном растяжении имеют НДС, близкое к одноосному ($\chi = -1$).

Выводы

1. Определены параметры неоднородности полей пластических микродеформаций при од-

ноосном растяжении сплава Д16 после термической обработки, с ростом макродеформаций.

2. Отмечено отклонение распределения микродеформаций от нормального закона, что может быть обусловлено различной деформацией структурных составляющих сплава.

3. Коэффициент $J_{\text{н}}$ вариации микродеформаций практически линейно снижается с ростом макродеформации образца.

4. Поля микродеформаций сплава Д16 анизотропны, что при одноосном растяжении предопределяет распространение больших деформаций, а, следовательно, и трещин в перпендикулярном направлении относительно растяжения образца.

5. Отличие параметров неоднородности пластических микродеформаций для двух исследуемых образцов может быть обусловлено неоднородностью свойств по поверхности сплава.

6. Получены экспериментальные данные о корреляции между деформациями отдельных микрообъемов сплава.

7. Проведена оценка НДС микроструктуры образцов из сплава Д16 при одноосном напряженном состоянии. Построены функции распределения случайных коэффициентов Надаи—Лоде, характеризующих деформированное состояние зерен в микроструктуре.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Вайнштейн А. А., Алехин В. Н. Основы теории упругости и пластичности с учетом микроструктуры ма-

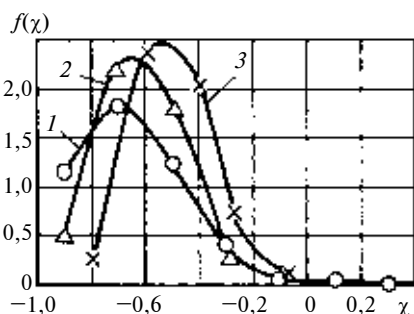


Рис. 6. Экспериментальные функции распределения параметра χ Надаи—Лоде для микродеформаций сплава Д16 при $\bar{e} = 5$ (1); 10 (2); 13,6 % (3)

А. Т. МАМЕДОВ, д-р техн. наук, Н. А. ГУСЕЙНОВ
(АзТУ, г. Баку, Азербайджан), e-mail: subhannamazov@daad-alumni.de

Исследование процесса диффузионного титанирования рабочих поверхностей деталей подвижных соединений

Представлены результаты исследований диффузионного титанирования подшипниковых втулок из медных сплавов. Показано изменение размеров деталей после насыщения в зависимости от температуры и продолжительности процесса. Приведены состав насыщающей смеси и рациональные режимы диффузионного титанирования изделий из медных сплавов.

Ключевые слова: насыщение, диффузионное титанирование, увеличение размеров, насыщающая смесь.

Investigation results of the diffusion titanizing of bearing bushings from copper alloys are presented. The detail's dimensions change after saturation in the dependence of temperature and of the process time has been shown. Structure of saturating mixture and rational conditions of the diffusion titanizing of the details from copper alloys are presented.

Keywords: saturation, diffusion titanizing, upsizing, saturating mixture.

Исследования изнашивания деталей сопряжения "поршневой палец — верхняя втулка головки кривошипа" дизеля показали, что его долговечность определяется износостойкостью деталей. При изготовлении подвижных соединений такого типа в качестве материалов используются бронзы марок БрО5Ц5С5, БрОЦС5-5-5, БрОЦ10-2, а также латуни марок ЛС59-1 и Л63.

С целью повышения износостойкости новых и изношенных деталей было осуществлено диффузионное титанирование рабочих поверхностей. Проведенные эксперименты показали, что диффузионное титанирование может быть применено не только для восстановления рабочих поверхностей деталей,

но и для существенного их упрочнения.

Эксперименты проводили при температуре насыщения $600 \div 900$ °С в течение $0,5 \div 3$ ч. Состав смеси для насыщения, %: ферротитан — 40; порошок цинка — 2; хлористый цинк — 7; фтористый кальций — 4; оксид алюминия — 47.

Проведенные эксперименты показали, что при температуре насыщения ниже 650 °С линейные размеры деталей увеличиваются незначительно: $0,05 \div 0,1$ мм на сторону. При повышении температуры до 750 °С линейные размеры деталей увеличиваются до 2 мм и более (рис. 1). Следует отметить, что повышение температуры более 700 °С нецелесообразно ввиду увеличения энерге-

тических затрат, ухудшения структуры и свойств медных сплавов. Повышение температуры более 800 °С приводит к слипанию компонентов насыщающей смеси. С другой стороны, диффузионное насыщение при температуре ниже 650 °С не дает полного восстановления изношенных деталей ремонтного фонда.

С учетом вышеизложенного считается нецелесообразным применять диффузионное титанирование при температуре выше 800 °С для тонкостенных подшипниковых втулок из медных сплавов. Кроме того, при диффузионном насыщении тонкостенных деталей происходит титанирование их изнутри, что приводит к охрупчиванию изделия в целом. Поэтому такие восстановленные детали и образцы могут быть подвержены хрупкому разрушению.

Следовательно, необходимые предельный прирост линейных

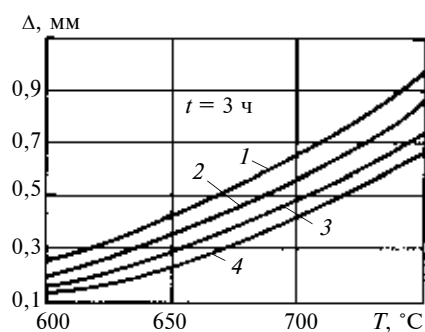


Рис. 1. Влияние температуры T насыщения на приращение Δ линейных размеров (на сторону) деталей из БрОЦ10-2 (1), БрО5Ц5С5 (2), Л63 (3) и ЛС59-1 (4)



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 35)

териала. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ. 2006. 384 с.

2. Богачев И. Н., Вайнштейн А. А., Волков С. Д. Статистическое металловедение М.: Металлургия, 1984. 176 с.

3. Определение параметров пластических микродеформаций зерен поликристаллов / Т. Ш. Шагдыр, А. А. Вайнштейн, Г. К. Кошкин и др. // Заводская лаборатория. 1976. № 8. С. 1008—1009.

4. Вайнштейн А. А. Методика экспериментальной оценки распределенных пластических микродеформаций // Заводская лаборатория. 2005. № 3. Т. 71. С. 22—28.

5. Вайнштейн А. А. Неоднородность напряженного состояния микроструктуры // Изв. вузов. Черная металлургия. 1985. № 12. С. 80, 81.

6. Вайнштейн А. А., Боровиков В. С., Кибардин М. А. Исследование неоднородности деформаций в алюминии-

вом сплаве АД1-М // Металлы. 1983. № 3. С. 171—174.

7. Топография микродеформаций в алюминиевых и никелевых сплавах / А. А. Вайнштейн, В. С. Боровиков и др. // Изд-во АН СССР. Металлы. 1990. № 1. 132—135 с.

8. Елагин В. И. Состояние и пути повышения трещиностойкости высокопрочных алюминиевых сплавов // Металловедение и термическая обработка металлов. 2002. № 9. С. 10—19.

размеров и толщины диффузионного слоя могут быть достигнуты в процессе насыщения деталей в интервале температур $650 \div 700$ °С и на соответствующем временном отрезке. Влияние продолжительности процесса диффузионного титанирования на

изменение линейных размеров и общую толщину диффузионного слоя исследовали при температуре насыщения $650 \div 750$ °С и продолжительности насыщения до 3 ч. Другие эксперименты проводили при больших продолжительностях насыщения.

В результате исследований было установлено, что изменение линейных размеров деталей наиболее интенсивно протекает при начальной продолжительности насыщения 3 ч (рис. 2, а—г). Увеличение продолжительности насыщения до $5 \div 6$ ч и более (при сохранении указанного интервала температур) приводит к увеличению размеров деталей. Однако интенсивному росту линейных размеров способствует не продолжительное насыщение, а снижение активности насыщающей смеси. Вместе с тем указанное обстоятельство приводит к чрезмерному увеличению общей толщины диффузионного слоя и, соответственно, к существенному уменьшению внутреннего диаметра втулки.

Анализ влияния температуры и продолжительности процесса насыщения на линейные размеры деталей показал, что для восстановления подшипниковых втулок и достижения необходимых размеров следует принимать следующие режимы титанирования: температура $650 \div 700$ °С, продолжительность $1 \div 2$ ч. Ограничение нижнего предела температуры насыщения связано с продолжительностью процесса, а верхнего — с ухудшением качества деталей. Ограничение продолжительности процесса связано с выходом линейных размеров деталей за необходимый предел и уменьшением ширины подслоя.

На рис. 3, а, б приведены диаграммы приращения линейных размеров подшипниковых втулок, изготовленных из медных сплавов, в зависимости от температуры и продолжительности диффузионного титанирования из порошковой смеси.

При проведении исследований учитывалась интенсивность высокотемпературной печи марки СНО-4.8.2,5/13 № 1, в связи с чем осуществлялся контроль температуры контейнера и электрической печи в периоды насы-

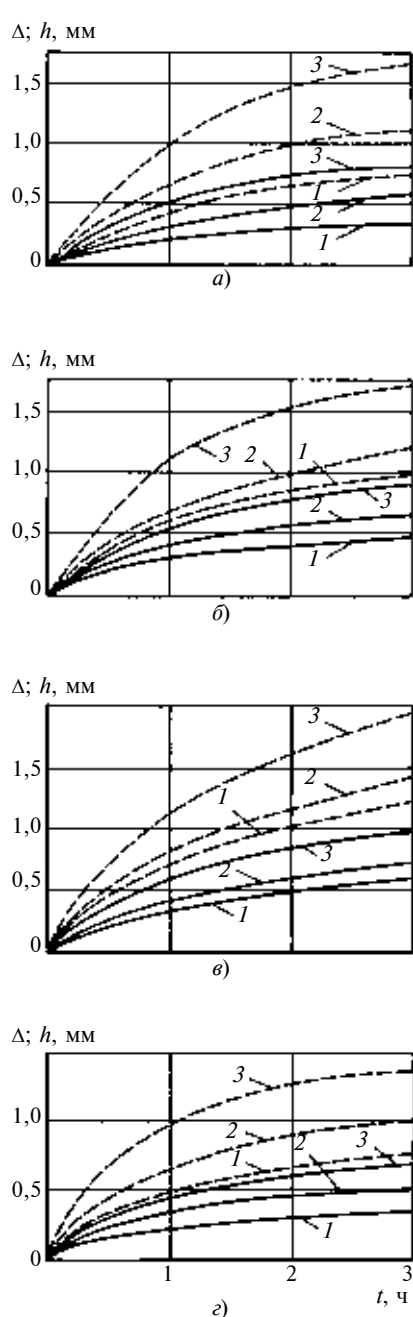


Рис. 2. Влияние времени t насыщения на приращение Δ линейных размеров (на сторону) и общую толщину h слоя деталей из Л63 (а), Br05Ц5С5 (б), BrОЦ10-2 (в) и ЛС59-1 (г) при $T = 650$ (1), 700 (2) и 750 °С (3): Δ — сплошные линии, h — штриховые линии

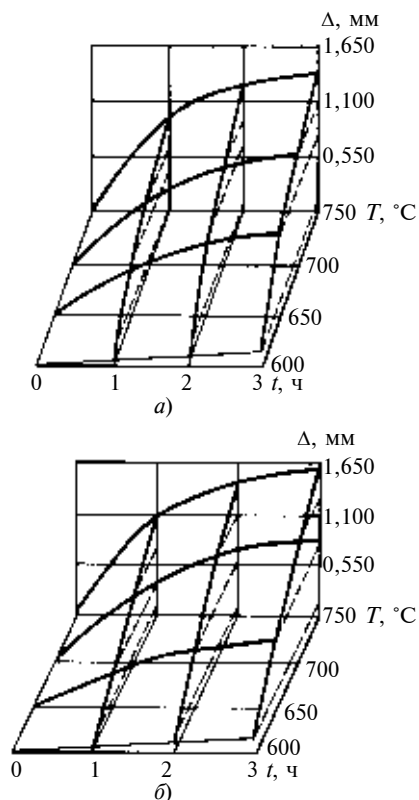


Рис. 3. Диаграммы приращения Δ линейных размеров деталей из латуни ЛС59-1 (а) и Л63 (б)

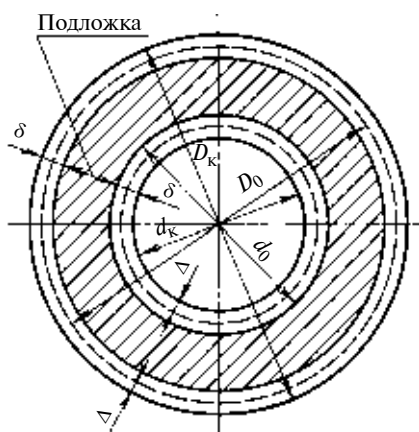


Рис. 4. Изменение линейных размеров подшипниковых втулок в результате диффузионного титанирования: D_0 , d_0 и D_k , d_k — начальные и конечные внешний и внутренний диаметры; δ — толщина слоя; Δ — приращение линейных размеров

Критерий Рейнольдса при оценке процесса самоукладки неподвижных слоев жидкости на стенке капилляра

Показано, что при расходе 1 мкл/с ламинарное течение жидкости переходит в особый вид течения, которое характеризуется процессом самоукладки молекул потока в виде неподвижных упорядоченных слоев на стенке капилляра.

Ключевые слова: ламинарное течение жидкости, самоукладка, капилляр, число Рейнольдса.

It was shown that at consumption 1 microliter/s laminar flow of a liquid changes-over in a stream of specific type, which is characterized by self-packing process of stream molecules in view of static arranged layers on the capillary wall.

Keywords: laminar flow of a liquid, self-packing, capillary, Reynolds number.

Г. Гаген определил, что гидравлическое сопротивление пропорционально скорости и обратно пропорционально квадрату диаметра трубы. Для труб большого диаметра А. Дарси определил, что гидравлическое сопротивление пропорционально квадрату скорости и обратно пропорционально диаметру трубы. Иными словами, уравнение расхода жидкости Гагена—Пуазейля справедливо для труб малого диаметра. Для объяснения нарушения закона Гагена—Пуазейля при увеличении диаметра трубы Ш. Кулон выдвинул следующую гипотезу. При медленных течениях сопротивление определяется трением и зависит от первой степени скорости, а при быстром — в действие вступают силы соударения частиц, пропорциональные квадрату скорости. Эту задачу разрешил экспериментально О. Рейнольдс, открывший существование ламинарного и турбулентного режимов течения жидкости. В 1922 г. Р. Е. Вильсон и Д. П. Бер-

нанд обнаружили облитерацию капилляра, которая с течением времени сопровождается прекращением протекания жидкости. Процесс постепенного уменьшения расхода жидкости со временем, наблюдаемый при облитерации капилляра, рассматривается как нарушение закона Гагена—Пуазейля.

Если в соответствии с гипотезой, предложенной в работе [1], предположить, что частицы жидкости, протекающие в зоне действия сил адгезии твердого тела, прилипают к "поверхности" неподвижного граничного слоя, то аналитическая модель уравнения расхода, основанная на таком механизме взаимодействия, соответствует формуле Гагена—Пуазейля. Процесс прилипания приводит к утолщению неподвижного граничного слоя, которое уменьшает эффективное сечение капилляра, и со временем протекание жидкости прекращается.

При разработке базовых методов нанотехнологии актуально исследование процесса самоформирования множества неподвижных слоев жидкости на стенке капилляра. Определение значения числа Рейнольдса, при котором возникает облитерация капилляра при медленных течениях жидкости, протекающей в зоне действия ван-дер-ваальсовых сил притяжения поверхностных молекул твердого тела, и является целью данной работы.

Постановка задачи. Для разрешения задачи правомерности гипотезы Ш. Кулона о действии сил соударения частиц жидкости на характер течения О. Рейнольдс использовал напорное течение воды в трубах горизонтального расположения. Такое



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 39)

щения и охлаждения¹. В результате диффузионного титанирования изменяются как внутренний, так и наружный диаметры (рис. 4). Из рисунков видно, что при увеличении продолжительности и температуры насыщения увеличивается наружный диаметр де-

¹ Шаповалов В. П. и др. Диффузионное титанирование металлов и сплавов // Химико-термическая обработка металлов и сплавов. Тез. всесоюз. науч. конф. по химико-термической обработке металлов и сплавов. 22—23 мая 1974. Минск. С. 89.

тали. Кроме того, проведенные исследования показали, что при прочих равных условиях насыщения внутренний диаметр деталей уменьшается на столько же, на сколько увеличивается наружный, т. е. можно отметить, что процесс диффузионного титанирования как внутренних, так и наружных поверхностей идет приблизительно с одинаковой интенсивностью при насыщении смесью ферротитана и цинка.

Таким образом, путем диффузионного титанирования рабочих

поверхностей деталей из медных сплавов можно получить покрытие с более высокими триботехническими характеристиками, чем у основного материала.

В дальнейшем следует изучить качество сцепления титанового покрытия с медными сплавами, а также дать оценку работоспособности такого покрытия в условиях жидкостного и сухого трений при различных нагрузках и скоростях скольжения подвижных соединений.

расположение труб обеспечивает равномерное течение, при анализе которого из рассмотрения исключаются силы тяжести и конвективные составляющие сил инерции. Скорость вытекания жидкости регулировалась открытием вентиля, расположенного на выходе трубы. Для визуализации "соударения частиц" использовано подкрашивание струек внутри жидкости, протекающей в стеклянной трубе. При медленных течениях подкрашенные струйки протекали без смешивания с остальной частью потока; при быстром — подкрашенные струи смешивались с потоком жидкости. Скорость течения, при которой происходит смешивание подкрашенных струй с остальной частью потока, имела постоянное значение. Переход ламинарного течения в турбулентный оценивается числом Рейнольдса Re , характеризуемого отношением сил инерции F_i к силам вязкого трения F_η :

$$Re = F_i/F_\eta = \rho v d/\eta, \quad (1)$$

где ρ — плотность жидкости; v — скорость течения; d — диаметр трубы; η — динамический коэффициент вязкости.

Для определения числа Re , при котором ламинарный режим жидкости переходит в режим течения, сопровождаемый прилипанием молекул потока к "поверхности" неподвижного граничного слоя в капилляре, необходимо определить расход. Для решения этой задачи в работе [1] выбрана вода, гидродинамические свойства которой наиболее полно исследованы.

Малое значение энергии связи молекулы воды в неподвижном граничном слое, равное 0,059 эВ на молекулу (или 1,4 ккал/моль) [2], объясняется слабым действием ван-дер-ваальсовых сил притяжения молекул стенок капилляра на молекулы воды. Поэтому движущая сила потока должна быть одного порядка с силой адгезии твердого тела и воды — в задаче измерения сил Ван-дер-Ваальса. Для решения задачи измерения наноразмерного эффекта сил Ван-дер-Ваальса в граничном слое жидкости в работе [1] применен горизонтально расположенный капилляр диаметром 200 мкм и длиной 2,5 см.

Исследование осложняется микроскопическим увеличением толщины неподвижного граничного слоя, а также отсутствием метода, позволяющего выявить это изменение. Неразличимость молекул ламинарного потока и молекул неподвижного граничного слоя не позволяет прямым измерением определить толщину пристенного слоя жидкости. Кроме того, микроскопическое утолщение неподвижного граничного слоя приводит к микроскопическому уменьшению эффективного сечения капилляра и, соответственно, микроскопическому уменьшению расхода жидкости. Для измерения микроскопического расхода жидкости в качестве "мерного сосуда" постоянной и малой вместимости

в работе [1] выбран объем капли, определяемый в долях микролитра (мкл).

Определение расхода воды в случае особого вида ламинарного течения в капилляре. Для измерения силы адгезии стенки капилляра и жидкости, протекающей в наноразмерном удалении от твердой поверхности, разработан и создан прибор, детально описанный в работах [1, 2]. Эксперименты на указанном приборе показали, что при течении дистиллированной, бидистиллированной, тридистиллированной воды с расходом $Q \approx 1$ мкл/с через капилляры диаметром 200 мкм и длиной 2,5 см наблюдается укладка молекул потока в виде неподвижных упорядоченных слоев на стенке капилляра.

По методу, основанному на законе подобия Ньютона [3], определим соотношение сил (число подобия), связывающее параметры гидродинамических процессов в граничном слое капилляра. Ввиду отсутствия свободной поверхности в капилляре числа Фруда и Вебера не могут влиять на характер течения, а следовательно, на искомое число подобия. Ввиду несжимаемости выпадает также число Коши. Число Эйлера является функцией числа Рейнольдса и для напорного (закрытого) потока не может служить определяющим критерием [4]. Поэтому искомое соотношение сил, при котором напорное (закрытое) течение воды в капилляре переходит в режим течения, сопровождаемый самоукладкой молекул потока в виде неподвижных слоев на стенке капилляра, определяется числом Рейнольдса.

Из уравнения расхода (гидравлическая форма уравнения неразрывности [4]) определим скорость течения воды в капилляре: $v = Q/S = 0,0318$ м/с, где S — площадь поперечного сечения капилляра.

Подставив найденное значение скорости в уравнение (1), получим:

$$Re \approx 6,3 \approx 2\pi. \quad (2)$$

Течение при числе $Re \ll 1$ в работе [4] рассматривается как ползущее. Однако в работе [1] указана поправка К. Озеена, которая позволяет отнести к ползущим и течение с числом $Re = 5$. Значение числа Re , полученное из выражения (2), находится между 5 и 10, при котором силы инерции и силы вязкого трения играют важную роль в движении жидкости.

Исходя из предположения работы [5], возникновение сил когезии между молекулами ламинарного потока и молекулами на "поверхности" неподвижного граничного слоя можно объяснить следующим образом. Под действием касательной составляющей сил гидродинамического давления потока ("притирания") происходит упорядочение молекул неподвижного граничного слоя по направлению течения; такое расположение молекул неподвижного граничного слоя закрепляется силами адгезии твердого тела. В соответствии с эффек-

УДК 621.9.06

Б. М. БАЗРОВ, д-р техн. наук
(ИМАШ им. А. А. Благодирова РАН), e-mail: modul_lad@mail.ru

Технологическое сопровождение станочного оборудования

Показана необходимость технологического сопровождения станка, в состав которого входят предметы производства в виде изготавливаемых модулей поверхностей, модулей технологических процессов и технологической оснастки.

Ключевые слова: станок, модуль поверхности, модуль технологического процесса, технологическая оснастка, эффективность.

The necessity of technological maintenance of machine tool, comprising in its structure the production articles in view of working surface modules, engineering process modules, and production tools, has been shown.

Keywords: machine tool, surface module, engineering process module, production tools, efficiency.

При приобретении станочного оборудования встают вопросы, связанные с определением критериев выбора и созданием технологического обеспечения при его эксплуатации, т. е. с технологией изготовления деталей и составом специальной тех-

нологической оснастки. Проблемы, связанные с определением критериев выбора станка, объясняются в значительной степени непредсказуемостью производственных программ как по номенклатуре деталей, так и по объему их выпуска, а также недостатком информации в паспорте и сопроводительной документации о технологических возможностях станка.

Отсутствие четко сформулированного критерия приводит к тому, что правильность выбора зависит от квалификации специалиста, принимающего решение о приобретении станка. Ошибки при выборе оборудования проявляются в невозможности изготовления на нем тех или иных деталей и недостаточной производительности, что существенно снижает эффективность его использования.

Приобретая оборудование, можно выбрать минимальный или расширенный комплект средств технологического обеспечения. Технология изготовления деталей во многом зависит от квалифи-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 41)

том Максвелла [6] молекулы ламинарного потока также ориентированы по направлению течения. Между ориентированными по направлению течения молекулами потока и молекулами "поверхности" неподвижного граничного слоя возникает наноразмерный эффект сил притяжения Ван-дер-Ваальса (радиус действия межмолекулярных сил составляет 10 нм).

В работе [7] показано, что при действии контактных сил влияние атомно-молекулярной структуры твердого тела проявляется как постоянная величина, равная $1/(2\pi)$. Кроме того, имеется аналогия из теории перколяции, в соответствии с которой величина $1/(2\pi)$ (или 0,16) определяется как критическая доля объема для протекания.

Заключение. Вблизи верхней границы ползущего течения, ограниченной числом $Re = 5$, наблюдается ранее неизвестный вид ламинарного течения жидкости. При числе $Re \approx 6,3$ течение жидкости в зоне действия сил адгезии твердого тела

переходит в особый вид ламинарного течения, характеризующийся процессом самоукладки молекул потока в виде неподвижных упорядоченных слоев на стенке капилляра.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ванчиков В. Ц.** Управление слоем трения в технологических процессах. Иркутск: ИрГУПС, 2006. 168 с.
2. **Ванчиков В. Ц.** Метод определения сил когезии в вязком подслое // Вестник машиностроения. 2007. № 6. С. 39, 40.
3. **Кумина Т. Д., Михалев М. А.** Инженерная гидрология. Л.: ЛПН, 1980. С. 19.
4. **Емцов Б. Т.** Техническая гидромеханика. М.: Машиностроение, 1978. С. 142. С. 38. С. 340.
5. **Ахматов А. С.** Молекулярная физика граничного трения. М.: Изд-во физ.-мат. литературы, 1963. 472 с.
6. **Михайлов И. Г., Соловьев В. А., Сырников Ю. П.** Основы молекулярной акустики. М.: Наука, 1964. 516 с.
7. **Ванчиков В. Ц.** Гидродинамика облитерационного явления в системах автоматики // Прикладная физика. 2006. № 3. С. 13—16.

кации технологов предприятия и их знаний технологических возможностей приобретаемых станков. Нередко эффективность их использования намного ниже заложенных в них возможностей. Кроме того, разработка технологии начинается, как правило, с нуля, что приводит к значительным затратам временных и материальных ресурсов, снижая эффективность производства. А составленное на основании этого мнение снижает их конкурентоспособность на рынке. Поэтому завод-изготовитель должен быть заинтересован в минимизации таких потерь и должен способствовать максимальному использованию заложенной функциональности станка. Для этого следует уделять должное внимание разработке технологического сопровождения выпускаемой продукции, цель которого — показать все возможности станка, предложить наиболее эффективную технологию изготовления требуемых деталей, минимизировав при этом временные затраты.

Технологическое сопровождение должно включать в себя:

- 1) проспект, отражающий в первую очередь его технологические возможности, а не технические характеристики;
- 2) технологию изготовления деталей;
- 3) перечень технологической оснастки;
- 4) метод оценки возможностей изготовления деталей с использованием информационных технологий.

Для реализации технологического сопровождения прежде всего следует сформулировать технологические возможности станка (ТВС) [1], с перечнем номенклатуры деталей и качественными показателями, что вызывает определенные трудности из-за большого их разнообразия. Так, например,

валы могут содержать такие элементы, которые могут быть изготовлены не на любом токарном станке. Поэтому чаще всего в паспортах станков вместо номенклатуры конструкций используют перечень поверхностей, которые можно изготовить на данном станке, и указывают его технические характеристики [1, 2]. При этом назначение станка четко не формулируется, а описывается в произвольной форме и в каждом случае по-разному (таблица).

Так, формулировка назначения станка 16А20Ф3 не дает прямых ответов на вопросы: какие конструкции можно изготавливать на данном станке; с каким расположением поверхностей, выполняемых согласно перечню (например, можно ли изготовить отверстие, расположенное под углом к оси детали); с какой точностью расположения можно изготавливать перечисленные поверхности.

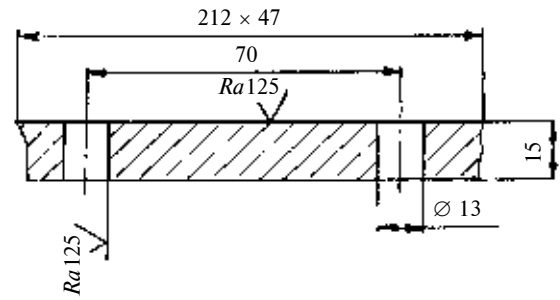
Технология изготовления — важная составляющая ТВС, которую лучше, чем завод-изготовитель, никто не разработает. Однако эта информация отсутствует, так как неизвестно, какие детали будут изготавливаться. И даже демонстрация изготовления нескольких деталей по просьбе покупателя не гарантирует возможности изготовления всех требуемых деталей.

Недостаток информации наблюдается и в описании других станков. Что касается операционных станков, то их назначение, как правило, сформулировано достаточно полно, так как они создаются под конкретную операцию для изготовления заранее известного набора поверхностей.

Таким образом, в назначении станка следует указывать перечень возможных конструкций частей деталей, однако в силу большого их разнообразия в условиях многономенклатурного разносерийного производства все предусмотреть невозможно.

| Станок | Назначение |
|--|--|
| 1. 16А20Ф3 — токарный | Станок предназначен для токарной обработки в один или несколько проходов в замкнутом полуавтоматическом цикле наружных и внутренних поверхностей деталей типа тел вращения. Область применения станка: мелкосерийное и серийное производство |
| 2. Вертикальный токарный двухшпиндельный с ЧПУ | Станок предназначен для обработки в условиях средне-, крупносерийного и массового производства деталей небольших размеров типа фланцев (с соотношением длины и диаметра $L/D < 3$) с высокой точностью и надежностью. Типовые детали-представители: фланцы, зубчатые колеса, кольца подшипников, ролики, шкивы, детали насосов и компрессоров, муфты, детали гидравлической аппаратуры, нефтегазовой и химической продукции. В качестве заготовок могут быть использованы нарезка из прутка, поковки или отливки, порошковые спеченные детали, пластмассовые отливки, предварительно обработанные детали и др. |
| 3. ГС544 — радиально-сверлильный | Станок предназначен для обработки отверстий в мелких, средних и крупногабаритных деталях |
| 4. 2В440А — координатно-расточной | Станок предназначен для обработки отверстий с точным расположением осей и для легких фрезерных работ. Наличие точных измерительных приборов дает возможность использовать станок для точных измерений |
| 5. Альфа — фрезерный пятикоординатный с ЧПУ | Станок предназначен для комплексной обработки призматических и объемных деталей, требующих для своего полного формообразования до пяти управляемых координат. Типовые обрабатываемые детали: корпуса, мастера-модели, литейные модели, штампы, формообразующая оснастка, пресс-формы, детали двигателей и самолетов. На станке можно фрезеровать поверхности торцевыми, концевыми и фасонными фрезами, сверлить, зенкеровать и растачивать отверстия. Материалы обрабатываемых деталей: конструкционные стали, титановые сплавы, чугун, легкие сплавы, полимеры. Станок может использоваться в производстве деталей автомобильной, аэрокосмической, судостроительной, приборостроительной техники и других отраслях машиностроения |

| Карта МТО | | |
|--|--------------------|---------|
| Обозначение документа | Лист | Издание |
| Номер детали | 10091.10.101 | |
| Назначение | Крышка редуктора | |
| Материал | СЧ 20 ГОСТ 1412-85 | |
| Номер и код изготавливаемого МП, МПН | | |
| 1М1Б321 | | |
| Номер и код обрабатываемого МПз, МПНз | | |
| МПБ321 ₃₁ | | |
| Номер операции | 005 | |
| Модуль технологического процесса (МТО) | | |
| МТОБ321 ₃₁ | | |



| Номер операции | Переход | Инструмент (код) | | | Расчетные размеры | | L, мм | Режим | | | V _c , м/мин | F _z , мм/об | F _m , мм/мин | a _p , мм | | | |
|----------------|--|---------------------|------------------|---------------------------|-------------------|-------|-------|------------------------|---------------------|------------------------|------------------------|------------------------|-------------------------|---------------------|--|------|------|
| | | резущий | интерметальный | вспомогательный | D, мм | L, мм | | V _c , м/мин | a _p , мм | F _z , мм/об | | | | | | | |
| 1 | Фреза на рабочую позицию | | | | | | | | | | | | | | | 0.32 | |
| 2 | Фрезерование плоскости детали (выдерживать размер L = 9.5 ± 0.1) | Фреза торцевая 2160 | ИИП 1 0-250; 0.1 | Оправка для фрезы 6222-00 | ∅17 | 212 | 4 | 0.5 | 140 | 70.3 | 0.6 | | | | | | |
| 3 | Отвод фрезы | | | | | | | | | | | | | | | 0.2 | |
| 4 | Сверло на рабочую позицию | | | | | | | | | | | | | | | 0.32 | |
| 5 | Сверление двух отверстий (D = 13) | Сверло 2113 | ИИП 1 0-250; 0.1 | Патрон конусный | ∅13 | 15 | 6.5 | 0.25 | 400 | 90 | 0.2 | | | | | | |
| 6 | Отвод сверла | | | | | | | | | | | | | | | 0.2 | 1.84 |

Для того чтобы облегчить процесс формирования перечня изготавливаемых конструкций, уточним понятие "предмет производства". Традиционно под предметом производства на станке понимают совокупность поверхностей (СП), получаемых при изготовлении детали. Однако при этом не учитываются такие факторы, как их расположение и качественные показатели. Следовательно, ТВС должны отражать перечень СП, которые можно изготовить на станке с учетом их качественных показателей.

Если составлять перечень СП путем возможных сочетаний поверхностей с учетом качественных показателей, то их окажется огромное множество, большая часть из которых не потребуется. При этом формирование СП носит случайный характер. Чтобы минимизировать перечень СП и избежать случайного формирования, в качестве предмета производства следует принять модуль поверхностей (МП), представляющий собой сочетание поверхностей, совместно выполняющих функцию детали, отличающихся ограниченной номенклатурой [2].

Если за станком закрепить не СП, а МП, то СП будет состоять из одного или нескольких МП. Тогда СП могут быть любыми, но с ограничением по образующим их МП, закрепленным за станком, т. е. в ТВС должна быть отражена номенклатура МП с их конструктивными и качественными показателями с учетом материала и габаритных размеров изготавливаемых деталей.

В ТВС должны также входить модули технологических процессов обработки (МТО) в виде технологических карт и схем базирования заготовок с указанием области их применения. Технологиче-

ская карта МТО (рисунок) должна содержать перечень определенной последовательности технологических и вспомогательных переходов при изготовлении группы МП в пределах одного МТО с указанием скорости резания, подачи, размерных показателей и материала заготовки.

Таким образом, ТВС должны содержать перечень МП с размерными показателями и параметрами точности, их МТО, материал деталей, диапазоны их габаритных размеров, возможные схемы базирования заготовок.

В состав технологического сопровождения должны входить требуемая технологическая оснастка: приспособления для установки заготовок согласно схемам базирования; устройства для повышения жесткости заготовок, например люнеты; обрабатывающий инструмент; инструментальные наладки под МП и МТО, из которых можно компоновать инструментальные наладки на операции; вспомогательная оснастка, например различные оправки и др.

Если станок оснащен системой ЧПУ, то должны дополнительно входить модули управляющих программ (МУП) под изготовление каждого МП по его МТО и управляющие программы из МУП. Такое сопровождение позволит компоновать технологические операции из МТО, что повысит эффективность использования станка и уровень автоматизации проектирования технологических операций.

При наличии ТВС упрощается оценка целесообразности приобретения станка. Для этого покупателю необходимо в соответствии с производственной программой предприятия знать: номенклатуру МП с их размерными и качественными

показателями, габаритные размеры и материал деталей. Тогда процесс выбора станка будет состоять из следующих этапов:

1) сопоставление номенклатуры МП деталей по производственной программе с перечнем МП, которые можно изготавливать на данном станке;

2) определение возможности изготовления требуемых МП с учетом их расположения в конструкции детали;

3) согласование габаритных размеров деталей с возможностями станка;

4) оценка производительности станка выборочно по средним показателям каждого наименования МП с использованием МТО.

К каждому следующему этапу выбора следует переходить при положительном результате на предыдущем этапе. В целях экономии времени для оценки целесообразности приобретения данного станка можно использовать компьютер.

Таким образом, технологическое сопровождение станка кроме технических характеристик должно включать в себя перечень МП с диапазонами размерных параметров и их качественными показателями (точность, шероховатость), материал заготовок, диапазон габаритных размеров изготавливаемых деталей, перечень МТО, схемы базирования заготовок, модули управляющих программ, методику построения технологической операции компоновкой из МТО и необходимую технологическую оснастку.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Базров Б. М., Демин А. Б.** Определение технологических возможностей станка // Вестник машиностроения. 2007. № 2. С. 58–60.

2. **Базров Б. М.** Модульная технология в машиностроении. М.: Машиностроение, 2001. 368 с.

УДК 621.9:62-187:621.9.02-229

А. Ф. ДЕНИСЕНКО, д-р техн. наук, О. Ю. КАЗАКОВА (Самарский ГТУ), e-mail: kazakova8080@mail.ru

Повышение точности обработки на металлорежущих станках путем обеспечения эксплуатационных характеристик систем смены инструмента

Рассмотрен процесс формирования инструментальной погрешности, влияющей на точность обработки.

Ключевые слова: станок, инструмент, точность обработки, погрешность, базирование, закрепление.

Forming process of instrumental error, influencing on the working accuracy, is considered.

Keywords: machine tool, tool, working accuracy, basing, fixing.

Сегодня технологии обработки на металлорежущих станках отличаются значительным увеличением числа используемых инструментов для одного изделия. Поэтому на современных станках с ЧПУ широко используют системы автоматической смены инструментов (СИ), основным направлением развития которых является применение револьверных головок и инструментальных магазинов. Требование, связанное с повышением точности обработки сложных деталей, обеспечиваемое обработкой с одного установа, а также ограниченная емкость поворотных револьверных головок привели к необходимости применения системы автоматической смены инструментов с использованием инструментальных магазинов, которые могут располагаться как в несущей системе станка, так и вне ее, но в непосредственной близости к рабочей зоне и шпинделю.

Автоматическая СИ осуществляет замену инструмента в шпинделе в надлежашей последовательности, что освобождает оператора от ряда операций и не требует от него постоянного внимания, что приводит к необходимости в перерывах для отдыха. Однако при автоматической СИ оператор утрачивает возможность влиять на эксплуатационные параметры инструментальной системы, т. е. регулирование положения инструмента в отверстии шпинделя, силы затяжки и пр.

Для закрепления инструмента в шпинделе станка используют конические [1–3] или цилиндрические соединения. Предпочтение отдается коническим соединениям, так как они обеспечивают точное центрирование и жесткое сопряжение.

Несмотря на имеющиеся альтернативы, оправки с конусностью 7:24 (контакт по одной базирующей поверхности) остаются востребованными по следующим причинам:

большинство станкостроительных предприятий выпускают оборудование, в котором в качестве инструментальной оснастки используются оправки с конусностью 7:24;

имеется возможность размещения зажима режущего инструмента в оправке внутри конуса механизма, что существенно сокращает вылет инструмента;

стоимость данных оправок меньше по сравнению с другими оправками, так как единственным ответственным элементом является сам конус.

Однако оправки с конусностью 7:24 имеют и ряд недостатков, связанных с показателями точности и жесткости [4]:

наличие контакта только по образующей конуса приводит к микроскопическим перемещениям вспомогательного инструмента под действием сил резания в зоне большего диаметра оправки, которые вызывают повышенное изнашивание шпинделя в этой зоне — так называемый "эффект колокола";

отсутствие однозначного базирования в осевом направлении также приводит к неопределенности осевого положения инструмента. Разница в положении нескольких одинаковых инструментов после их смены и даже одного инструмента до и после резания может составлять от 25 до 50 мкм;

жесткость соединения шпиндель — инструмент напрямую зависит от усилия тянущего механизма, однако при его росте увеличиваются и деформации шпинделя, приводящие к снижению параметрической надежности.

Таким образом, точность Δ обработки будет зависеть не только от погрешностей $\Delta_{\text{СТ}}$, возникающих в технологической системе станка, но и от дополнительных погрешностей $\Delta_{\text{СИ}}$, связанных с работой механизма СИ: $\Delta = \Delta_{\text{СТ}} + \Delta_{\text{СИ}}$.

Анализ баланса точности [5, 6] показал, что наибольшие погрешности при обработке возникают из-за недостаточной жесткости системы "станок — инструмент — заготовка" (СИЗ) и точности изготовления инструментальных наладок, в результате чего общие потери точности могут составлять до 80 % всех погрешностей обработки. Причем исследования жесткости и геометрической точности технологической системы СИЗ показали, что наибольшие погрешности при обработке возникают из-за контактной податливости и неточности изготовления соединений в инструментальных наладках.

В последнее время исследованию механизмов формирования погрешностей $\Delta_{\text{СТ}}$ в технологической системе станка и разработке методик их оценки уделяется большое внимание [7–9], но значительно меньше исследованы погрешности $\Delta_{\text{СИ}}$, что объясняется, во-первых, значительным конструктивным многообразием механизмов СИ, во-вторых, многоэтапностью самого процесса смены инструмента.

Смена инструмента с использованием инструментальных магазинов (при свободном гнезде шпинделя) предполагает следующие этапы: выбор инструмента; перенос инструмента к базировочному конусу гнезда шпинделя; базирование оправки в конус гнезда шпинделя; закрепление оправки в конус шпинделя.

К основным показателям подсистемы "шпиндель — инструмент" при использовании СИ отно-

сятся точность положения инструмента после смены и закрепления и диссипативные эксплуатационные показатели.

Исходя из симметричности оправки, конуса шпинделя и механизма закрепления относительно оси шпинделя, можно предположить, что наиболее возможной погрешностью при смене инструмента является осевая погрешность оправки в гнезде шпинделя. Данные погрешности значительно превосходят угловые и радиальные, так как при смене инструмента практически отсутствуют значительные боковые силы, что достигается плавающим (свободным) размещением оправки в гнезде транспортирующего манипулятора и малыми упругими реакциями с его стороны.

Таким образом, осевая погрешность ξ оправки при смене инструмента зависит от базирования ($\xi_{\text{Г}}$) и затяжки ($\xi_{\text{З}}$): $\xi = \xi_{\text{Г}} - \xi_{\text{З}}$. При этом если оправка не доходит до требуемого положения, то $\xi > 0$ и $\xi_{\text{Г}} > 0$.

Данные погрешности для каждого конкретного станка имеют постоянную и случайную составляющие. Первая связана, как правило, с погрешностями формы базировочного конуса шпинделя и имеет место в одинаковой мере при смене всех инструментов магазина. Для конкретного станка она может быть определена экспериментально, учтена и устранена при обработке, исходя из возможностей современных систем ЧПУ. Случайная составляющая обусловлена конкретным используемым инструментом. Для ее компенсации требуются дополнительное оснащение станка измерительными устройствами и дополнительное время для контроля.

Таким образом, одним из направлений повышения точности обработки является минимизация случайной составляющей погрешности, а для реализации поставленной задачи требуется определение условий ее формирования.

Для этого рассмотрим определение точности осевого положения инструментальной оправки, имеющей погрешности формы базировочного конуса, в идеальном конусе шпинделя. Погрешности формы базировочного конуса оправки учтем, представив его в виде усеченного конуса высотой L , основаниями которого являются эллипсы с осями A, B (большее основание) и a, b (меньшее основание). В общем случае $A \neq B \neq D$ и $a \neq b \neq d$, где D и d — соответственно больший и меньший диаметры гнезда шпинделя. Далее будем считать, что $A > B$ и $a > b$. Извернутостью конуса оправки в продольном направлении пренебрегаем, т. е. считаем, что оси A и a лежат в одной плоскости. Угол конуса оправки в плоскости, проходящей через большие оси, обозначим 2β , причем $\beta \neq \alpha$, 2α — угол конуса гнезда шпинделя, определяемый стандартом.

Указанные отклонения приведут к тому, что базирование оправки в гнезде шпинделя в любом сечении, проходящем через ось, будет происходить

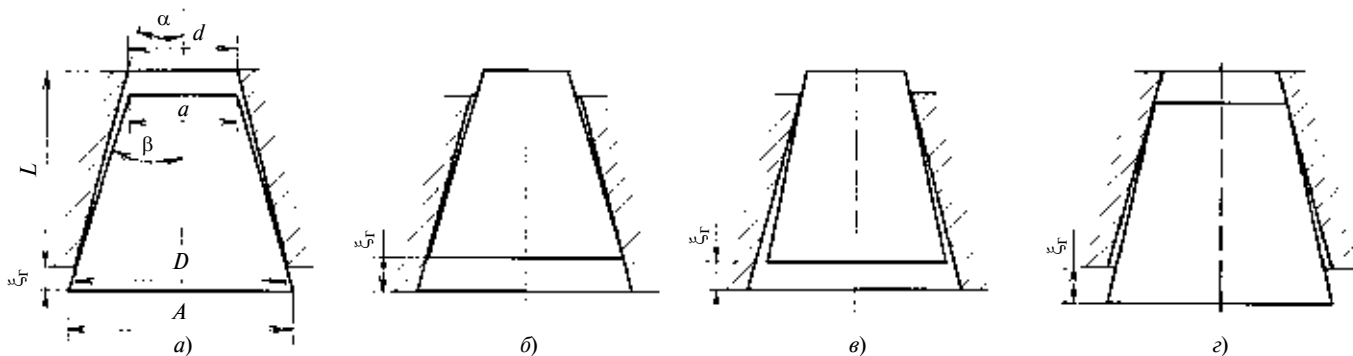


Рис. 1. Формирование осевой погрешности оправки при базировании:
a — $\alpha < \beta$, $A > D$; *b* — $\alpha < \beta$, $A < D$; *v* — $\alpha > \beta$, $a < d$; *z* — $\alpha > \beta$, $a > d$

не по образующей конуса, а в некоторой точке. При этом, в зависимости от отношения размеров ($A:D$; $a:d$) и углов α и β возможны следующие варианты (рис. 1).

1. $\alpha < \beta$ — осевое положение оправки определяет соотношение размеров больших торцов конусов:

$A > D$ (см. рис. 1, *a*) — базирование происходит по точкам, расположенным по диаметру D гнезда шпинделя и на образующей конуса оправки, поэтому оправка не дойдет до нулевого положения (соединение идеального конуса оправки с идеальным конусом гнезда) на величину $\xi_r = 0,5(A - D)\text{ctg}\beta$;

$A < D$ (см. рис. 1, *b*) — базирование происходит по точкам, расположенным на оси A оправки и на образующей конуса гнезда шпинделя. Значение ξ_r будет отрицательным и составит $\xi_r = 0,5(A - D)\text{ctg}\alpha$.

2. $\alpha > \beta$ — осевое положение оправки определяется соотношением размеров малых торцов конусов:

$a < d$ или $\frac{A-D}{2L} < \text{tg}\beta - \text{tg}\alpha$ (см. рис. 1, *v*) — базирование происходит по точкам, расположенным по диаметру d гнезда шпинделя и на образующей конуса оправки, $\xi_r < 0$ и находится по формуле $\xi_r = 0,5(A - D)\text{ctg}\beta + L(\text{tg}\alpha \text{ctg}\beta - 1)$;

$a > d$ или $\frac{A-D}{2L} > \text{tg}\beta - \text{tg}\alpha$ (см. рис. 1, *z*) — базирование происходит по точкам, расположенным на оси a оправки и на образующей конуса гнезда, $\xi_r > 0$ и находится по формуле $\xi_r = 0,5(A - D)\text{ctg}\beta + L(1 - \text{tg}\alpha \text{ctg}\beta)$.

На рис. 2 (см. обложку) представлено поле отклика осевой погрешности ξ_r базирования оправки от угла β и параметра A . При $A \geq D$ (для конуса № 40, $D = 57,15$ мм) осевая погрешность базирования оправки $\xi_r > 0$ и линейно зависит от параметра A . При $A < D$ эта зависимость становится нелинейной, а знак ξ_r зависит от угла β . Причем, оценивая характер изменения ξ_r , при эксплуатации предпочтение следует отдавать оправкам с плюсовым допуском на угол β .

Следующим этапом подготовки инструмента к работе после базирования является закрепление

инструментальной оправки в гнезде шпинделя. Вследствие затяжки произойдет упругая деформация поверхностных слоев оправки и гнезда шпинделя. Учитывая высокое качество контактных поверхностей и значительные удельные давления, в соответствии с работой [10] можно считать, что возникающие в зоне контакта упругие силы пропорциональны упруго деформированному объему:

$$P_{\text{зат}} = k\Delta V \sin\alpha, \quad (1)$$

где $P_{\text{зат}}$ — сила затяжки; k — коэффициент контактной податливости; ΔV — упруго деформированный объем.

Для каждого из рассмотренных выше случаев возможны два варианта контакта: полный контакт — упругий контакт по всей поверхности соединения, и неполный контакт — упругий контакт по части поверхности соединения. Промежуточное состояние назовем предельным контактом.

Исследуем упруго деформированный объем.

1. $\alpha < \beta$ — полный контакт (рис. 3, *a* и *b*). Упруго деформированный объем можно найти по формуле

$\Delta V = \int_h^H S(x)dx$, где $S(x)$ — площадь упругодеформированной зоны в сечении, перпендикулярном оси на расстоянии x от центра O координат; $H = 0,5D\text{ctg}\alpha$; $h = H - L$.

Площадь $S(x)$ найдем, заменяя дуги окружности и участки эллипса прямыми линиями (рис. 3, *z*, штриховая линия). Для этого предварительно определим координаты точки G :

$$\left. \begin{aligned} \frac{4z^2}{A^2(x)} + \frac{4y^2}{B^2(x)} &= 1; \\ z^2 + y^2 &= 0,25D^2(x), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $A(x)$, $B(x)$ — значения, определяющие размеры оправки в сечении x ; $D(x)$ — значение, определяющее диаметр гнезда шпинделя в сечении x .

Из системы уравнений (2) получим:

$$y_G = \frac{B(x)}{2} \sqrt{\frac{A^2(x) - D^2(x)}{A^2(x) - B^2(x)}}.$$

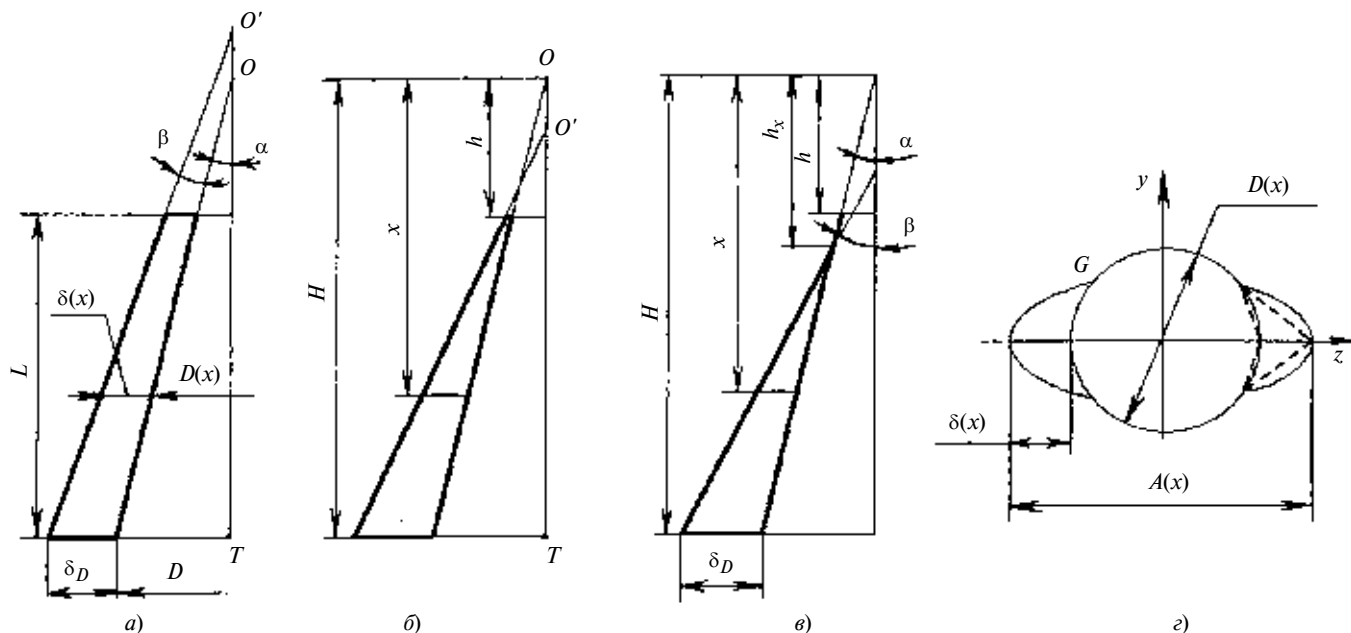


Рис. 3. Формирование упруго деформированного объема при $\alpha < \beta$:

a — полный контакт, $O'T > H$; *б* — полный контакт, $O'T < H$; *в* — неполный контакт; *г* — формирование площади $S(x)$

Тогда

$$S(x) = 2\delta(x)y_G = \delta(x)B(x) \sqrt{\frac{A^2(x) - D^2(x)}{A^2(x) - B^2(x)}}. \quad (3)$$

Значения $A(x)$; $B(x)$; $D(x)$ и $\delta(x)$ определяются по следующим выражениям:

$$\left. \begin{aligned} A(x) &= A - D \operatorname{ctg} \alpha \operatorname{tg} \beta + 2x \operatorname{tg} \beta; \\ B(x) &= B \left[\frac{x - H}{(0,5D + \delta_D) \operatorname{ctg} \beta} + 1 \right]; \\ D(x) &= 2x \operatorname{tg} \alpha; \\ \delta(x) &= \delta_D + (0,5D \operatorname{ctg} \alpha - x)(\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta). \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

2. $\alpha < \beta$ — неполный контакт (рис. 3, в), упруго деформированный объем определяется по формуле

$$\Delta V = \int_H^h S(x) dx, \text{ где } h_x = 0,5D \operatorname{ctg} \alpha - \frac{\delta_D}{\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \alpha}.$$

3. $\alpha > \beta$ — полный контакт (рис. 4, а), в этом случае можно воспользоваться формулами, приведенными для случая $\alpha < \beta$ и условии полного контакта, учитывая зависимость между δ_D и δ_d (см. рис. 4, а): $\delta_D = \delta_d - L(\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta)$.

4. $\alpha > \beta$ — неполный контакт (рис. 4, б), в этом случае параметры, необходимые для нахождения $S(x)$, можно определить по формулам:

$$\left. \begin{aligned} A(x) &= D - 2L \operatorname{tg} \alpha + \\ &+ 2[\delta_d + (x - 0,5D \operatorname{ctg} \alpha + L) \operatorname{tg} \beta]; \\ B(x) &= \frac{B[x + (0,5d + \delta_d) \operatorname{ctg} \beta]}{L + (0,5d + \delta_d) \operatorname{ctg} \beta}; \\ D(x) &= 2x \operatorname{tg} \alpha; \\ \delta(x) &= \delta_d + (x - 0,5D \operatorname{ctg} \alpha + L)(\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \alpha), \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $d = D - 2L \operatorname{tg} \alpha$ (см. рис. 3, а).

Зависимости (4) для определения ΔV можно упростить, если пренебречь криволинейностью ребер, ограничивающих упруго деформированные объемы вдоль образующих конусов. Эти объемы можно рассматривать как пирамиды, тогда для полного контакта имеем: $\Delta V = \frac{L}{3}(S_1 + \sqrt{S_1 S_2} + S_2)$, где S_1 и S_2 — площади упруго деформированных областей по диаметрам D и d соответственно.

Для определения S_1 и S_2 можно воспользоваться следующими зависимостями:

$$\text{для } \alpha < \beta \text{ и } A > D: S_1 = \delta_D B \sqrt{\frac{(D + 2\delta_D)^2 - D^2}{(D + 2\delta_D)^2 - B^2}}.$$

Значение S_2 находим по формулам (3) и (4) при $x = 0,5D \operatorname{ctg} \alpha - L$ и $A = D + 2\delta_D$;

$$\text{для } \alpha < \beta \text{ и } A < D: S_1 = \delta_D B \sqrt{\frac{A^2 - (A - 2\delta_D)^2}{A^2 - B^2}}.$$

Значение S_2 рассчитывают по формулам (3) и (4) при $x = 0,5D \operatorname{ctg} \alpha - L$ и $D = A - 2\delta_D$;

для $\alpha > \beta$ и $a > d$ значение S_1 рассчитывают по формуле (3) при $A(x) = D + 2\delta_d - 2L(\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta)$, $B(x) = B$; $D(x) = D$, $\delta(x) = \delta_d + L(\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \alpha)$. Для определения S_2 используем формулу (3) при $A(x) = A - 2L \operatorname{tg} \beta$, $B(x) = B \left(1 - \frac{2L}{A \operatorname{ctg} \beta} \right)$, $D(x) = A - 2L \operatorname{tg} \beta - 2\delta_d$, $\delta(x) = \delta_d$;

для $\alpha > \beta$ и $a < d$ значение S_1 рассчитываем по формуле (3) при $A(x) = A$, $B(x) = B$, $D(x) = A - 2\delta_d + 2L(\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \beta)$, $\delta(x) = \delta_d + L(\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \alpha)$;

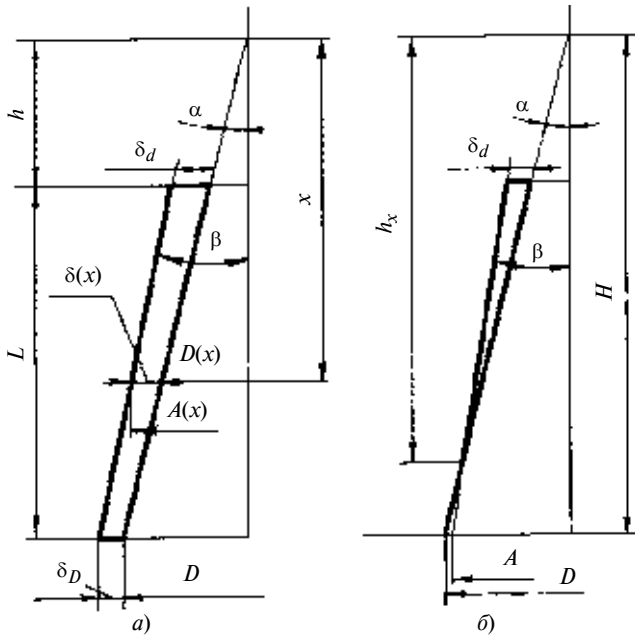


Рис. 4. Формирование упруго деформированного объема при $\alpha > \beta$:
 а — полный контакт; б — неполный контакт

значение S_2 по формуле (3) при $A(x) = D - 2Ltg\alpha + 2\delta_d$, $B(x) = B\left(1 - \frac{2L}{Actg\beta}\right)$, $D(x) = D - 2Ltg\alpha$, $\delta(x) = \delta_d$.

Для неполного контакта:

$$\text{при } \alpha < \beta \text{ имеем } \Delta V = \frac{S_1}{3} \frac{\delta_D}{tg\beta - tg\alpha};$$

$$\text{при } \alpha > \beta \text{ имеем } \Delta V = \frac{S_2}{3} \frac{\delta_d}{tg\alpha - tg\beta}, \text{ где } S_1 \text{ и } S_2$$

находим по тем же формулам, что и для полного контакта.

Подставив полученные выше зависимости для ΔV в уравнение (1) найдем δ_D (или δ_d) и ξ_3 : $\xi_3 = \delta_D ctg\alpha$ или $\xi_3 = \delta_d ctg\alpha$.

Из формулы (1) следует, что упруго деформированный объем прямо пропорционален усилию закрепления оправки. Предварительно его значение было рассчитано по зависимости, приведенной в работе [10], и для исследуемой оправки с конусом № 40 составило 6000 Н. Однако исследования на специально изготовленном стенде [11–13] показали, что данная величина усилия закрепления приводит к пластической деформации механизма захвата. Аналогичные результаты были получены и расчетом в программе ANSYS. Таким образом, экспериментально численным моделированием было установлено, что сила закрепления в 5000 Н является предельно допустимой.

На рис. 5 (см. обложку) приведены результаты расчета осевой погрешности ξ_3 затяжки оправки от

угла β и параметра A , которые показали, что отклонение угла β от номинального значения ($\beta = 0,1449$) как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения приводит к резкому увеличению ξ_3 . При $A \geq D$ ($D = 57,15$ мм) осевая погрешность затяжки оправки практически не зависит от параметра A . При $A < D$ появляется прямо пропорциональная зависимость. Кроме того, прослеживается зона значительного увеличения ξ_3 при минимальных значениях A и $\beta < \alpha$, что обусловлено формированием упруго деформированной области при неполном контакте.

Таким образом, полученные аналитические зависимости и численное моделирование позволяют раскрыть механизм формирования погрешностей, возникающих при смене инструмента, и обоснованно сформулировать конструкторско-технологические требования к его изготовлению.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Беляковский В. П., Селигей А. М., Гольдрайх Г. М.** Исследование инструментальных конических соединений с малыми углами уклона // Станки и инструмент. 1979. № 6. С. 15–17.
2. **Конические соединения:** Справ. пособ. / А. Н. Журавлев, Р. В. Медведева, Ф. В. Партикевич и др. М.: Машиностроение, 1968. 144 с.
3. **Кузнецов Ю. И., Маслов А. Р., Байков А. Н.** Оснастка для станков с ЧПУ. М.: Машиностроение, 1990. 512 с.
4. **Маслов А. Р., Балков В. П.** Применение хвостовиков с конусностью 7:24 и возможные альтернативы // Стружка. 2004. № 1. С. 30–32.
5. **Украженко К. А.** Методика оценки и выбора типа инструментальной системы для многоцелевых станков // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2003. № 4. С. 96–105.
6. **Украженко К. А.** Повышение жесткости инструментальных систем для многоцелевых станков // Авиационная и ракетно-космическая техника с использованием новых технических решений. Рыбинск: 2006. Ч. 2. С. 170–173.
7. **Юркевич В. В.** Определение точности обработки на токарном станке // СТИН. 1999. № 4. С. 15.
8. **Лизогуб В. А.** Влияние параметров шпиндельного узла станка на точность обработки деталей // СТИН. 2003. № 3. С. 16.
9. **Юрин В. Н.** Представление термоупругих физико-технических эффектов, обеспечивающих точность обработки // СТИН. 2001. № 10. С. 8.
10. **Левина З. М., Решетов Д. Н.** Контактная жесткость машин. М.: 1971. 164 с.
11. **Денисенко А. Ф., Казакова О. Ю., Новиков А. Ю.** Экспериментальное исследование точности базирования и закрепления инструмента с коническим хвостовиком в системах автоматической смены инструментов // Междунар. конф. "Высокие технологии в машиностроении — 2006". Самара: С. 101–106.
12. **Денисенко А. Ф., Петрунин В. И., Казакова О. Ю.** Исследование эксплуатационных характеристик системы автоматической смены инструментов // Станки и инструмент. 2007. № 2. С. 2–6.
13. **Денисенко А. Ф., Казакова О. Ю.** Формирование эксплуатационных характеристик механизма автоматической смены инструментов: Сб. статей. Волгоград: Известия Волгоградского ГТУ, 2007. С. 26–30.

Новая концепция расчетов характеристик процесса резания

Описана проблема, возникающая при расчетах параметров режима резания. Предложена и проанализирована новая физическая модель процесса резания, на основании чего создана математическая модель, позволяющая применить систему автоматизированного проектирования при минимальных экспериментальных исследованиях.

Ключевые слова: расчет параметров режима резания, математическая модель.

A problem, arising at calculations of cutting mode parameters, is described. A new physical model of cutting process was proposed and analyzed, on the basis of which the mathematical model has been built, allowing use the CAD system at minimal experimental study.

Keywords: calculation of cutting mode parameters, mathematical model.

Введение. При попытке автоматизировать процесс создания новой технологии с использованием обработки резанием возникают две проблемы. Первая — не существует системы, способной самостоятельно разработать оптимальную последовательность обработки. Поэтому используется принцип групповой технологии: технологический процесс, созданный для детали-представителя, перестраивается путем выбора сходных переходов под конкретную деталь. Вторая проблема — это расчет режимов резания. Определение параметров режима резания является одной из наиболее распространенных и сложных задач при проектировании технологических процессов. В настоящее время известны три основных приема ее решения: опытно-статистический, табличный и аналитический. Однако при их детальном анализе оказалось, что все сводится к накопленному опыту и к аналогиям. Действительно, таблицы — это форма сохранения приобретенных опытных сведений, а используемые для аналитических расчетов эмпирические формулы — это только иная (более компактная) форма сохранения все тех же результатов практического опыта.

Фактически здесь нет аналитических расчетов. Выполняется только аппроксимация по эмпирическим зависимостям. Существующий математический аппарат не позволяет в полной мере прогнозировать процесс резания при использовании инструментального и обрабатываемого материалов, которые совместно не испытывались. Возможны только приблизительные расчеты на основании аналогий. Настоящая статья посвящена решению именно этой проблемы.

Создавшееся положение с расчетами обусловлено кажущейся простотой проблемы. На практике,

обладая определенным опытом, довольно просто оптимизировать режим резания в соответствии со стойкостью инструмента или качеством обработанной поверхности. Процесс решения такой задачи для производственника с небольшим опытом, наоборот, расширяется до бесконечности, хотя обычно глубина резания уже известна из расчета межоперационных припусков, а подача регламентируется условиями достижения нужной шероховатости обработанной поверхности.

Но без обратной связи с проектируемым объектом расчетные системы неэффективны. Эмпирические зависимости для них получены на основе опыта прошлого. По ним можно "считать" только то, что уже было установлено экспериментально. В случае же незнакомой ситуации возникают проблемы.

Неприспособленность математического аппарата к потребностям и возможностям автоматизации объясняется неправильной его структурой. Оказалось, что при расчетах условий обработки резанием число аналитических уравнений меньше числа неизвестных. Например, чтобы рассчитать мощность $N = vP_z$, необходимо определить скорость v резания (что легко сделать по формуле $v = \pi Dn$, где D — диаметр обрабатываемой поверхности, n — частота вращения шпинделя) и тангенциальную составляющую P_z силы резания (здесь и появляются проблемы).

Аналитически определить силу резания не удастся, поэтому используют различные эмпирические зависимости. Одна из них имеет вид:

$$P_z = C_{P_z} v^n S^{x_{P_z}} t^{y_{P_z}} K_{P_z},$$
 где C_{P_z} , K_{P_z} — эмпирические коэффициенты; S — подача; t — глубина резания; n , x_{P_z} , y_{P_z} — показатели степени.

Проблема заключается в том, что эмпирические коэффициенты и показатели степени в подобных формулах являются только частными координатами. Следовательно, малейшее отличие проектируемого процесса от того, при котором они были получены, вносит ошибку в результат расчета или делает его невозможным. Поэтому для создания полноценной САПР необходимо установить, какая найденная опытным путем величина позволит уравнивать числа уравнений и неизвестных и при этом будет неизменной при различных условиях резания.

Структура системы резания. Отсутствие надежной методики расчета стойкости режущего инструмента объясняется не только сложностью и многообразием взаимодействующих факторов, но и исчерпанием возможностей той методологии,

которая использовалась при исследованиях. Необходимо провести ревизию имеющихся в этой области знаний, систематизировать их и на этой основе определить направление дальнейших исследований.

Очевидно, что первоочередной задачей является определение подлежащих исследованию элементов и их взаимодействий. Поэтому необходимо, прежде всего, определить структуру системы, реализующей процесс резания. Структура любой системы — это множество ее элементов (X) и множество их взаимодействий (E). Основным признаком структуризации системы является ее цель.

Процесс резания — это образование новых поверхностей (элементы m_1) удалением слоя металла с образованием стружки (элементы m_2) (ГОСТ 3.1109—82):

$$f: TX \rightarrow M, \quad (1)$$

где T — массив времени; X — элементы материальной системы, непосредственно реализующие процесс резания; $M = \{m_1, m_2\}$ — множество выходных величин.

Множество M образуется в результате направленного разрушения в обрабатываемом материале. Это и есть цель термодинамической системы резания. В соответствии с признаком минимальной сложности в систему включаются только те элементы, которые обеспечивают достижение цели и дают достаточно информации для влияния на процесс резания. Состав множества X можно определить, исходя из признаков материальной системы. Главная цель отображения f в формуле (1) известна — направленное разрушение. Минимальная сложность выражается в минимальном числе взаимодействующих элементов, при наличии которых возможна реализация цели. Согласно такому подходу в системе резания присутствуют: орудие x_1 — лезвие, объект труда x_2 — заготовка и результат всего процесса x_3 — стружка. Поэтому $X = \{x_1, x_2, x_3\}$. Исключение хотя бы одного из указанных элементов разрушает всю систему, так как не достигается поставленная цель. Увеличение числа элементов противоречит принципу минимальной сложности.

Правда, существуют и такие формы организации системы резания [1], при которых она не может существовать без СОТС — четвертого элемента. Это, например, эжекторное сверление или электроалмазное шлифование. Но все же этот элемент — не основной. Иногда он может вовсе не оказывать никакого влияния на другие элементы системы или вызывать отрицательный эффект (пример — недопустимость применения СОЖ при работе минералокерамических лезвий).

Система резания существует только при определенном положении элементов (внедрение лезвия в поверхность заготовки), их относительном движении и подводе внешней энергии.

Но так как общей количественной мерой для всех форм движения материи является энергия [2, 3], то взаимодействия в системе резания — это способы ее передачи: e_1 — механическая работа и e_2 — теплообмен, $E = \{e_1, e_2\}$. Отсюда структура системы резания $R = \{X, E\}$.

Наибольшая работа системы резания. Относительное движение элементов системы резания осуществляется в условиях предельного трения. Поэтому это диссипативная система с аттрактором. Аттрактор — асимптотический предел (при $T \rightarrow \infty$) решений, на который не оказывают прямого влияния начальные условия.

Каждый элемент реальной системы в начале работы имеет некоторый запас надежности [4], который расходуется с определенной скоростью в зависимости от условий эксплуатации. Это положение справедливо при условии, когда переход с одного режима работы на другой не вызывает коренных изменений в свойствах материала (достижение критической температуры, предельных нагрузок, химические превращения). Ресурс надежности не зависит от того, каким образом расходуется ее запас:

$$r = \int_0^{\tau_1} f(\tau, r_1) d\tau = \int_0^{\tau_2} f(\tau, r_2) d\tau, \quad (2)$$

где τ — время работы; r — режим работы.

По определению Ляпунова под устойчивостью системы следует понимать ее способность к самосохранению, т. е. сопротивляемость внешним воздействиям. Длительность противостояния внешним воздействиям при сохранении в установленных пределах параметров функционирования системы составляет ее жизненный цикл.

Анализ процесса стружкообразования показал, что из всех элементов системы резания только x_1 — лезвие, является постоянно нагруженным телом. Стружка в каждый момент времени формируется из новых, поступающих из области припуска материальных объемов. Поэтому жизненный цикл системы резания определяется только стойкостью режущего лезвия. Если в результате трения или ползучести лезвие настолько изменит свою форму, что потеряет способность выполнять функцию резания, то значение работы внешних сил, которое привело к таким последствиям, можно назвать критическим или наибольшим. Это и будет аттрактор системы резания. Таким образом, наибольшая работа, которую выполняет конкретное лезвие, — величина постоянная и в соответствии с выражением (2) не зависит от условий резания. Справедливость последнего утверждения проверена экспериментально [5, 6].

Так как разрушение в инструментальном материале (износ) происходит при повышении уровня внутренней энергии в результате работы внешних

сил, то и объем разрушений определяется величиной этой работы. Между параметром, характеризующим истощение ресурса работоспособности (например износом h_3 по задней поверхности), и величиной работы A внешних сил существует функциональная зависимость, представляющая собой математическую модель движения системы резания к своему аттрактору, который равен ресурсу работоспособности лезвия.

Определение численного значения ресурса работоспособности непоретачиваемых пластин. Предельное существование системы резания определяется не только физическим износом ее элементов. Это может быть и требуемое качество обработанной поверхности. Поэтому существуют чистовое, получистовое и черновое точения, которые характеризуются предельным износом h_3 лезвия по задней поверхности, который ориентировочно равен соответственно 0,4, 0,8 и 1,2 ÷ 1,4 мм [7]. Допустимый предел существования системы резания (наибольшую работу) при чистовом, получистовом или черновом точении можно определить по известной зависимости $A = f(h_3)$.

Износ лезвий во многом определяется физико-механическими характеристиками инструментального материала [8]. Уровень внутренней энергии в лезвии наряду с механической работой формируется и потоком тепла, интенсивность которого зависит от массы и формы режущего клина. Полной математической модели этого процесса не существует, поэтому аналитически зависимость $A = f(h_3)$ получить нельзя. Она может быть получена только экспериментально. Но многообразие геометрических параметров лезвий бесконечно увеличивает число таких выражений.

Наиболее перспективными можно считать исследования по паспортизации непоретачиваемых пластин. Число применяемых форморазмеров сравнительно невелико, поэтому для пластин из различных инструментальных материалов устанавливается паспортная величина — зависимость $A = f(h_3)$ (таблица). Приведенные в таблице формулы получены и корректны при $h_3 \leq 0,4$ мм. Полученные зависимости справедливы при эксплуатации инструментального материала в таких условиях, при которых он сохраняет режущие свойства (например, Томал-10 в соответствии с представленной в таблице зависимостью работоспособен при температуре резания до 650 °С).

Следовательно, рассчитав аналитически стойкость инструмента или скорость резания, необходимо убедиться, является ли в создавшихся условиях материал лезвия собственно инструментальным, для чего, проанализировав тепловой режим, следует установить, не превосходит ли температура резания критической температуры для выбранного инструментального материала.

Примеры зависимостей работы внешних сил от износа непоретачиваемых пластин

| Пластина | | Формула для определения A , 10^7 Дж | Критическая температура $\theta_{кр}$, °С |
|---------------------|-------------|---|--|
| Материал | Обозначение | | |
| Силинит-р ВОК 60 | SNMN120404M | $A = 573h^2$ | 1200 |
| | SNMN120404M | $A = \exp(10,91h)$ | 1200 |
| ЦМ 332 | SNMN120404M | $A = \exp(9,6h^2)$ | 1200 |
| Томал-10 | SNMN090404D | $A = 923h$ | 650 |
| Киборит | RNMN0703M | $A = 50h^{0,5}$ | 1400 |

Исходя из соответствия выполненной работы и износа, выбрав величину износа и рассчитав по ней ресурс работоспособности лезвия, можно определить при известных режимах стойкость инструмента или при заданной стойкости скорость резания.

Оценка эффективности потребления и преобразования энергии системой резания. Ввиду диссипативности системы резания часть подводимой к ней механической энергии рассеивается в ее элементах, изменяя их свойства, и излучается в окружающую среду [9]. Поэтому для осуществления процесса резания из-за наличия неизбежных потерь энергии потребляется больше, чем требуется для разрушения обрабатываемого материала. Чем меньше энергии потребляет система, тем лучше она организована, меньше расходы на осуществление процесса, меньше нагрузки на инструмент. Физические процессы такого рода оцениваются с помощью коэффициента полезного действия (КПД). Применительно к системе резания КПД — это отношение удельной работы A_0 деформирования образца из обрабатываемого материала при испытаниях на прочность к удельной работе A_y внешних сил при резании:

$$\eta = A_0/A_y. \quad (3)$$

Удельная энергия деформирования при разрушении образца на испытательной машине

$$A_0 = \int \sigma(e)de, \quad (4)$$

где σ — напряжение; e — деформация.

Удельная работа при резании определяется как $A_y = N_p \tau / W_c$, где N_p — мощность резания; W_c — объем срезанного металла; τ — время обработки.

Учитывая, что $W_c = Stv\tau$ и $N_p = vP_z$, окончательно КПД системы резания

$$\eta = \frac{St}{P_z} \int \sigma(e)de. \quad (5)$$

Численное значение КПД системы резания является показателем эффективности использования потребляемой энергии, позволяет установить границы минимальных энергетических затрат и степень приближения к ним. Можно сказать, что при

любой организации процесса резания величина потребляемой энергии превосходит энергию разрушения. При резании не всегда нужно стремиться к максимальному значению КПД, чаще всего речь идет о его оптимизации. Это связано с тем, что всегда требуется обеспечить конкретную длительность существования системы резания, т. е. при заданном инструментальном материале лезвию необходимо придать такую геометрическую форму, назначить такой режим резания, при которых интенсивность изнашивания находится в требуемых пределах. А выполнение этого условия может противоречить условию достижения максимального КПД системы резания. Численное значение КПД может дополнительно корректироваться из соображений качества обработанной поверхности, производительности обработки.

Из выражения (5) следует, что КПД системы резания, как и сила резания, зависит от факторов, которые формируются в процессе реализации конкретного процесса резания. Поэтому нельзя заранее установить точную зависимость КПД от параметров режима резания, так как он отражает все особенности текущего процесса резания, в том числе и его стохастичность. Однако по результатам многочисленных экспериментальных исследований [10] предложено выражение для расчета номинального значения КПД:

$$\eta = v^u BS^p Ct^q, \quad (6)$$

где $u = 0,04$; $p = 0,38$; $q = 0,15$; $B = 1,3$; $C = 0,7$.

Расчет характеристик процесса резания. При расчетах исходят из того, что подача определяется шероховатостью обработанной поверхности, а глубина резания — межоперационным припуском. Необходимо при выбранной скорости резания рассчитать стойкость инструмента, силовые и тепловые нагрузки. Иногда решается обратная задача — определение параметров режима резания по заданной стойкости.

Удельная работа в системе резания определяется, согласно выражению (3), по механическим свойствам обрабатываемого материала и КПД системы резания: $A_y = A_0/\eta$, для чего создается банк данных обрабатываемых материалов. При этом удельная работа A_0 при разрушении обрабатываемого материала определяется по формуле (4).

Отсюда работа резания

$$A_p = \frac{A_0}{\eta} Stvt. \quad (7)$$

Главная составляющая силы резания определяется как

$$P_z = A_y St. \quad (8)$$

Банк данных по инструментальному материалу содержит константы эмпирических формул

$A = f(h_3)$. Задавая значение h_3 , рассчитывают значение предельной работы A лезвия.

Предполагаемая стойкость лезвия

$$T = A/(P_z v). \quad (9)$$

По величинам A_p и A определяют расход ресурса работоспособности лезвия

$$R = \frac{A_p}{A} 100, \%. \quad (10)$$

Очевидно, что для существования системы резания должны соблюдаться неравенства $A_p < A$ и $\theta < \theta_{кр}$.

Исследование показало [10], что температура резания хорошо коррелируется с удельной работой резания. Установив по единичному испытанию коэффициент корреляции δ , рассчитаем температуру резания по формуле $\theta = \delta A_y$.

Для аналитического исследования процесса резания создан расчетно-экспериментальный комплекс [11]. В основу его положено понятие о предельной работе лезвия — асимптотическом пределе устойчивости диссипативной системы. Глубина резания автоматически рассчитывается на основании координат и размеров элементов системы резания. Задавая параметры их движения (частоту вращения n шпинделя и направление подачи), посредством решения системы уравнений (6) ÷ (10) определяем все характеристики процесса резания при точении.

Созданный на основе рассмотренной концепции расчетный комплекс способен адаптироваться к конкретным условиям производства. Эмпирическая зависимость (6) уточняется с использованием выражения (5) на основании определения зависимости P_z от параметров режима резания на рабочем месте. Более того, погрешность расчетов будет определяться только отличием механических свойств обрабатываемого и инструментального материалов от их среднестатистических значений, если они базируются на измерениях силы резания в процессе точения.

Достоверность результатов расчета. Известно, что результаты расчетов параметров режима резания подлежат коррекции на рабочем месте. Несмотря на то, что современные технологии позволяют получать конструкционные и инструментальные материалы, механические характеристики которых мало отличаются от некоторых номинальных значений, интервал изменения стойкости инструмента при одних и тех же параметрах режима резания довольно большой. Испытанные при одних и тех же условиях в разное время инструментальные материалы показывают разную работоспособность. Это связано с тем, что взаимодействия в системе резания являются стохастическими процессами — $\{E(\tau, w), \tau \in T, w \in W\}$, определяемыми

семейством случайных величин W , которые являются функцией времени T .

Например, если в течение одного эксперимента значения измеряемых сил при тех же параметрах режима резания повторяются (в пределах погрешности регистрирующего прибора), то замена испытательного стенда вызывает резкое несовпадение результатов экспериментов: при одних и тех же условиях испытаний значения сил могут отличаться в несколько раз.

Оказалось [12], что результаты эксперимента по определению зависимости главной составляющей силы резания от скорости резания можно аппроксимировать выражением

$$P_z(v) = P_0 + P_a \sin \left[\frac{2\pi}{v_p} (v + v_0) \right], \quad (11)$$

где P_0 — среднее значение функции $P_z(v)$; P_a — амплитуда; v_0, v_p — скорости резания в начальной фазе и в период действия $P_z = P_z(v)$.

При обработке ступенчатой детали одно и то же значение v достигалось при различных сочетаниях частоты n вращения шпинделя и диаметра D обрабатываемой поверхности. Это доказывает, что частота вращения шпинделя или скорости движения деталей станка не влияют на результат — экстремум функции зависит только от значения v .

Факт синусоидальной зависимости P_z от v можно объяснить следующим образом. С. В. Федоров обнаружил механический квант диссипативных структур [13]. Он считает, что движущийся объект трения можно рассматривать как колебательный контур-осциллятор. Возможно, что такой колебательный контур и определяет периодическую зависимость P_z от v . Сложение когерентных волн может повышать или снижать суммарный уровень энергии в рассматриваемой области обрабатываемого материала.

При кратковременном пребывании зоны резания в конкретной точке поверхности детали эту точку, согласно выводам С. В. Федорова, можно считать затухающим источником энергии. Следовательно, в зону резания при точении поступает когерентная волна из соседнего витка траектории лезвия, где и происходит их сложение.

При торцевом точении заготовок синусоидальной зависимости силы резания от скорости резания не наблюдается. Это косвенным образом подтверждает гипотезу о сложении когерентных волн при формировании уровня внутренней энергии в обрабатываемом материале во время его разрушения и образования стружки.

Зависимость (11) и указывает на то, что при разных скоростях резания система резания потребляет неодинаковое количество механической энергии. Так как величина энергии разрушения постоянна

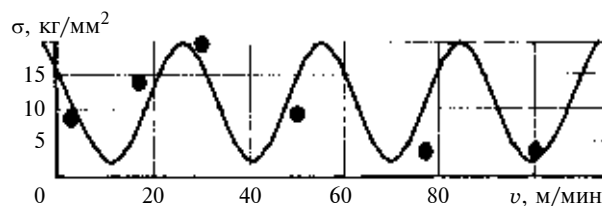
для данного обрабатываемого материала, то, видимо, скорость резания определяет механизм сложения энергий. И если изменение скорости резания влияет на количество потребляемой механической энергии, то характер этой зависимости определяет и значение силы резания, потому что механическая работа при других равных условиях прямо пропорциональна силе. Такая закономерность и регистрируется с помощью динамометра. Причем, повторный эксперимент при таких же условиях, но на другом оборудовании показывает, что амплитуда и период синусоиды не изменяются. Изменяются координата средней линии и начальная фаза синусоиды. А это означает, что наблюдается изменение потребляемой системой резания механической энергии при одних и тех же параметрах режима резания.

Установлено, что периодической функцией можно описать уже известные экспериментальные результаты В. Ф. Боброва [14].

С этих позиций легко объяснить установленное А. И. Исаевым [15] влияние скорости резания на остаточные напряжения. Уменьшение или увеличение P_z означает соответственное изменение механической работы, а значит, и степени деформации в зоне резания. Это сказывается на величине и глубине залегания остаточных напряжений. Синусоида достаточно точно ложится на представленные А. И. Исаевым экспериментальные результаты (точки) (рисунок). И это является еще одним доказательством правильности предположения о синусоидальной зависимости P_z от v . Поэтому очевидно, что через экспериментальные точки зависимости силы резания от скорости резания можно провести синусоиду. Амплитуда этой синусоиды зависит от конкретных условий резания. Аппроксимирующие зависимости для черных металлов имеют периоды $v_p \approx 0,5$ м/с.

Положение же средней линии и начальная фаза синусоиды чрезвычайно чувствительны к любым изменениям (шероховатость передней поверхности, химический состав и т. д.), что и является основной причиной рассеяния экспериментальных значений сил резания и объясняет стохастичность процесса резания.

Следовательно, учитывая присущую процессу точения стохастичность, можно сделать вывод, что полного совпадения расчетных и практических ре-



Аппроксимация синусоидой экспериментальных результатов А. И. Исаева [15]

зультатов не может быть вообще. И эта проблема неразрешима до тех пор, пока не будет выяснен механизм влияния скорости резания на формирование уровня внутренней энергии в обрабатываемом материале при целенаправленном разрушении.

Однако преимущества новой концепции расчетов состоят в том, что предложен гибкий, удобный для автоматизированных расчетов математический аппарат. И что особенно важно, можно рассчитать процесс резания для такого сочетания инструментального и обрабатываемого материалов, которые никогда ранее совместно не испытывались. Кроме того, расчетный комплекс, созданный на основе рассмотренной концепции, способен адаптироваться к конкретным условиям производства в случае уточнения зависимости P_z от параметров режима резания на рабочем месте. Если расчеты базируются на измерениях силы резания в процессе точения, то их погрешность будет определяться только отличием механических свойств инструментального материала от их среднестатистических значений.

Заключение. Анализ литературных источников и полученных экспериментальных и теоретических результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. При расчетах условий обработки резанием по традиционной методике число аналитических уравнений меньше числа неизвестных. Коэффициенты и показатели степени в эмпирических формулах, используемых для уравнивания чисел уравнений и неизвестных, являются только частными координатами, поэтому отличие проектируемого процесса от того, при котором они были получены, вносит ошибку в результат расчета или делает его невозможным.

2. Составить универсальную математическую модель процесса резания возможно при использовании методики, базирующейся на понятии аттрактора системы резания, т. е. наибольшей работе, которую способно выполнить режущее лезвие.

3. Между параметром, характеризующим истощение ресурса работоспособности лезвия (например износом h_3 по задней поверхности) и работой A внешних сил существует функциональная зависимость, которая представляет математическую модель движения системы резания к своему аттрактору. При известной зависимости $A = f(h_3)$ появляется возможность, назначив величину износа, рассчитать наибольшую работу и на этом основании определить все интересующие характеристики рассматриваемой системы резания.

4. С помощью КПД системы резания возможна оценка эффективности потребления и преобразования энергии при резании.

5. Причины стохастичности процесса точения можно объяснить особым механизмом сложения когерентных волн при формировании уровня внутренней энергии в обрабатываемом материале во

время его разрушения и образования стружки, что вызывает изменение количества потребляемой механической энергии. Стохастичность процесса точения означает, что полное совпадение расчетных и практических результатов невозможно.

6. Преимущества новой концепции в том, что предложен гибкий, удобный для автоматизированных расчетов математический аппарат и что расчеты возможны для таких пар инструментального и обрабатываемого материалов, которые ранее совместно не испытывались.

7. Расчетный комплекс, созданный на основе рассмотренной концепции, способен к адаптации к конкретным условиям производства в случае уточнения зависимости P_z от параметров режима резания на рабочем месте. Если расчеты базируются на измерениях силы резания в процессе точения, то их погрешность будет определяться только отличием механических свойств инструментального материала от их среднестатистических значений.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Сгибнев А. В., Ползикова Т. В. Влияние технологической среды на надежность процесса резания // Станки и инструмент. 1990. № 8. С. 28, 29.
2. Румер Ю. Б., Рыбкин М. Ш. Термодинамика. Статистическая физика и кинетика. М.: Наука, 1972. 400 с.
3. Сивухин Д. В. Общий курс физики. Термодинамика и молекулярная физика. Т. 2. М.: Наука, 1975. 552 с.
4. Башков В. М., Кацев П. Г. Испытания режущего инструмента на стойкость. М.: Машиностроение. 1985. 136 с.
5. Швець С. В. Расчет режимов резания // Сверхтвердые материалы. 2001. № 1. С. 88–91.
6. А. с. 1703254 СССР: МКИ⁶ В 23 В 1/00. Способ определения оптимальной скорости резания.
7. Филоненко С. Н. Резание металлов. Киев: Техніка, 1975. 232 с.
8. Корнели Г. Новые направления в области совершенствования методов обработки металлов резанием // ВЦП. 1980. № 1. С. 88–91.
9. Окусима К. Заметки об исследованиях в области обработки резанием // ВЦП. 1982. № КИ-65567. 8 с.
10. Швець С. В. Автоматизация технологической подготовки производства как основа создания конкурентоспособной продукции // Вісник сумського державного університету. 2005. № 12. С. 143–150.
11. Швець С. В. Використання обчислювальної техніки при проектуванні технологічного процесу // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. 1999. № 2. С. 152–154.
12. Швець С. В. Определение длины деформационных волн при скоростном деформировании металлов // Проблемы прочности. 1996. № 3. С. 88–95.
13. Федоров С. В. О механическом кванте диссипативных структур трения // Прогрессивна техніка і технологія машинобудування, приладобудування і зварювального виробництва. Т. 3. Киев: НТУ України "КП", 1998. С. 92–100.
14. Бобров В. Ф. Основы теории резания металлов. М.: Машиностроение, 1975. 344 с.
15. Исаев А. И. Влияние технологических факторов на остаточные напряжения в поверхностном слое при точении конструкционных сталей. М.: ФВИНТИ, 1957. 81 с.

УДК 629.9.01

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
Н. М. СУЛТАН-ЗАДЕ, д-р техн. наук (МГИУ),
А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук (МГУПИ),
А. И. САВКИН, e-mail: vestmash@mashin.ru

Разработка новой теории тепловых процессов резания.

4. Анализ основных теоретических исследований теплофизики резания.

Часть 2*

Представлено начало анализа, доказывающего недостатки теоретической работы А. И. Белоусова, посвященной построению теории тепловых процессов резания.

Ключевые слова: теория резания, тепловые процессы, сила резания, пластическая деформация, температура плавления, температура резания.

Origin of analysis, sustaining the disadvantages of A. I. Belousov's theoretical work, devoted to creation the theory of cutting thermal processes, is presented.

Keywords: cutting theory, thermal processes, cutting force (tool pressure), plastic strain, melting point, cutting temperature.

Продолжая анализировать теоретические исследования теплофизики резания, рассмотрим главу 2 сборника [1], написанную А. И. Белоусовым. Эту работу можно смело назвать заслуживающей самого пристального внимания, поскольку это первая тепловая теория резания, которая является самодостаточной, т. е. не требует для выполнения конкретных расчетов предварительного экспериментального определения ряда характеристик процесса резания.

При беглом знакомстве с работой А. И. Белоусова появляется ощущение, что в вопросе создания фундаментальной теории резания поставлена точка, ведь автор смог полностью теоретически рассчитать температурные поля, определить температуру резания, найти угол сдвига и коэффициент утолщения стружки, толщину текстурованного слоя и силу реза-

ния. Исключительно высокая точность формул автора продемонстрирована целым рядом таблиц, в которых сопоставлены результаты расчетов и экспериментов. И все это сделано без какого-либо использования механики деформируемого твердого тела, законов Ньютона, прочностных показателей обрабатываемого материала и коэффициентов трения. Поэтому данную работу мы проанализируем достаточно подробно. Глубокий анализ особенно важен с учетом того, что работа А. И. Белоусова имеет последователей. Кроме того, это та редкая работа, в которой автор привел подробные математические выкладки, не отсылая читателя к труднодоступной литературе. Поэтому любой желающий может самостоятельно разобраться в этой поучительной виртуозной математике.

Возможно, что А. И. Белоусова на основополагающую идею его теории натолкнул устаревший метод определения силы резания на основе калориметрических из-

мерений [2, с. 162], с помощью которых сначала экспериментально определяли количество теплоты, содержащееся в стружке, а затем с помощью механического эквивалента теплоты находили работу, по которой и вычисляли силу резания. Видимо, автор рассматриваемой работы решил усовершенствовать устаревший метод, просто постулировав выделяющееся при резании количество теплоты, избавив тем самым всех от необходимости проведения экспериментальных измерений.

В самом начале своей работы [1, с. 49] А. И. Белоусов подчеркнул: "Практические задачи можно успешно решать только лишь на основе качественного и количественного анализа физических процессов, протекающих в зоне резания. Данная глава посвящена изучению термодинамики процесса резания. Данная задача решена на основе известной гипотезы, высказанной многими отечественными и зарубежными учеными, о том, что всякий вид пластической деформации сопровождается последовательным расплавлением и затвердеванием деформируемой зоны металла".

Возможно, что такая экстравагантная идея и высказывалась учеными-сталеварами, -литейщиками или -термистами. Но нам не приходилось ее встречать ни у одного крупного разработчика теории пластичности, начиная с Б. Сен-Венана и Р. Мизеса и кончая А. А. Ильюшиным и В. В. Соколовским. Не приходилось, к сожалению, встречать этой идеи и в трудах известных теоретиков обработки металлов давлением, а ведь если бы эта идея оказалась правильной, то она избавила бы всю инженерную науку от многих сложностей. Например, не надо было бы проводить испытаний материалов на

* Продолжение. Начало см. "Вестник машиностроения" № 1 ÷ 4 за 2010 г. (далее В. М. 1—В. М. 4), продолжение — № 6 за 2010 г.

растяжение; поскольку за пределами упругости все поперечное сечение растягиваемого образца охвачено пластической деформацией и, следовательно, согласно упомянутой идее расплавлено, то, зная температуру $T_{\text{плав}}$ плавления материала образца, по формуле (9) [В. М. 2, с. 60] было бы нетрудно вычислить напряжение текучести без всяких опытов:

$$\sigma_s = T_{\text{плав}} c \rho / (k_0 e_i), \quad (12)$$

где c , ρ — удельная теплоемкость и плотность материала образца; k_0 — коэффициент перехода пластической деформации в теплоту; e_i — накопленная деформация.

Не надо было бы мучиться и с достаточно сложными математическими исследованиями, необходимыми для вывода формул, определяющих силу осадки, выдавливания или прессования. Зная температуру плавления, массу обрабатываемой заготовки и ее удельную теплоемкость можно было бы легко вычислить общее количество теплоты и, приравняв его работе, с учетом известного хода деформирования найти силу процесса.

Однако в действительности здесь возникает целый ряд неприятных противоречий с экспериментальными фактами.

1. Согласно приводимой А. И. Белоусовым табл. 6 [1, с. 65] у стали 10 температура плавления¹ $T_{\text{плав}} = 1470$ °С, $c \rho = 4300$ кДж/(м³·К), у стали 1Х18Н9Т $T_{\text{плав}} = 1350$ °С, $c \rho = 4180$ кДж/(м³·К), у стали Р18 $T_{\text{плав}} = 1350$ °С, $c \rho = 3760$ кДж/(м³·К). При этом в соответствии с формулой (12) напряжение текучести стали 10 должно быть в 1,12 раза больше, чем напряжение текучести стали 1Х18Н9Т, и в 1,25 раза больше, чем у стали Р18. Но на самом деле по сравнению со сталью 1Х18Н9Т при $e_i = 0,4$ оно будет не больше, а в 1,8 раза меньше, а по сравнению со сталью Р18 —

¹ Здесь и далее все обозначения параметров приведены к принятым в данной серии статей.

в 2,1 раза меньше [3, с. 106, рис. 5.21; с. 108, рис. 5.26]. Если сталь Р18 как следует закалить, то в соответствии с гипотезой А. И. Белоусова это, якобы, не повлияет на ее напряжение текучести, поскольку после закалки величины $T_{\text{плав}}$, c и ρ не изменятся.

2. По ходу растяжения образца произведение $T_{\text{плав}} c \rho$ не меняется, а деформация e_i — растет, и в соответствии с формулой (12) напряжение текучести σ_s должно уменьшаться, а оно, наоборот, увеличивается вследствие упрочнения.

3. Если образец изготовлен точением, то на его поверхности имеются риски, которые остаются хорошо заметными и после разрыва образца. Но расплавленный металл такой памяти не имеет и после расплавления и затвердевания деформируемой зоны металла все риски на его поверхности должны были бы исчезнуть. Точно так же при расплавлении должны были бы исчезнуть и линии координатных сеток, но они хорошо видны и после большой пластической деформации (В. М. 1, с. 70, рис. 2).

4. При пластической деформации образуется текстура деформации, например волокнистая структура (рис. 6), определяемая формой инструмента и механическими параметрами деформации, а вовсе не закономерностями затвердевания расплавленного металла с образованием кристаллитов или дендритов.

5. При растяжении образца расплавленный металл с его поверхности не капает, хотя весь испытываемый объем образца охвачен пластической деформацией. А при прессовании, например,

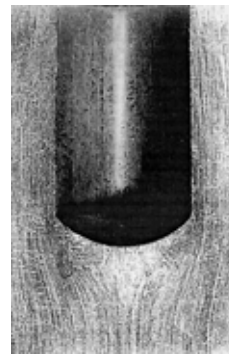


Рис. 6. Текстура деформации, полученная при холодном обратном выдавливании стакана из стали 45 (опытный образец А. Л. Воронцова)

накопленные металлом деформации могут в несколько раз превосходить те, которые имеют место при резании, однако выдавливаемый пресс-штемпелем металл всегда выходит из отверстия матрицы в твердом состоянии, а не выливается оттуда, как расплавленный металл из литейного ковша. Это подтверждает фотография (рис. 7), на которой прекрасно видны сохранившиеся координатные линии в отпрессованной части прутка. Хотя, конечно, в специфических условиях (при большой локализации процесса и высокой интенсивности пластической деформации совместно с контактным трением) расплавление металла в отдельных зонах заготовки вполне возможно. Однако это связано не с пластической деформацией как таковой, а именно с условиями протекания процесса формоизменения.

6. В процессе осадки по ходу деформирования сила резко растет. Но по теории А. И. Белоусова она должна уменьшаться, поскольку увеличение хода осадки не влияет на температуру плавления и массу заготовки, т. е. количество выделившейся теплоты

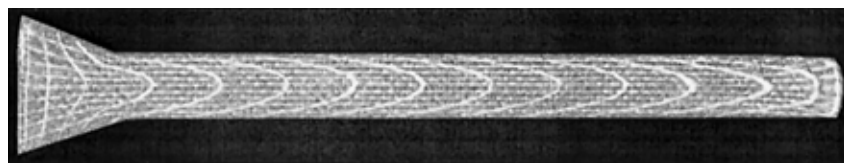


Рис. 7. Деформированная сетка, полученная при холодном прессовании цилиндрической заготовки [4]

должно было бы оставаться одинаковым вне зависимости от увеличения площади поперечного сечения заготовки, а поскольку ход увеличивается, то для обеспечения постоянства работы должна уменьшаться сила процесса.

7. В обработке металлов давлением холодная и горячая деформации существенно различаются по физическим явлениям и технологическим результатам. В связи с этим, например, выпускают отдельные справочники по холодной и горячей объемной штамповке. Если бы всякий вид пластической деформации сопровождался расплавлением металла, как это утверждает А. И. Белоусов, то существовала бы только горячая штамповка, и разделение указанных процессов было бы лишено смысла.

Но размышлениями по поводу этих противоречий А. И. Белоусов не отягощается, а вместо этого для большего убеждения читателей на с. 62 работы [1] практически слово в слово повторяет свои начальные тезисы: "Таким образом, процесс пластической деформации в зоне резания, сопровождаемый внутренним трением металла, уподобляется процессу последовательного плавления тонкого слоя металла. Подобные гипотезы о пластической деформации как процессе последовательного плавления и затвердевания металла высказываются многими отечественными и зарубежными учеными. В данной работе о процессе резания металлов эта гипотеза, как увидим ниже, находит свое убедительное доказательство".

Это "убедительное доказательство" того, что пластически деформироваться — значит плавиться, мы сейчас подробно рассмотрим.

Для построения своей теории А. И. Белоусов использует частный случай резца с передним углом $\gamma = 0$, показанный на рис. 8 (как он затем распространяет полученные результаты на другие углы γ , будет рассмотрено нами

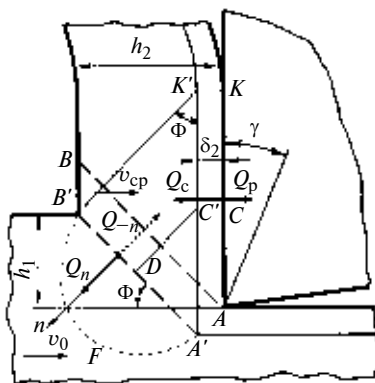


Рис. 8. Расчетная схема процесса резания, принятая А. И. Белоусовым

далее). В соответствии с основным тезисом А. И. Белоусов выделяет две зоны расплавления, температура которых достигает температуры плавления обрабатываемого металла: условную плоскость сдвига AB и слой толщиной δ_2 (обозначение А. И. Белоусова) на площадке контакта обрабатываемого металла с резцом, который автор почему-то называет ламинарным (заметим, что пограничный слой может быть не только ламинарным, но и турбулентным, т. е., строго говоря, применение того или иного термина требует соответствующего доказательства, которое в работе А. И. Белоусова отсутствует). При этом автор вводит еще и плоскость $A'B'$. В чем принципиальное отличие этой плоскости от плоскости деформации AB , он не указывает, но разъясняет, что выше плоскости $A'B'$ пластическая деформация отсутствует [1, с. 62]. По этой странной логике плоскость AB нельзя называть плоскостью деформации, как это делает автор, а следует называть плоскостью деформации лишь плоскостью $A'B'$. Тем более, что главный тепловой поток Q_n он прикладывает именно к плоскости $A'B'$ [1, с. 62, рис. 35].

Будем считать плоскости AB и $A'B'$ равноценными, поскольку четко определить специфику каждой из этих плоскостей мы не можем. Однако мы можем указать, что далее А. И. Белоусов делает ошибку, используя для своей

схемы приведенное нами в работе [5] известное выражение (40) для коэффициента утолщения стружки, которое при $\gamma = 0$ принимает вид:

$$k_c = \operatorname{ctg} \Phi. \quad (13)$$

Выражение (13) справедливо только в том случае, если условная линия сдвига проведена из точки A в точку B' , как это обычно делается. А из расчетной схемы на рис. 8 следует:

$$h_2 - \delta_2 = (h_1 + \delta_2) \operatorname{ctg} \Phi, \quad (14)$$

откуда

$$\frac{h_2}{h_1} - \frac{\delta_2}{h_1} = \left(1 + \frac{\delta_2}{h_1}\right) \operatorname{ctg} \Phi$$

или

$$k_c - \frac{\delta_2}{h_1} = \left(1 + \frac{\delta_2}{h_1}\right) \operatorname{ctg} \Phi. \quad (15)$$

А с учетом того, что согласно формуле (58), приведенной на с. 61 работы [1] (удивительный метод получения этой формулы мы рассмотрим далее),

$$\delta_2 = 0,21h_1k_c, \quad (16)$$

равенство (15) принимает вид

$$k_c = (1,27 + 0,27k_c) \operatorname{ctg} \Phi, \quad (17)$$

откуда

$$k_c = \frac{1,27 \operatorname{ctg} \Phi}{1 - 0,27 \operatorname{ctg} \Phi}. \quad (18)$$

Для часто встречающегося на практике при $\gamma = 0$ значения $k_c = 2,7$ в соответствии с равенством (13) $\operatorname{ctg} \Phi = 2,7$. Если подставить это значение в выражение (18), то вместо равенства $k_c = 2,7$ мы получим $k_c = 12,7$. Следовательно, ошибка от использования А. И. Белоусовым формулы (13) для своей расчетной схемы является очень большой.

А. И. Белоусов пишет [1, с. 61]: "При резании острым резцом с большим задним углом тепловым потоком со стороны задней грани можно пренебречь. Следовательно, в зоне резания можно представить три тепловых потока:

а) главный тепловой поток Q_n из зоны резания в припуск заготовки; б) тепловой поток Q_c через ламинарный слой в стружку; в) тепловой поток Q_p с передней грани в резец". К этому утверждению необходимо сделать два замечания:

1. Все авторы, занимавшиеся изучением тепловых процессов резания, дружно считают, что главный тепловой поток из зоны резания направлен в стружку (что соответствует направлению потока Q_n , показанного на рис. 8), а вовсе не в припуск заготовки. Более того, с учетом высоких скоростей движения металла при резании иногда не без основания полагают (см., например, работу [6, с. 258]), что вся теплота деформации уходит в стружку, а нагретом заготовки можно пренебречь.

2. Тепловые потоки вводят в рассмотрение именно для того, чтобы на основе их величин определить затем температуры характерных зон резания. В модели А. И. Белоусова температуры уже известны: и в плоскости сдвига, и на поверхности контакта с резцом они равны температуре плавления обрабатываемого материала. Поэтому, строго говоря, вводить в рассмотрение потоки уже нет необходимости.

А. Н. Резников обоснованно указывает [7, с. 80, 81]: "При практически применяемых режимах резания скорость перемещения стружки превосходит скорость распространения теплоты. Таким образом, температура деформации остается одной и той же для различных точек стружки. Элемент стружки, получив какое-то количество теплоты, передвигается в сфере других сколовшихся ранее и позднее элементов. Каждый из этих элементов получил такое же количество теплоты в тот момент, когда он подвергался деформированию. Следовательно, не должно быть теплообмена между элементами стружки, и в любом месте стружки температура должна быть одной и той же. Итак, средняя тем-

пература стружки равна температуре деформации".

Таким образом, материал заготовки, пластически сформировавшись на плоскости сдвига $A'B'$ и (в соответствии с гипотезой А. И. Белоусова) расплавившись, понесет далее в стружку свою равномерную температуру, равную температуре плавления. В соответствии с принципом суперпозиции, изложенным в монографии [7, с. 72] или в монографии [8, с. 39], в "ламинарном" слое стружки температура деформации сложится с температурой, обусловленной контактным трением и также равной (по утверждению А. И. Белоусова) температуре плавления. Таким образом, температура резания окажется равной $2T_{\text{плав}}$, в связи с чем стружка должна будет попросту испариться. Однако в действительности этого не происходит.

Очевидно, автор увидел, что абсурдный результат, который вытекает из исходной теоретической гипотезы, не только не доказывает ее убедительно, но, наоборот, опровергает. Кроме того, автору хочется получить солидную формулу для температуры резания, а тут эта температура уже известна — $2T_{\text{плав}}$. По всей видимости, учтя все это, А. И. Белоусов решает любым путем уменьшить теоретическую величину температуры в плоскости сдвига, для чего и вводит туманное понятие "средняя температура зоны резания".

Итак, непомерно большую температуру надо "усреднить". Но сделать это для плоскости сдвига нельзя, так как там температура равна температуре плавления, т. е. везде одинакова и уже равна средней. А в соответствии с процитированным выше разъяснением А. Н. Резникова нельзя "усреднить" температуру и в стружке. Остается только "усреднить" ее в заготовке.

Для этого А. И. Белоусов и вводит в рассмотрение "главный тепловой поток Q_n из зоны резания в припуск заготовки". По су-

ществу, этот "главный тепловой поток" также является абсурдом, поскольку не только все основательные теоретические исследования, но и достаточно точные эксперименты показывают, что главный тепловой поток идет не в припуск заготовки, а именно в стружку. По экспериментальным данным работы [7, с. 106, табл. 2], тепловой поток, который идет в заготовку, даже с учетом большого износа ($l_3 = 0,6$ мм) и, соответственно, дополнительного подогрева от трения по задней поверхности резца примерно в $6 \div 8$ раз меньше того, который поступает в стружку, а по данным работы [2, с. 153] тепловой поток, который идет в заготовку, составляет всего $5 \div 10$ % от потока, идущего в стружку от плоскости деформации.

Но разберем последующие действия автора главы 2 сборника [1].

Для "главного теплового потока" А. И. Белоусов использует одномерное дифференциальное уравнение теплопроводности, известное решение которого записывает в виде:

$$T_n = (T_{\text{плав}} - T_3) e^{-\frac{v_0 \sin \Phi}{a} n}, \quad (19)$$

где T_n — температура в направлении оси n ; T_3 — температура припуска заготовки (нагрев от предыдущего реза); a — коэффициент температуропроводности, который определяется формулой

$$a = \lambda / (c\rho). \quad (20)$$

Коэффициент перед экспонентой в выражении (19) обусловлен принятым автором граничным условием $T_n = T_{\text{плав}} - T_3$ при $n = 0$. Нам это условие представляется ошибочным, поскольку температуры деформации и заготовки надо не вычитать, а складывать, как это и делают другие авторы (см., например, работы [7, с. 84], [8, с. 39], [9, с. 64]). Если же считать, что температура заготовки от предыдущего реза будет просто поглощена температурой плавления, то тогда правильным

будет граничное условие $T_n = T_{\text{плав}}$ при $n = 0$. Впрочем, ошибка от неверного граничного условия получается небольшой, поскольку А. И. Белоусов указывает, что определение температуры T_3 является неизученным, и предлагает считать $T_3 \approx 20^\circ\text{C}$ [56, с. 68]. Эта величина ничтожно мала по сравнению, например, с температурой плавления стали $T_{\text{плав}} \approx 1500^\circ\text{C}$, и непонятно, зачем вообще вводил эту величину автор статьи.

Совершенно очевидно, что результат усреднения температуры будет сильнейшим образом зависеть от протяженности пространства, в котором температуру будут усреднять. Эту протяженность в направлении оси n А. И. Белоусов обозначает n_1 и без обоснований предлагает считать [1, с. 64], что она определяется условием

$$T_n = 0,01(T_{\text{плав}} - T_3) \quad \text{при } n = n_1. \quad (21)$$

Подставив это условие в уравнение (19), автор получает:

$$n_1 = 4,65a/(v_0 \sin \Phi). \quad (22)$$

Но $\ln 100 = 4,605$, а не 4,65, т. е. в статье имеет место опечатка. Но интересна тут не сама опечатка, погрешность от которой невелика, а то, с каким постоянством эта опечатка переходит в труды последователей А. И. Белоусова, которые берут коэффициент 4,65, даже не считая нужным проверить первоисточник (см., например, работу [10, с. 27]).

Итак, найдя необходимую для усреднения протяженность n_1 , А. И. Белоусов с учетом равенства (19) по формуле

$$T_{\text{ср}} = \int_0^{n_1} T_n dn / n_1 \quad (23)$$

вычисляет среднюю температуру зоны резания:

$$T_{\text{ср}} = 0,215(T_{\text{плав}} - T_3). \quad (24)$$

Далее автор отбрасывает как ненужную температуру T_3 , получает

$$T_{\text{ср}} = 0,215T_{\text{плав}} \quad (25)$$

и делает вывод: "Отсюда следует, что средняя температура зоны резания не зависит от режимов резания и составляет 21,5 % от температуры плавления обрабатываемого металла".

Вообще говоря, оба положения этого вывода следуют не из выражения (25), а из тех грубейших допущений, которые положены в его основу. Возьмем, например, установленную величину средней температуры $0,215T_{\text{плав}}$. Если с той же степенью "обоснованности" принять для определения протяженности усреднения вместо условия (21), скажем, условие

$$T_n = 0,1(T_{\text{плав}} - T_3) \quad \text{при } n = n_1,$$

то получим $T_{\text{ср}} = 0,39T_{\text{плав}}$, т. е. величину, примерно вдвое большую значения $T_{\text{ср}}$ по формуле (25), а если принять условие

$$T_n = 0,001(T_{\text{плав}} - T_3) \quad \text{при } n = n_1,$$

то получим $T_{\text{ср}} = 0,145T_{\text{плав}}$, т. е. величину, в 1,5 раза меньшую значения $T_{\text{ср}}$ по формуле (25).

А то, что средняя температура зоны резания, якобы, ни от чего, кроме температуры плавления, не зависит, вытекает не из формулы (25), а из исходного тезиса "пластически деформироваться — значит плавиться". Отсюда вытекает и тот абсурдный вывод, что обточить заготовку из стали 10 ($T_{\text{плав}} = 1470^\circ\text{C}$) тяжелее, чем заготовку из стали 12Х18Н9Т ($T_{\text{плав}} = 1350^\circ\text{C}$) или из закаленной стали Р18 ($T_{\text{плав}} = 1350^\circ\text{C}$). Для стали 10 температура в зоне резания по формуле (25) будет равна 316°C , а для сталей 12Х18Н9Т и Р18 — 290°C (эти же цифры приведены и в сборнике [1, с. 65, табл. 6], но почему-то не вызвали удивления у их автора). В конце проведенного анализа

мы увидим также, что согласно формуле, полученной А. И. Белоусовым для силы резания, эта сила для стали 10 окажется существенно больше, чем для сталей 12Х18Н9Т или Р18.

Между тем, даже из известной элементарной формулы (8) (В. М. 2, с. 60) для удельной энергии пластического деформирования видно, что работа и, соответственно, тепловыделение на условной поверхности сдвига будут существенным образом зависеть как от прочностных характеристик обрабатываемого материала, так и от деформации и протяженности поверхности сдвига, определяемых углом Φ или коэффициентом утолщения стружки k_c , которые зависят от параметров резания. Таким образом, чем прочнее сталь, тем больше сила резания и выше температура от деформации резания. Последнее показывают многие более или менее обоснованные формулы (см., например, работы [2, с. 152, формула (121)], [6, с. 259, формула (17')], [7, с. 79, 81, формулы (75), (76)], [8, с. 41, формула (2.6)], [11, с. 45, формула (35)]).

Далее А. И. Белоусов пишет: "Как показывают дальнейшие расчеты и эксперименты, средняя температура лежит в плоскости деформации А'В'".

Физически представить это не менее трудно, чем, скажем, пятикратное геометрическое пространство или же точку, из которой в результате первовзрыва произошла Вселенная с бесконечным количеством вещества. Ведь получается, что сначала срезаемый материал попал в плоскость деформации А'В' и там, в соответствии с основополагающим утверждением, расплавился, т. е. приобрел температуру, равную температуре плавления. Затем этот материал чудесным образом вернулся назад в припуск заготовки, усреднил там свою температуру $T_{\text{плав}}$ до величины $0,215T_{\text{плав}}$, более приемлемой для последующих температурных расчетов, а затем снова вернулся

в плоскость деформации $A'B'$, принеся туда подходящую среднюю температуру, которая и осталась там "лежать".

Естественно, что, сделав убеждающий читателя посул, А. И. Белоусов в дальнейшем никаких "расчетов и экспериментов", якобы показывающих, что "средняя температура лежит в плоскости деформации $A'B'$ ", не приводит. Тем более, что данное утверждение совершенно не соответствует расчетной схеме автора, согласно которой в плоскости деформации уже "лежит" температура плавления. Поэтому далее автор просто пытается подтвердить величину непонятной температуры $0,215T_{\text{плав}}$, а не то, где именно эта температура "лежит". Для этого он сначала ссылается на эксперименты В. А. Кривоухова и П. Д. Беспехотного, на основе которых для расчета температур используется формула, идентичная нашей формуле (9) (В. М. 2, с. 60), но с тем отличием, что накопленные деформации определяются не аналитически, а экспериментально с помощью метода координатных сеток (кажется странным, что А. И. Белоусов не задается вопросом, почему координатные сетки не расплавились, пройдя зону пластической деформации; каждый желающий может сделать доступный несложный опыт: нанести царапины на поверхность кусочка свинца, затем его расплавить и воочию убедиться, что после расплавления царапины полностью исчезнут, а после затвердевания не восстановятся). Эксперименты проводились на стали 45, обрабатываемой с параметрами $v_0 = 0,2$ м/с, $\gamma = 45^\circ$, $\alpha = 6^\circ$ (обратим внимание, что А. И. Белоусов выбирает эксперимент с весьма малой скоростью резания и большим передним углом γ , при которых температуры резания заведомо будут небольшими). Согласно расчетам А. И. Белоусова, для условной плоскости резания получается, что температура здесь равна 280°C , "что примерно равно $0,21T_{\text{плав}}$ "

(если быть точными, то $280^\circ\text{C}/1440^\circ\text{C} = 0,19$, т. е. разница с "теоретической" величиной $0,215$ составляет 13 %).

В подтверждение полученных результатов А. И. Белоусов сообщает: "Непосредственное измерение температур, осуществленное проф. А. Н. Резниковым, также свидетельствует о том, что температура в плоскости деформации, начиная с некоторой скорости и выше, является постоянной: $T_{\text{ср}} = 0,21T_{\text{плав}}$ ". Причем конкретной ссылки на источник сведений А. И. Белоусов не дает, а просто использует прием логического смешивания одного истинного утверждения с тремя ложными. Истинным (точнее, более или менее обоснованным) утверждением можно считать то, что температура в плоскости деформации, начиная с некоторой скорости и выше, является постоянной. Из экспериментов общеизвестно, что после достижения определенной скорости сила резания остается постоянной. Поскольку, как мы указывали выше, в подавляющем большинстве теоретических исследований эта сила характеризует и температуру в плоскости деформации, то можно предполагать, что если стабилизируется сила резания, то стабилизируется и температура.

Однако это, во-первых, вовсе не означает, что А. Н. Резников смог выполнить *непосредственное* измерение температур в плоскости деформации. Наоборот, он указывает [7, с. 190—212], что ни одного метода непосредственного измерения температур не то что в плоскости деформации, но даже и на контактных поверхностях вообще не существует. В зону резания нельзя поместить термометр, а можно лишь теми или иными опосредованными методами измерять характерные показатели (например, электрические в термопарах или инфракрасное излучение в фотоэлектрических методах), по которым затем с помощью тарировок и расчетов можно приблизительно

определять температуру с конкретными погрешностями, которые могут быть весьма большими. Как указано в работах [11, с. 32], [12, с. 94], в известных методах имеются значительные проблемы с достоверностью определяемых температур.

Во-вторых, стабилизация температуры вовсе не означает, что у разных материалов с одинаковой температурой плавления температура деформации резания также будет одинаковой, как это следует из равенства (25). Например, у имеющих одинаковую температуру плавления сталей 10 и 20 в момент стабилизации силы резания, которая наступает при одной и той же скорости, температуры резания будут равны соответственно 880 и 980°C [13, с. 47, рис. 31].

В-третьих, А. Н. Резников вовсе не подтверждал стабилизацию температуры на уровне $0,21T_{\text{плав}}$. В книге [7, с. 79, рис. 34; с. 212, рис. 106, б] А. Н. Резников приводит экспериментальные данные определения температур в различных зонах резания, которые получены г. Бутройдом по инфракрасному излучению при точении заготовки из стали 45 с $v_0 = 0,4$ м/с, $\gamma = 30^\circ$, $\alpha = 7^\circ$. Согласно этим экспериментам, в условной плоскости деформации средняя температура равна 630°C , что по сравнению с $T_{\text{плав}} = 1440^\circ\text{C}$ составляет $0,44T_{\text{плав}}$, а не $0,21T_{\text{плав}}$ (расхождение 110 %). Впрочем, эти экспериментальные данные А. Н. Резников считает сильно завышенными и приводит свои расчетные данные [7, с. 212, рис. 106, а], согласно которым средняя температура в условной плоскости деформации равна 100°C ($0,07T_{\text{плав}}$, а максимальная — 200°C ($0,14T_{\text{плав}}$). Но все это также далеко от величины $0,21T_{\text{плав}}$ (расхождение средних температур равно 67 %). Поэтому, кто бы ни был прав, Бутройд или Резников, никто из них не подтверждает величину $0,21T_{\text{плав}}$, как это указывает А. И. Белоусов.

Далее для подтверждения величины $0,21T_{\text{плав}}$ А. И. Белоусов ссылается на расчеты температуры в плоскости сдвига, которые А. М. Розенберг провел по формуле

$$T_{\text{ср}} = A_{\text{д}}/(\rho c), \quad (26)$$

где удельная работа сдвига

$$A_{\text{д}} = P_z v_0 / bh_1 v_0 = P_z / bh_1. \quad (27)$$

Как пишет А. И. Белоусов, А. М. Розенберг получил для свинца температуру $T_{\text{ср}} = 74^\circ\text{C}$, что примерно равно $0,21T_{\text{плав}}$ (если точно, то от указанной температуры плавления свинца $T_{\text{плав}} = 327^\circ\text{C}$ [1, с. 65, табл. 6] найденная температура составляет $0,23T_{\text{плав}}$, т. е. отличается на 10 %). Однако А. И. Белоусов умалчивает, что на основе экспериментов и той же самой формулы (26) его коллега по сборнику Л. А. Хворостухин получил для стали 12Х18Н9Т среднюю температуру в плоскости сдвига $T_{\text{ср}} = 394^\circ\text{C}$ [1, с. 95, табл. 21], что составляет от температуры плавления $T_{\text{плав}} = 1350^\circ\text{C}$ величину $0,29T_{\text{плав}}$, т. е. отличается от величины $0,21T_{\text{плав}}$ на 38 %.

Эту цепь "подтверждений" правильности своих разработок А. И. Белоусов завершает выводом [1, с. 65]: "Таким образом, расчет главного температурного поля можно осуществлять, исходя из постоянной средней температуры в плоскости деформации

$$T_n = 0,215(T_{\text{плав}} - T_3)e^{\frac{y_0 \sin \Phi}{a} n}. \quad (28)$$

Итак, взяв в качестве отправной точки выражение (19), А. И. Белоусов после ряда "логических" преобразований этого выражения получил для той же самой величины T_n выражение (28). Следовательно, первое "убедительное доказательство" А. И. Белоусовым того, что пластически деформироваться — значит плавиться, состоит в том, что $1 = 0,215$.

Далее автор пишет: "Из того факта, что в плоскости деформа-

ции температура составляет величину $0,215T_{\text{плав}}$, следует, что работа деформации в плоскости деформации составляет 78,5 % от полной работы деформации A . Остальная часть работы $0,215A$ осуществляется силой трения на передней грани резца. На этом основании считаем, что толщина ламинарного слоя δ_2 пропорциональна работе трения: $\delta_2 = 0,21h_1k_c$ ".

Эта фраза представляется абсурдной, так как совершенно непонятна ни конкретная математическая связь локальной температуры $0,215T_{\text{плав}}$ с долей работы от полной деформации, ни пропорциональность толщины слоя и работы. Ясно только, что А. И. Белоусов получил 78,5 %, вычтя из единицы коэффициент $0,215$. Однако если принять полную работу, затрачиваемую на создание $T_{\text{плав}}$, за 1, то непонятно, почему локальная работа, затрачиваемая на создание температуры $0,215T_{\text{плав}}$, должна составлять 0,785 от полной. Поэтому для строгого математического анализа обоснованности указанных А. И. Белоусовым в данной фразе соотношений работ выведем соответствующие формулы.

Если, следуя А. И. Белоусову, принять, что полная работа A деформации перешла в работу деформации в плоскости деформации, характеризуемую теплотой $Q_{\text{д}}$ в плоскости деформации, и в работу силы трения, характеризуемую теплотой $Q_{\text{с}}$ ламинарного слоя в зоне контактного трения с передней гранью резца, то на основании первого закона термодинамики получим:

$$A = Q_{\text{д}} + Q_{\text{с}}. \quad (29)$$

С учетом известной физической формулы

$$Q = cmT = c\rho VT, \quad (30)$$

где m — масса, а V — объем нагретого материала, очевидно, что

$$Q_{\text{д}} = c\rho V_{\text{д}} 0,215T_{\text{плав}}, \quad (31)$$

где $V_{\text{д}}$ — объем металла в зоне плоскости деформации.

Так как автор до этого нигде не усредняет температуру ламинарного слоя, но, наоборот, неоднократно напоминает [1, с. 61, 62, 70, 78], что она достигает предельной величины, равной $T_{\text{плав}}$, то

$$Q_{\text{с}} = c\rho V_{\text{с}} T_{\text{плав}}, \quad (32)$$

где $V_{\text{с}}$ — объем ламинарного слоя в зоне тепловыделения.

Подставив выражения (31) и (32) в равенство (29), получим:

$$A = c\rho T_{\text{плав}}(0,215V_{\text{д}} + V_{\text{с}}). \quad (33)$$

Таким образом,

$$\frac{Q_{\text{д}}}{A} = \frac{1}{1 + 4,651V_{\text{с}}/V_{\text{д}}}, \quad (34)$$

$$\frac{Q_{\text{с}}}{A} = \frac{1}{1 + 0,215V_{\text{д}}/V_{\text{с}}}. \quad (35)$$

Из формул (34) и (35) видно, что доля работ деформации и трения в общей работе деформации существенно зависит от соотношения объемов $V_{\text{д}}$ и $V_{\text{с}}$. Если принять дальнейшее допущение автора [1, с. 69], что $V_{\text{с}} = V_{\text{д}}$, то из формул (34) и (35) получим, что $Q_{\text{д}}/A = 0,177$, а $Q_{\text{с}}/A = 0,823$. Отсюда видно, что работа деформации в плоскости деформации составляет от полной работы всего 17,7 %, а не 78,5 %, как это декларирует А. И. Белоусов. При этом работа трения составляет от полной работы 82,3 %, а вовсе не 21,5 %.

Если даже увлечься магией чисел и подобно автору использовать число $0,215$, пронизывающее всю работу, то при $V_{\text{с}} = 0,215V_{\text{д}}$ из формул (34) и (35) получим $Q_{\text{д}}/A = Q_{\text{с}}/A = 0,5$, а при $V_{\text{д}} = 0,215V_{\text{с}}$ — $Q_{\text{д}}/A = 0,044$, $Q_{\text{с}}/A = 0,956$. Таким образом, даже используя особенное число $0,215$, мы не получаем соотношения, хотя бы приближающиеся к декларируемому А. И. Белоусовым соотношениям $Q_{\text{д}}/A = 0,785$ и $Q_{\text{с}}/A = 0,215$.

Далее автор использует неверно найденную работу трения в

качестве основания того, что толщина ламинарного слоя определяется формулой (16). Какая связь существует между работой трения и этой толщиной, понять очень трудно, поскольку ясно, что теплота трения, в принципе, может распределиться в любом объеме, а не только в слое толщиной δ_2 . Если, например, кондиционер забирает с улицы воздух с температурой 10 °С, а мы включили нагревательную спираль внутри воздуховода и получили на выходе 20 °С, то это соотношение температур никоим образом не позволяет судить о диаметре спирали. Ведь можно включить спираль посильнее и получить температуру 40 °С, но диаметр спирали при этом существенно не изменится.

К сведению укажем, что согласно экспериментальным данным [14, с. 7] в подавляющем большинстве случаев толщина δ_2 контактного слоя составляет около 0,1 толщины стружки и с увеличением скорости резания еще более уменьшается. Таким образом, экспериментально получено равенство $\delta_2 = 0,1h_1k_c$, а не $\delta_2 = 0,21h_1k_c$, т. е. разница составляет 110 %.

Итак, формула (16), отличающаяся в 2 раза от экспериментальных значений, "строго доказана" вышеупомянутой фразой А. И. Белоусова, противоречащей элементарной логике и непонятной с научной точки зрения. Далее автор, который строит свою теорию на основе частного случая резца с $\gamma = 0$, хочет ее расширить, охватив и произвольные передние углы γ . Делает он это весьма оригинальным способом. Используя обозначение коэффициента утолщения стружки k_c , общее для резца с $\gamma = 0$ и для резцов с произвольным γ , А. И. Белоусов затем расшифровывает это обозначение не в виде формулы (13), а в виде известного выражения (40) из работы [5], в ре-

зультате чего приводит формулу (16) к виду

$$\delta_2 = 0,21h_1 \frac{\cos(\Phi - \gamma)}{\sin\Phi}. \quad (36)$$

Как мы уже показали ранее, использование выражения (40) из работы [5] для расчетной схемы А. И. Белоусова является ошибочным даже в случае $\gamma = 0$. Поэтому является ошибочным и выражение (36), причем по всем своим параметрам, включая коэффициент 0,21. Но нельзя не отдать должное изобретательности автора, разработавшего новый "научный" метод решения сложных задач: вместо сложной задачи следует решать наиболее простую, а после решения раскрыть буквенные обозначения не в виде, соответствующем решавшейся простой задаче, а в виде, соответствующем сложной задаче, решение которой не выполнялось.

Однако учет произвольного угла γ только лишь с помощью выражения $\cos(\Phi - \gamma)$ кажется автору недостаточным. Поэтому далее он пишет: "Первый закон термодинамики для передней грани резца можно написать:

$$P_z v_0 = \Delta U + W_{\text{тр}}. \quad (37)$$

Внешняя подведенная мощность к деформируемому объему металла на передней грани затрачивается на повышение внутренней энергии металла (ΔU) плюс мощность трения $W_{\text{тр}}$, которую совершает система, перемещаясь по резцу".

Укажем, что для удобства чтения здесь и далее мы будем заменять в цитатах номера формул или рисунков сборника [1] и других анализируемых книг на номера данной серии статей.

Итак, выражение (37) оригинально уже тем, что в нем энергия складывается с мощностью. Но на этом автор не останавливается, утверждая: "Уравнение (37) было бы справедливым, если бы сдеформированный объем уходил из зоны резания под прямым углом ($\gamma = 0$). На самом же деле

деформируемый объем заготовки перемещается по передней грани со скоростью $v_0 \sin\gamma$, вследствие чего внешняя подведенная мощность уменьшается на величину $P_z v_0 \sin\gamma$:

$$P_z v_0 = \Delta U + W_{\text{тр}} - P_z v_0 \sin\gamma, \quad (38)$$

$$P_z v_0 = \frac{\Delta U + W_{\text{тр}}}{1 + \sin\gamma}. \quad (39)$$

Понять это трудно, поскольку автор пишет, что уменьшается внешняя подведенная мощность, в связи с чем вычитание надо производить из левой части уравнения (38), а не из правой, т. е. писать $P_z (v_0 - v_0 \sin\gamma)$. Следствием уменьшения этой мощности должно явиться соответствующее изменение ΔU и $W_{\text{тр}}$ [см. разъяснения А. И. Белоусова к уравнению (37)]. И действительно, угол γ влияет на саму величину силы резания P_z , причем довольно сложным образом [см., например, нашу формулу (293) в работе [15]]. Именно это и изменяет мощность, а не надуманное вычитание $P_z v_0 \sin\gamma$ из правой части уравнения (37), являющееся грубой ошибкой, что и будет показано далее.

Чувствуя, очевидно, недостаточную обоснованность вышеуказанной фразы, А. И. Белоусов далее дает такое разъяснение: "Вывод уравнения (38) можно пояснить следующим примером. Пуля, летящая со скоростью v_0 , врывается в стенку, при этом ее кинетическая энергия превращается в тепло, переходящее в стенку. Если же стенка до момента удара пули двигалась в том же направлении с меньшей скоростью $v_0 \sin\gamma$, то энергия удара и выделившаяся теплота в стенку будет соответственно меньше, чем при ударе о неподвижную стенку".

По поводу этого разъяснения необходимо сказать следующее.

Во-первых, уравнение (38) не было выведено А. И. Белоусовым, а было им просто постулировано.

Во-вторых, если следовать примеру о пуле, то вычитание, учитывающее уменьшение скорости относительно ударяемого объекта ($v_0 - v_0 \sin \gamma$), надо производить из левой части уравнения (38), а не из правой, как это ошибочно делает автор. В противном случае мы приходим к очевидному абсурду. Если скорость "убегающей" стенки будет очень близка к скорости пули, то пуля ее не ударит, а лишь плавно коснется, в связи с чем выделения энергии ΔU и $W_{\text{тр}}$ будут близки к нулю (в пределе при $\gamma = 90^\circ$ скорость пули станет равной скорости стенки, т. е. будем иметь $v_0 = v_0 \sin \gamma$ и $\Delta U + W_{\text{тр}} = 0$). Но очевидно, что мощность $P_z v_0$ пули определяется лишь массой пули и параметрами выстрела, а от скорости движения стенки не зависит, т. е. $P_z v_0 \neq 0$. Но в соответствии с уравнением (38) А. И. Белоусова в предельном случае получается, что $P_z v_0 = -P_z v_0$, откуда $2P_z v_0 = 0$, т. е. полный абсурд. А если бы вычитание велось из левой части уравнения (38), то в соответствии с правильным выражением $P_z(v_0 - v_0 \sin \gamma)$ был бы получен верный результат $P_z v_0 - P_z v_0 = 0$.

В-третьих, разъясняющий пример автора вообще является некорректным. Для рассматриваемого процесса резания эквивалентной является не аналогия с пулей, врезающейся в движущуюся стенку, а аналогия с пулей, попадающей в стенку в одном случае перпендикулярно, а в другом — под определенным углом. Понятно, что угол наклона стены никоим образом не может

повлиять на абсолютную мощность пули, выражаемую произведением $P_z v_0$. Этот угол может повлиять лишь на перераспределение мощности пули между мощностью, идущей на пробивание (ΔU), и мощностью, идущей на рикошет ($W_{\text{тр}}$). Иными словами, на перераспределение между мощностью, идущей на движение пули по нормали к поверхности стенки, и мощностью, идущей на движение пули по касательной к стенке. Поэтому, если автор считает [как он это и делает при составлении уравнения (38)], что угол γ не влияет на саму силу резания P_z , то с изменением угла γ не должна измениться и общая мощность резания $P_z v_0$, поскольку этот угол не влияет и на скорость резания v_0 . Следовательно, предложенный А. И. Белоусовым учет влияния угла γ на общую мощность резания является необоснованным и совершенно некорректным.

Итак, подробно рассмотрев получение выражений (36) и (39), мы разъяснили читателям, с помощью каких "убедительных доказательств" А. И. Белоусов в своих окончательных формулах, которые будут приведены в следующей статье, получил коэффициенты $\cos(\Phi - \gamma)$ и $(1 + \sin \gamma)$, учитывающие произвольный угол γ , отсутствующий в его расчетной схеме.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Тепловые** явления и обрабатываемость резанием авиационных материалов / А. И. Белоусов, П. И. Бобрик

и др. // Тр. МАТИ. № 64. М: Машиностроение, 1966. 179 с.

2. **Вульф А. М.** Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. 496 с.

3. **Кроха В. А.** Упрочнение металлов при холодной пластической деформации. Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 157 с.

4. **Воронцов А. Л.** Теория штамповки выдавливанием. М.: Машиностроение, 2004. 721 с.

5. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 2. Состояние вопроса // Вестник машиностроения. 2008. № 2. С. 67—75.

6. **Кузнецов В. Д.** Физика резания и трения металлов и кристаллов. М.: Наука, 1977. 310 с.

7. **Резников А. Н.** Теплофизика резания. М.: Машиностроение, 1969. 288 с.

8. **Талантов Н. В.** Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. М.: Машиностроение, 1992. 240 с.

9. **Рыжкин А. А.** Теплофизические процессы при изнашивании инструментальных режущих материалов. Ростов-на-Д.: ДГТУ, 2005. 311 с.

10. **Силин С. С.** Метод подобия при резании материалов. М.: Машиностроение, 1979. 152 с.

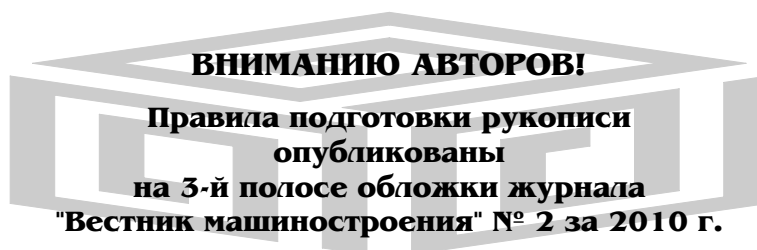
11. **Лоладзе Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1982. 320 с.

12. **Даниелян А. М.** Теплота и износ инструментов в процессе резания металлов. М.: Машгиз, 1954. 276 с.

13. **Макаров А. Д.** Оптимизация процессов резания. М.: Машиностроение, 1976. 278 с.

14. **Полетика М. Ф.** Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. М.: Машиностроение, 1969. 148 с.

15. **Воронцов А. Л., Султан-заде Н. М., Албагачиев А. Ю.** Разработка новой теории резания. 9. Практические расчеты параметров резания при точении // Вестник машиностроения. 2008. № 9. С. 67—76.



УДК 658.5

Л. М. КЛЯЧКО, академик МИА, канд. техн. наук, А. Е. СТЕПАНОВ, д-р экон. наук (ОАО ЦНИИ "Курск"),
Н. И. САЛАМАТИНА, д-р экон. наук (Банк "Российский капитал"),
Е. А. ПРИХОДЬКО, канд. экон. наук (ООО "Росгосстрах"), e-mail: klyachko@kyrs.ru

Проблемы инновационной деятельности и интеллектуальной собственности

Рассмотрена необходимость создания инфраструктуры интеллектуальной собственности на основе формирования институтов развития инновационной экономики для создания национальной инновационной системы, базирующейся на экономике нематериальных активов. Указаны основные приоритетные направления научно-инновационного развития и механизм их реализации.

Ключевые слова: трансферт технологий, венчурная компания, бизнес-инкубаторы, нематериальные активы, интеллектуальная собственность, макротехнологии.

Need of the intellectual property infrastructure development on the basis of forming of institutes of developing of innovation economics for creation national innovation system, based on the fictitious assets economics, is considered. Basal priority trends of scientific-innovation development and mechanisms of their realization have been shown.

Keywords: transfer of technologies, venture company, business-incubators, fictitious assets, intellectual property, macrotechnology.

В настоящее время назрела необходимость ускорить работу по созданию инфраструктуры интеллектуальной собственности. Для этого необходимо формирование институтов развития инновационной экономики для создания национальной инновационной системы и развития тем самым экономики нематериальных активов. Помимо внешних факторов на деятельность хозяйствующих субъектов доминирующее влияние оказывают внутренние (ресурсные и инновационные) факторы как источники экономического роста. При этом инновационные факторы (введение новшеств, многократно повышающих производительность и эффективность использования ресурсных факторов) в экономически развитых странах положительно влияют на динамику соотношения вкладов в бизнес нематериальных и материальных составляющих. Так, если в 1978 г. отношение вкладов в бизнес нематериальных составляющих (бизнес-моделей, систем,

знаний, брендов, технологий, процессов и др.) и материальных составило 1:20, то в 2009 г. оно по предварительным данным стало 9:1, а к 2015 г. ожидается равным $\approx 19:1$ [1]. При этом к видам деятельности, связанным с приобретением и реализацией прав интеллектуальной собственности в процессе научно-производственной и хозяйственной деятельности хозяйствующих субъектов, можно отнести: договорные отношения между заказчиком и исполнителем работ (определение в них прав на результаты интеллектуальной деятельности); патентные исследования и обеспечение правовой охраны; бухгалтерский и налоговый учет прав на результаты интеллектуальной деятельности и обеспечение их использования; трансфер технологий с учетом результатов интеллектуальной деятельности; организацию взаимоотношений между работодателем и работником, мотивацию их деятельности в отношении имущественных прав, охраны коммерческой тайны, создания и организации оборота результатов интеллектуального труда; защиту прав и интересов обладателя интеллектуального труда — хозяйствующего субъекта, физического лица (индивидуума).

Пилотными отечественными проектами в области развития экономики нематериальных активов стали: ОАО "Российская венчурная компания", технопарки, особые экономические зоны, центры трансферта технологий, бизнес-инкубаторы и некоторые другие [2].

Государственные системы инфраструктуры поддерживают инновационную деятельность на федеральном, региональном, отраслевом, академическом уровнях.

Системы инвестиционной, экономической и правовой поддержки обеспечивают создание инвестиционного климата на федеральном, региональном, отраслевом и корпоративном уровнях; создают и поддерживают страховую деятельность в об-

ласти инновационного инвестирования, систему венчурных фондов; ведут подготовку инновационных проектов для инвестирования; развивают сеть консультационных служб по правовому сопровождению инновационной деятельности.

Системы научно-технической поддержки обеспечивают: научно-техническую и финансово-экономическую экспертизу инновационных проектов; оценку интеллектуальной собственности и охрану авторских прав; проведение испытаний и сертификации продукции на всех этапах ее создания и обеспечения качества.

Системы ресурсной поддержки определяют создание информационных баз по интеллектуальному и инновационному потенциалу предприятий, отраслей, регионов, государства в целом и создание сети информационных предприятий, обслуживающих инновационную деятельность, а также проведение аналитических работ по оценке состояния инновационного потенциала хозяйствующих субъектов с организацией обмена информацией между структурами инновационного типа и инвесторами. Кроме того, эти системы обеспечивают подготовку и переподготовку кадров для инновационной деятельности, а также реализацию материально-технического и строительного обеспечения.

Системы функциональной поддержки инновационной деятельности обеспечивают: конструкторскую, технологическую и производственную составляющие; маркетинговую, издательскую и рекламно-выставочную деятельность, а также работу сервисно-инновационных служб.

Системы управленческо-методической поддержки инновационной деятельности обеспечивают: организацию деловых процессов; развитие организационных форм, корпоративной организационной культуры; проведение инжиниринговых и реинжиниринговых работ в структурах инновационного типа; создание технологий в области целевого и стратегического планирования организации, стимулирования, контроля координации и регулирования; отработку процедур координации и мотивации участников по выполнению комплексных федеральных, отраслевых, региональных и корпоративных инновационных программ, а также разработку и обеспечение участников инновационной деятельности методическими материалами по организации и управлению инновациями [3].

Инновационная политика должна основываться на создании такой системы, которая позволит в кратчайшие сроки и с высокой эффективностью использовать в промышленном производстве интеллектуальный и научно-технический потенциалы страны. Она является мощным рычагом, с помощью которого можно преодолеть спад в экономике, особенно в условиях глобального финансового и экономического кризиса, обеспечить ее структурную перестройку и насытить рынок конкуренто-

способной наукоемкой продукцией. Следует отметить, что в 2007 г. наукоемкая продукция, изготавливаемая на отечественных предприятиях, составляла по разным оценкам не более 3 ÷ 5 % в валовом внутреннем продукте (ВВП), а доля этой продукции в российском экспорте не превышала 0,3 % мирового рынка наукоемкой продукции. Для сравнения: доля США составляла около 39 %, Японии — 30 %, Германии — 16 %, а вклад интеллектуального капитала (нематериальных активов) в экономический рост в индустриально развитых странах составляет порядка 70 ÷ 90 %, в России же он не превышает 5 %. Такие малые доли наукоемкой продукции в мировом рынке можно отчасти объяснить недостаточной проработкой теоретической и методологической баз организационно-экономического и управленческого сопровождения инновационных процессов и высокотехнологичных предприятий [4, 5].

Синтетическим показателем, объединяющим конкурентоспособность продукции, товаропроизводителя, виды экономической деятельности и характеризующим положение государства на мировом рынке, является показатель конкурентоспособности страны, зависящий от способности конкретного товаропроизводителя поставлять на рынок (внешний и внутренний) конкурентоспособный товар. В общем виде этот показатель можно определить как способность страны в условиях свободной конкуренции производить товары и услуги, удовлетворяющие требованиям мирового рынка, реализация которых позволит коренным образом повысить благосостояние как государства в целом, так и его отдельных граждан. В 2000 г. Россия по показателю конкурентоспособности страны была на 55-м месте из 59 стран; в 2006 г. падение по этому показателю впервые приостановилось — Россия заняла 59-е место из 125 стран, а в 2007 г. — 58-е место из 131 страны. Стратегия перехода России из разряда поставщиков своих природных ресурсов в лидеры по производству наукоемкой и конкурентоспособной продукции должна стать приоритетным направлением научно-технического развития [6, 7].

Начальным звеном инновационной стратегии являются владельцы и авторы интеллектуальной собственности и носители знаний. Это звено необходимо укреплять и пополнять молодыми инноваторами (изобретателями). В России есть все ресурсы для развития собственного конкурентоспособного производства и реализации стратегии экспорта интеллектуальной собственности и наукоемких изделий и новых технологий. Россия имеет патенты на прорывные изобретения, которыми не располагают другие страны мира. На этой основе необходимо воспитывать, выращивать и обучать изобретательству и техническому творчеству молодых специалистов и делать это параллельно с разработкой и коммерциализацией изобретений инноваторов.

По данным Минэкономразвития общий объем государственных средств на капитализацию институтов развития инновационной деятельности и финансирование их программ составил на 1 июня 2008 г. около 920 млрд р. Кроме того, государственное финансирование исследований и разработок достигло около 250 млрд р., при этом 80 % НИОКР финансируется государством, а 20 % — бизнесом. Однако по данным Роспатента из 100 % охраноспособных результатов интеллектуальной деятельности за счет бюджетного финансирования патентуется около 10 %, а в коммерческом обороте находятся всего 1 ÷ 2 %. В целом за Российской Федерацией на конец 2008 г. закреплены права только на 368 результатов интеллектуальной деятельности. Вместе с тем экономически развитые страны, в которых инновационная экономика доминирует, патентуют за пределами своей страны каждое четвертое национальное изобретение, Россия же патентует за рубежом только каждое 60-е изобретение. Не удивительно, что в структуре отечественного экспорта нематериальные активы фактически отсутствуют, а средняя доля нематериальных активов отечественных предприятий составляет лишь 0,3 % всех оборотных активов, что почти в 100 раз меньше, чем в инновационных экономиках индустриально развитых стран [2].

Формирование инновационного процесса в стране по принципу технологических запросов не будет иметь ожидаемого эффекта, так как после этого надо решать проблемы их практической реализации. Поэтому технологические запросы должны появляться в ответ на запросы практики, и здесь можно ожидать впечатляющих результатов, а государство, по меньшей мере, должно способствовать формированию соответствующих общедоступных информационных ресурсов. В последние годы широкое распространение получил механизм коммерциализации технологий, суть которого заключается в выделении бюджетных средств на эти цели при условии долевого финансирования со стороны частных инвесторов. Вместе с тем частные инвесторы стараются минимизировать риски, в результате чего финансируются не инновационные технологии, а разработки по совершенствованию уже действующих технологических процессов, что не способствует развитию технологического лидерства (инновационной деятельности). Поэтому стимулирование бизнеса к развитию инновационной деятельности со стороны государства должно строиться не на прямом софинансировании, а на обеспечении инфраструктурой, налоговом стимулировании и др. Кроме того, чтобы быть конкурентоспособным, необходимо в значительной мере отказаться от копирования и заимствования опыта экономически развитых стран, т. е. двигаться в русле догоняющего развития, так как решение поставленной задачи требует собственных усилий по

инновационному развитию видов экономической деятельности. Иными словами, инновация ("подрывающая") в форме технологического кластера открывает новый технологический цикл, новый цикл инновационного бизнеса, так как она предназначена не поддерживать существующую и устоявшуюся базовую технологию и вместе с ней сильные устоявшиеся компании на этом рынке, а полностью сменить эту технологию и кардинально подорвать рынок [6, 8].

Специалисты отмечают, что экономика будущего будет трансформироваться в экономику знаний и строить ее необходимо с учетом налаженной системы генерирования знаний. При этом экономику знаний следует сделать доминирующей по отношению к сырьевой составляющей, для чего надо вкладывать в нее 50 ÷ 60 млрд долларов в год. В связи с этим сама отрасль экономики знаний должна давать доходы в пределах вышеупомянутой суммы, но достигнуть этого пока невозможно, так как нет внутренних и внешних рынков, позволяющих получить такую сумму. В этом случае возможно применение механизма таможенных и налоговых преференций, скоррелированных с рынком: продал продукт — получил таможенные или налоговые преференции, т. е. этот процесс затрагивает в дальнейшем формы перераспределения бюджета [5, 6].

Современная экономика, в том числе и отечественная, должна функционировать и развиваться на основе корпоративных технологий управления, а государство должно определять национальную стратегию развития, определять и устанавливать общие рамки хозяйственно-экономической, финансовой и инновационной деятельности, отслеживать соблюдение национальных интересов, управлять рисками. Коммуникации, компромиссы, согласованные действия заинтересованных сторон (государства и частного бизнеса) в рамках национальных интересов в общих чертах и должны определять современную промышленную политику [7].

Концепция так называемой стратегии экономического роста страны основана на активизации ее конкурентных преимуществ, к которым можно отнести: природные ресурсы, обширную территорию и большой внутренний рынок, уровень образования населения, дешевую и достаточно квалифицированную рабочую силу, научно-промышленный потенциал, наличие конкурентоспособных технологий (особенно в оборонно-промышленном комплексе), свободные производственные площади (чрезмерно законсервированные мобилизационные мощности), опыт экспорта наукоемкой и высокотехнологичной продукции и т. д.

Реализация названных выше преимуществ уже в среднесрочной перспективе может дать устойчивый экономический рост, общее увеличение инвестиций, особенно в наукоемкую промышленность и новые технологии, а это в конечном итоге будет

способствовать снижению инфляции и повышению жизненного уровня населения страны. Как утверждают отечественные ученые, следует в первую очередь надеяться на внутренние возможности России, в частности на реализацию ее научно-производственного потенциала, поскольку на сырьевых ресурсах несмотря на то, что они составляют 28 % мировых запасов, необходимого подъема экономики достигнуть сложно. По прогнозам к 2015 г. их потребление возрастет примерно всего в 2 раза, в то время как уже к настоящему времени Россия отстает по ВВП на душу населения от экономически развитых стран примерно в 10 раз. Следовательно, необходимо искать приемлемый выход. Достаточно отметить, что объем мирового рынка наукоемкой продукции уже сегодня составляет более 2 трлн 300 млрд долл., причем доля России в этом объеме достигает всего около 0,3 %. А через 15 лет рынок наукоемкой продукции может возрасти примерно до 4 трлн долл. Расчеты показывают, что, овладев даже десятой частью этого рынка, Россия может примерно на порядок превзойти потенциальный национальный нефтегазовый экспорт.

Прогнозы некоторых отечественных ученых также свидетельствуют о необходимости сделать ставку на научно-промышленный потенциал, особенно потенциал ОПК. По их мнению, Россия вполне может претендовать на 10÷5 % мирового рынка наукоемкой продукции, что может приносить доход до 180 млрд долл. в год, обеспечивая при этом приблизительно трехкратный рост объема ВВП на душу населения и одновременно удовлетворяя социальный спрос на науку, высшее образование и т. д. [7, 9].

В целях достижения уровня развития экономически развитых стран Россия должна пройти через радикальное технологическое перерождение. Проводимые институциональные преобразования показывают, что по всем основным показателям мы имели одинаковую с экономически развитыми странами промышленную инфраструктуру за исключением развития технологической среды в виде систем обеспечения качества, стандартизации, автоматизации в области НИОКР, компьютеризации производства. Следовательно, уровень развития технологической инфраструктуры является тем водоразделом между индустриальными и постиндустриальными странами, который необходимо преодолеть нашей стране в XXI веке. Как показывает анализ мирового рынка, выпуск наукоемкой продукции обеспечивают всего около 50 макротехнологий, которые представляют собой совокупность научных знаний и производственно-технических возможностей для поставки на мировой рынок самолетов, ядерных реакторов, новых материалов, технологий, компьютерных программ и др. Причем семь наиболее экономически развитых стран,

обладая примерно 46 микротехнологиями, контролируют около 80 % мирового рынка.

Следует отметить, что выбор макротехнологических приоритетов в нашей стране должен основываться на совершенно новом принципе. В частности, бесперспективна поддержка десятков приоритетных научно-технических программ по всему фронту проводимых исследований, так как этого в настоящее время не может позволить себе даже самая развитая в экономическом отношении страна. Как предлагают отечественные ученые, для присвоения той или иной макротехнологии статуса приоритетной целесообразно сопоставить затраты на формирование по ней научной базы знаний и ожидаемый эффект от реализации наукоемкой конкурентной продукции, изготовленной по данной макротехнологии. Лишь после этого по каждой приоритетной макротехнологии следует формировать федеральные (региональные) целевые программы.

Анализ практики формирования приоритетных направлений научно-инновационного развития и механизма их реализации требует проведения ряда комплексных мер, которые связаны:

- с необходимостью законодательного утверждения перечня долгосрочных приоритетных направлений развития науки, техники и технологий, являющихся ядром шестого технологического уклада;

- с необходимостью ревизии нормативно-правового обеспечения финансирования науки (следует довести объемы финансирования до 7 % от расходной части федерального бюджета, а внутренние затраты на науку из всех источников — до 5 %; при этом увеличение бюджетного финансирования науки должно сопровождаться предоставлением предприятиям научно-инновационного сектора экономики широкого спектра налоговых и амортизационных льгот, стимулирующих их инновационную деятельность);

- с необходимостью в академических, вузовских и отраслевых секторах науки проводить обоснование уровня расходов на финансирование научных исследований и разработок с учетом социально-экономических целей, областей науки и видов работ (фундаментальных и прикладных исследований, разработок) с соблюдением научно-обоснованных пропорций между ними; для активного привлечения предпринимательского сектора экономики к науке и инновациям целесообразно внедрить механизм экономического принуждения предприятий разных форм собственности путем нормативного распределения получаемой ими прибыли для обязательного финансирования расходов на НИОКР, вовлечения результатов интеллектуальной собственности в хозяйственный оборот;

- с необходимостью оптимального распределения научно-технического потенциала по регионам и отраслям с целью недопущения разрыва его между мощностью и качеством;

УДК 628.517:621.643

С. В. ГОРИН д-р техн. наук, М. В. КУКЛИН (Севмашвтуз, г. Северодвинск)

Эффективность снижения низкочастотных колебаний в гидравлических системах резонаторами Гельмгольца

Представлены результаты исследований низкочастотных гасителей пульсаций давления в рабочей среде трубопроводной системы стенда — аналога IV контура атомной энергетической установки. Приведены расчеты акустических характеристик резонаторов Гельмгольца и результаты акустических испытаний по снижению уровней колебаний на лопастных частотах циркуляционного насоса. Показано, что эффективность таких конструкций зависит как от точности настройки частоты собственных колебаний резонатора на лопастную частоту источника колебаний, так и от места установки резонатора в трубопроводной системе.

Ключевые слова: трубопроводные системы, колебания рабочей среды, резонатор Гельмгольца.

Investigation results of low-frequency pressure pulsation dampers in the operating environment of pipeline system of a test bench — analog of IV contour of nuclear power plant are presented. Calculations of acoustic characteristics of Helmholtz resonators and results of acoustic test per oscillations levels lowering at vane frequencies of a circulation pump are adduced. It was shown that the efficiency of such designs depends both upon the frequency adjustment accuracy of natural oscillations of the resonator on the vane frequency of the oscillation source, and upon the resonator seat in the pipeline system.

Keywords: pipeline systems, oscillations of operating environment, Helmholtz resonator.

Основой большинства атомных энергетических установок являются трубопроводные системы с лопастными машинами — центробежными и осевыми насосами, которые создают уровни гидродинамического шума и вибрации в широком диапазоне частот — от инфразвуковых до ультразвуковых [1].

Причем у насосов всех типов колебания имеют наибольшие уровни на лопастных частотах $f_{л} = z f_{об}$ (z — число лопастей рабочего колеса насоса; $f_{об}$ — оборотная частота ротора насоса). Для снижения вибрации механизмов и систем разработаны специальные материалы, способные длительно рабо-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 66)

с необходимостью соблюдения научно обоснованных пропорций между затратами на науку, образование и инвестициями в основные фонды с целью обеспечения устойчивого развития науки, подготовки конкурентоспособных научных и инженерных кадров для инновационной экономики, материализации и промышленного тиражирования инноваций;

с необходимостью учета временного лага (3÷5 лет) между получением научно-технических результатов и их внедрением в промышленности с целью реализации принципа непрерывности финансирования науки [7, 8].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Капран Н. П. О политике хозяйствующего субъекта в сфере управления интеллектуальной собственностью // Биржа интеллектуальной собственности. 2009. № 2. С. 7—11.

2. Интеллектуальная собственность — XXI век // Биржа интеллектуальной собственности. 2009. № 6. С. 33, 34.

3. Анисимов С. Н., Ляхович Д. Г., Федорова Е. Н. Организация и управление деятельностью структур инновационного типа / Под ред. И. Н. Омельченко. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. 172 с.

4. Фалько С. Г., Иванова Н. Ю. Управление нововведениями на высокотехнологичных предприятиях. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. 256 с.

5. Тодосийчук А. В. Научно-технический потенциал России: структура, динамика, эффективность // Биржа интеллектуальной собственности. 2008. № 10.

6. Николаев И. А. Обеспечение конкурентоспособности через технологические кластеры // Биржа интеллектуальной собственности. 2008. № 5.

7. Промышленная политика в современных условиях: инновации, инвестиции, интеграция (отечественный и зарубежный опыт) / Л. М. Клячко, А. Е. Степанов, А. Д. Рузанкин и др. Под ред. Л. М. Клячко, А. Е. Степанова. М.: ООО "Мобильная полиграфия", 2006. 375 с.

8. Харитонов П. Т. О проблемах инновационного развития России // Биржа интеллектуальной собственности. 2008. № 3.

9. Федотов С. В., Степанов А. Е., Малов А. С. Инновационное развитие: проблемы и перспективы // Дороги и Бизнес. М.: Аспор, 2009. С. 38—47.

тать в условиях повышенного радиоактивного излучения и при высоких температурах [2].

Снижение колебаний рабочих сред (гидродинамического шума) в трубопроводных системах на дискретных составляющих спектра может осуществляться простейшими реактивными гасителями пульсаций — резонаторами Гельмгольца. Исходные данные для расчета частоты собственных колебаний резонатора Гельмгольца: плотность воды $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$, модуль объемной упругости воды $E_1 = 2,1 \cdot 10^9 \text{ Па}$, модуль Юнга стали $E_2 = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}$, объем полости резонатора $V = 0,011 \text{ м}^3$, длина горла резонатора $l_T = 0,202 \text{ м}$, радиус горла резонатора $r = 0,025 \text{ м}$. Рабочей средой в трубопроводной системе являлась пресная вода, скорость звука в которой составляла $c = \sqrt{E_1/\rho} = 1449 \text{ м/с}$. Параметры резонатора Гельмгольца были следующими: эффективная длина горла резонатора $l_3 = l_T + 1,57r = 0,241 \text{ м}$, площадь поперечного сечения горла $S_p = \pi r^2 = 1,963 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, колебательная масса $m = \rho l_3 S_p = 0,474 \text{ кг}$, жесткость $K_p = \rho c^2 S_p^2 / V = 7,36 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$.

При расчете собственной частоты резонатора Гельмгольца учитывалась податливость шпилек и фланцев.

Объемная полость резонатора Гельмгольца (рис. 1) изготовлена из двух стальных полусфер с фланцами, соединенных в единое целое 12 болтами М12 длиной $l_1 = 0,028 \text{ м}$, диаметром $d = 0,012 \text{ м}$. Площадь поперечного сечения болта $S_6 = \pi d^2 / 4 = 1,13 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, жесткость одного болта $K_6 = E_2 S_6 / l_1 = 8,48 \cdot 10^8 \text{ Н/м}$.

При определении жесткости фланцев учитывали только продольные деформации, изгибными деформациями ввиду малой толщины фланцев пренебрегали. Параметры фланца: толщина $l_\phi = 0,013 \text{ м}$;



Рис. 1

диаметр каждого из 12 отверстий под болты $d_{\text{отв}} = 0,0125 \text{ м}$; наружный $D = 0,36 \text{ м}$ и внутренний диаметры фланца $d = 0,3 \text{ м}$; площадь поперечного сечения фланца $S_\phi = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - 12 \frac{\pi d_{\text{отв}}^2}{4} = 0,03 \text{ м}^2$; жесткость фланца $K_\phi = E_2 S_\phi / l_\phi = 4,85 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}$.

Жесткость резонатора Гельмгольца с учетом жесткости шпилек и фланцев

$$K = \frac{K_p K_6 K_\phi}{K_6 K_\phi + 12 K_p K_\phi + 2 K_p K_6} = 7,28 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

С учетом податливости шпилек и фланцев жесткость резонатора снижается на 1%. Это необходимо учитывать при расчете массогабаритных и акустических параметров резонаторов, предназначенных для работы в волноводах с жидкими рабочими средами. Частота собственных колебаний резонатора Гельмгольца с учетом податливости шпилек и фланцев: $f_{c,p} = 1/2\pi \sqrt{K/m} = 197 \text{ Гц}$.

Эффективность установки гасителя пульсаций, дБ [3]:

$$\Delta L = 20 \lg \left| 1 + \frac{Z_{\text{и}} Z_{\text{н}}}{Z_{\text{г}} (Z_{\text{и}} + Z_{\text{н}})} \right|,$$

где $Z_{\text{г}}$, $Z_{\text{и}}$, $Z_{\text{н}}$ — импедансы соответственно гасителя пульсаций (резонатора Гельмгольца) и трубопроводов со стороны источника колебаний (насоса) и со стороны нагрузки.

Импеданс резонатора $Z_{\text{г}} = R + j(\omega m - K/\omega)$ зависит от частоты колебаний и принимает минимальное значение на частоте собственных колебаний резонатора, когда мнимая часть импеданса становится равной нулю.

Анализ формулы эффективности позволяет сделать следующие выводы:

1) наибольшее снижение колебаний от установки резонатора будет иметь место на частоте его собственных колебаний, когда $Z_{\text{г}} \rightarrow 0$;

2) эффективность резонатора зависит от места установки в гидравлической системе и будет максимальной на частоте его собственных колебаний в сечении с наибольшими значениями $Z_{\text{и}}$, $Z_{\text{н}}$;

3) эффективность резонатора близка к нулю при его установке в местах, где на его собственной частоте импеданс системы со стороны источника $Z_{\text{и}} \approx 0$ или со стороны нагрузки $Z_{\text{н}} \approx 0$.

С целью определения эффективности работы резонаторов в реальных условиях были проведены их исследования в трубопроводной системе стенда—аналога IV контура атомной энергетической установки [1]. Резонаторы устанавливали поочередно и одновременно на расстоянии 2,85 м от насоса на всасывающей ветви и на расстоянии 1,5 м

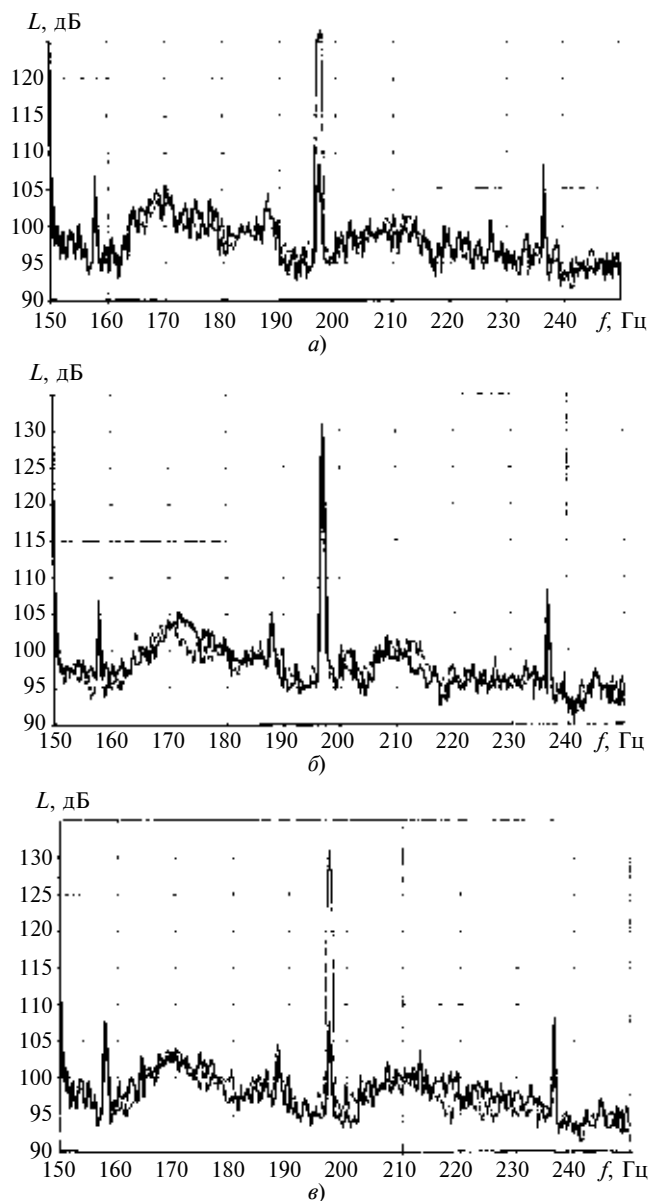


Рис. 2

на напорной ветви. Пульсации давления измеряли в четырех точках стенда с помощью измерительного комплекса [4]. Эффективность работы резонаторов оценивали по разнице уровней колебаний, полученных до и после установки резонаторов в трубопроводную систему.

Уровень пульсации давления на лопастной частоте циркуляционного насоса ($f_{\text{лоп}} = 197$ Гц) при установке резонатора на напорной ветви снизился до 108,5 дБ, т. е. на 22,5 дБ (рис. 2, а), при установке на всасывающей ветви до 128 дБ, т. е. всего на 3 дБ (рис. 2, б), а при одновременной установке двух резонаторов и на всасывающей, и на напорной ветви уровень снизился до 107,5 дБ, т. е. на 23,5 дБ (рис. 2, в), что всего на 1 дБ больше, чем при установке одного резонатора на напорной ветви.

Анализ полученных результатов показал, что реальные гидравлические системы с точки зрения акустики представляют собой единую колебательную систему. Для снижения колебаний в таких системах нет необходимости устанавливать гасители пульсаций до и после источника колебаний (насоса), как это рекомендуют некоторые исследователи, например В. П. Шорин [5]. Конструктивное исполнение стенда не позволило исследовать работу резонаторов при установке в других местах стенда для определения максимальной эффективности снижения колебаний. Дополнительные исследования требуют также определение оптимальных массогабаритных характеристик резонаторов. Это связано с тем, что машинные отделения как стационарных, так и судовых атомных энергетических установок насыщены оборудованием и в них невозможна установка каких-либо громоздких изделий.

Выводы

Для снижения дискретных составляющих уровней колебаний давления рабочей среды в гидравлических системах можно использовать резонаторы Гельмгольца.

При расчете массогабаритных и акустических параметров резонаторов, предназначенных для работы в волноводах с жидкими рабочими средами, необходимо свести к минимуму влияние податливости стенок резонатора и учитывать податливость резьбовых соединений фланцев.

Необходимо обеспечить совпадение частот собственных колебаний резонатора и колебаний источников.

Резонаторы необходимо устанавливать в сечениях, импедансы системы в которых как со стороны источника ($Z_{\text{и}}$), так и со стороны нагрузки ($Z_{\text{н}}$) максимальны.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Бахтатов Е. В., Воронин А. М., Горин С. В. Гидродинамический шум в системах заборной воды атомных энергетических установок // Вестник машиностроения. 2009. № 2. С. 86, 87.
2. Бегаева Ж. П., Горин С. В. Технология изготовления упругодемпфирующих элементов и их применение для снижения колебаний оборудования и систем атомных энергетических установок // Перспективные материалы. 2006. № 5. С. 31–34.
3. Горин С. В., Лесняк А. Н. Распространение звука в волноводе, содержащем импедансные включения // Акустический журнал. 1987. Т. 33. Вып. 5. С. 856–862.
4. Горин С. В., Макарова О. В., Шувалов А. А. Виброакустический измерительный комплекс на базе персонального компьютера // Вестник компьютерных и информационных технологий. 2007. № 2. С. 54–56.
5. Шорин В. П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. М.: Машиностроение, 1980. 156 с.

Черпаковый насос с торцевым электроприводом

Рассмотрены вопросы проектирования черпакового электронасоса на основе принципа конструктивного совмещения. Сформулированы основные требования к насосным агрегатам этого типа. Дано описание одной из предложенных конструкций.

Ключевые слова: черпаковый насос, торцевой электропривод, проектирование, конструктивное совмещение.

The design matters of a scoop electric pump on the basis of the designed matching principle are considered. Basic requirements to the pump units of that type have been formulated. One of the designs being proposed has been described.

Keywords: scoop pump, end electric drive, design, designed matching.

Создание новых изделий в электромашиностроении должно сопровождаться поиском оптимальных конструктивных решений, позволяющих при наименьших трудовых затратах достигать таких показателей качества изделий, при которых последние могут быть вполне конкурентоспособными на мировом рынке [1]. Большие возможности для снижения материалоемкости и уменьшения габаритов изделий открывает принцип конструктивного совмещения (ПКС) в процессе проектирования [1, 2], в частности, черпаковых электронасосов.

Насосы этого типа известны давно. Одна из конструкций — насос с вращающимся корпусом, приведена в работе [3]. Корпус насоса жестко присоединен к корпусу двигателя, а вращающийся корпус закреплен на консоли вала электродвигателя и расположен в полости корпуса насоса, в которую поступает перекачиваемая жидкость. Жидкость отводится по каналу приемника, неподвижно установленного внутри вращающегося корпуса. Такой насос находит применение в области малых производительностей и высоких напоров, его КПД достигает 60 %.

Известен черпаковый насос для системы жидкостного охлаждения радиоэлектронной аппаратуры [4], содержащий электродвигатель, вращающийся корпус насоса, соединенный с валом электродвигателя посредством шпонки, неподвижно установленный в корпусе насоса черпак, подводящий и отводящий патрубки для перекачиваемой жидкости.

В работе [5] описан черпаковый насос для воды и химически агрессивных жидкостей, в котором

вращающийся корпус насоса присоединен к торцу ротора электродвигателя.

Черпаковый электронасосный агрегат НЧ 5/170-1 [6], выпускаемый Катайским насосным заводом (Курганская обл.), — одноступенчатый, горизонтальный, предназначен для перекачивания сжиженных углеводородных газов (пропана, бутана и их смесей) из автоцистерны заправщика в баллоны автомобилей при температуре от -40 до $+40$ °С.

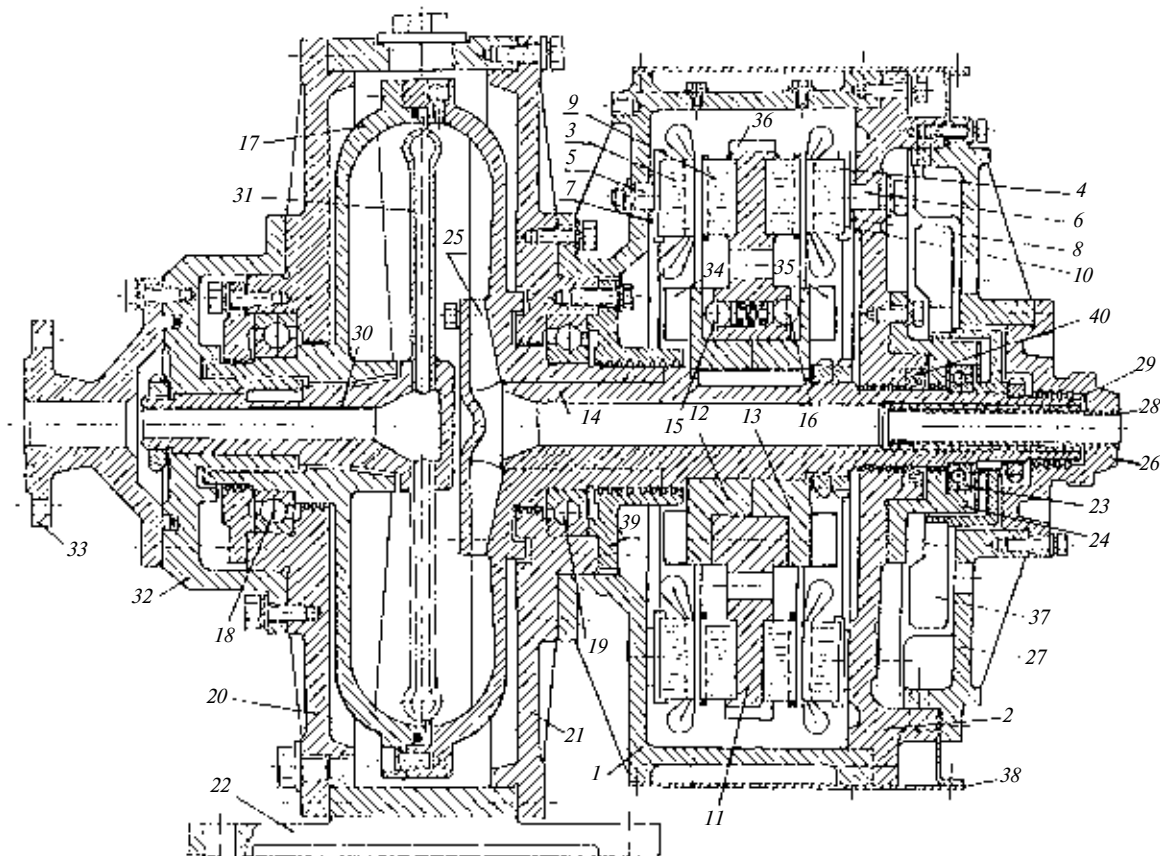
Электродвигатель и насос выполнены как конструктивно независимые блоки. Электродвигатель закреплен на станине насоса с помощью фланцевого соединения, а вал электродвигателя и вал насоса сопряжены посредством предохранительной муфты с резиновыми пальцами, которая закреплена на выходном конце вала электродвигателя. Агрегат содержит жестко соединенный с валом насоса сборный оребренный изнутри корпус с центробежным колесом и черпак, установленный внутри вращающегося корпуса на неподвижном отводе. При вращении вала насоса перекачиваемая жидкость поступает в канал черпака, а из него по каналу в неподвижном отводе выводится и направляется по назначению.

На сайте [7] приведены данные по черпаковому электронасосу НЦТ 1/10, предназначенному для перекачки морской воды с температурой до 35 °С и пресной воды с температурой до 70 °С; а на сайте [8] — по нефтяному черпаковому насосу НЧ 5/170-1.

Общим для указанных насосов является их привод от асинхронных электродвигателей, что влечет за собой большие осевые размеры и массу. Отмеченные недостатки можно устранить при последовательном применении ПКС в процессе проектирования черпакового насоса с приводом от торцевого асинхронного электродвигателя (ТАД).

На рисунке приведен продольный разрез черпакового насоса [9].

Корпус электродвигателя состоит из двух несущих щитов 1 и 2, жестко соединенных между собой. На внутренних сторонах щитов установлены магнитопроводы 3 и 4 кольцевой формы с m -фазными обмотками возбуждения. Магнитопроводы жестко крепятся на фиксирующих опорах 5 и 6 через регулировочные прокладки 7 и 8, которые служат для установки величины воздушных зазоров



между плоскостями магнитопроводов 3 и 4 статора и магнитопроводов 9 и 10 ротора.

Магнитопроводы 9 и 10 ротора также имеют кольцевую форму, снабжены короткозамкнутыми обмотками и жестко закреплены в кольцевых расточках центрального диска 11 ротора. Диск свободно установлен на цилиндрических поверхностях полумуфт 12 и 13, которые шпонкой соединены с валом 14. Полумуфты 12 и 13 прилегают с противоположных сторон к торцевым плоскостям ступицы диска 11 буртиками, имеющими радиальные канавки треугольного профиля. В ступице диска выполнены осевые отверстия, в которых находятся подпружиненные шарики 15 и 16, входящие в радиальные канавки буртиков полумуфт. Полумуфты с шариками образуют предохранительную муфту, исключающую возможные перегрузки электродвигателя.

Вал 14 представляет собой единый вал электронасоса, с которым жестко связан вращающийся корпус 17 насоса. Вал 14 совместно с корпусом 17 установлен на подшипниках 18 и 19, размещенных в расточках боковых крышек 20 и 21 станины 22 насоса, и имеет дополнительный подшипник 23, размещенный в кольцевой расточке фланца 24, присоединенного к наружному несущему шиту корпуса электродвигателя.

Вал 14 электронасоса выполнен полым. Его центральный осевой канал сопряжен с полостью центробежного колеса 25, жестко присоединенного к стенке корпуса 17 изнутри, и отверстием входного патрубка 26, присоединенного к крышке 27 наружного несущего шита 2. Для подвода перекачиваемой жидкости к центробежному колесу 25 по центральному каналу вала 14 входной патрубков 26 снабжен гильзой 28, жестко с ним связанной и входящей в центральный осевой канал вала 14. Гильза 28 отделена от внутренней поверхности вала уплотнением 29, заполняющим кольцевой зазор между гильзой и валом.

Корпус 17 насоса выполнен сборным, что необходимо для установки в его полости неподвижного отвода 30, на котором закреплен черпак 31. При необходимости могут быть установлены дополнительные черпаки (показано штриховыми линиями). Отвод 30 жестко закреплен на наружной крышке 20 станины 22 насоса посредством фланца 32, к которому присоединен выходной патрубок 33. Для вывода перекачиваемой жидкости, поступающей из канала черпака 31, отвод 30 снабжен центральным каналом, соосным с отверстием патрубка 33 и каналом вала 14 электронасоса.

В конструкции электронасоса предусмотрена комбинированная система охлаждения тепловыделяющих элементов, включающая конструктивные

элементы в форме лопаток 34 и 35 на торцах буртиков полумуфта 12 и 13 и лопаток 36 на наружной поверхности центрального диска 11 ротора, а также колесо вентилятора 37, установленное на конце вала 14, и сеть вентиляционных каналов, образованных снаружи оребренного корпуса электродвигателя через посредство кожуха 38, охватывающего ребра корпуса.

Для защиты центральной кольцевой полости электродвигателя от проникновения перекачиваемой жидкости предусмотрена комбинированная система уплотнений. На внутренней боковой крышке 21 станины 22 насоса выполнены лабиринтные и канавочные уплотнения, заполняемые пластичной смазкой. Канавочные уплотнения предусмотрены также между валом 14 и фланцем 39, удерживающим подшипник 19 от осевого смещения, между валом 14 и охватывающими его поверхностями несущего щита 2 корпуса электродвигателя, фланца 24, входного патрубка 26. Для повышения надежности уплотнения в торцевой расточке щита 2, примыкающей к ребру фланца 24, на валу 14 установлено манжетное уплотнение 40.

Перед пуском электронасос заполняется перекачиваемой жидкостью в соответствии с установленными для черпаковых насосов правилами, после чего включают его электродвигатель, подключая обмотку статора к сети. В результате воздействия вращающегося магнитного поля на проводники короткозамкнутых обмоток магнитопроводов 9 и 10 ротор электродвигателя и вал 14 электронасоса совместно с корпусом 17 приводятся во вращение.

Перекачиваемая жидкость по центральному каналу вала 14 поступает к центробежному колесу 25 и под действием центробежных сил отбрасывается из центральной зоны полости корпуса 17 к периферии, где создается избыточное давление. Этому способствуют внутренние ребра на стенках корпуса 17. В зоне повышенного давления жидкости расположено входное отверстие черпака 31, через которое поток жидкости поступает в канал черпака, а затем — в центральный канал отвода 30, откуда через отверстие выходного патрубка 33 и присоединенный к нему трубопровод жидкость передается по назначению.

Черпаковый электронасос представляет собой совмещенный электромеханический агрегат. Как электротехническое изделие он должен удовлетворять ряду общих для этих изделий требований: надежность, электробезопасность обслуживающего персонала при эксплуатации; защита токоведущих частей от попадания масла, жидкостей, посторон-

них предметов, пыли и т. д. Вместе с тем при разработке совмещенной конструкции электронасоса следует принимать во внимание срок службы изоляционных материалов, условия вентиляции и охлаждения нагреваемых элементов, условия монтажа и демонтажа электронасоса, обеспечение ремонтпригодности, вероятность изменения параметров перекачиваемой среды, влияние изменения температуры на условия работы деталей конструкции насоса. Кроме того, необходимо учитывать возможное влияние электрических и магнитных полей на эксплуатационные характеристики и условия работы отдельных элементов конструкции.

При учете на стадии проектирования электронасоса указанных требований и особенностей его эксплуатации могут быть гарантированы его нормальное функционирование и сохранение технических параметров в течение заданного срока службы.

Предложенная конструкция черпакового электронасоса [9] по сравнению с насосным агрегатом [6] имеет определенные достоинства. Она более компактна, удобна в наладке и техническом обслуживании и, на наш взгляд, в основном отвечает перечисленным требованиям и условиям эксплуатации. Однако следует иметь в виду, что возможности ПКС при создании черпаковых электронасосов далеко не исчерпаны, поскольку задачи проектирования многогранны, а их решение, как правило, многовариантно. Поэтому появление новых конструктивных решений, имеющих те или иные преимущества по сравнению с известными и учитывающих специфику эксплуатации и назначение изделия, должно рассматриваться как непреложное требование технического прогресса.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Загрядцкий В. И., Кобяков Е. Т.** Совмещение электродвигателя с механизмом как один из методов конструирования // Вестник машиностроения. 2000. № 7. С. 8—10.
2. **Загрядцкий В. И., Кобяков Е. Т.** О некоторых требованиях, предъявляемых к совмещенным машинам при их проектировании // Вестник машиностроения. 2002. № 8. С. 11—14.
3. **Черкасский В. М., Романова Т. М., Кауль Р. А.** Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергия, 1968. С. 113—116.
4. **Черпаковый** электронасос. А. с. 1430600 А1 СССР.
5. **Черпаковый** электронасос. А. с. 1373876 А СССР.
6. **Агрегат** электронасосный НЧ 5/170-1. Паспорт Н.122.593.000 ПС. Катайск: АО "Катайский насосный завод", 1993.
7. www.prom-komplekt.ru
8. www.sibpressa.ru
9. **Черпаковый** электронасос. Пат. 2309296 S1 Рос. Федерации. МПК F04D1/12, F04D 13/06.

Исследование порошковых материалов на медной основе для изготовления антифрикционных изделий

Рассмотрено получение порошкового материала на медной основе, который по своим механическим свойствам способен заменить прутковый материал, получаемый методом литья.

Ключевые слова: порошковые материалы, технология изготовления образцов.

Production of a powdered material on a copper base, which according to its mechanical properties can replace the bar material obtained by casting, is considered.

Keywords: powdered materials, samples technology.

Метод порошковой металлургии, применяемый при изготовлении деталей машин и аппаратов, позволяет значительно повысить производительность труда и эффективность производства, довести до минимума потери металла, сократить расходы энергии на единицу продукции.

Существующий процесс изготовления втулок шестеренных насосов методом литья прутков различных диаметров из бронзы БрОС-10 с последующей механической обработкой имеет ряд существенных недостатков: низкий коэффициент использования металла $0,3 \div 0,4$; внутренние дефекты в виде пор ($\geq 1,5$ мм); раковины, выявляемые рентгеновским контролем на окончательной операции получения готового изделия; высокий процент

брака — $40 \div 50$ %; низкий процент выхода годных изделий ($18 \div 26$ %).

В данной работе поставлена задача получения порошкового материала на медной основе, способного по своим механическим свойствам заменить прутковый материал, получаемый методом литья. В результате проведенного анализа использования порошковых материалов на основе меди, изделия из которых работают в качестве антифрикционных, объектом исследования были выбраны материалы с химическим составом, близким к составу литейной бронзы БрОС10-10, свойства которых представлены в табл. 1.

В литературных источниках отсутствуют данные по применению порошкового материала марки БрОС10-10, в связи с этим для эксперимента был приготовлен порошковый антифрикционный материал, химический состав которого полностью соответствует данной марке материала (табл. 2).

Легирующие элементы, введенные в состав композиции на медной основе, имеют следующие назначения:

олово хорошо взаимодействует с медью, образуя при этом легкоплавкую эвтектику (CuSn), которая легко заполняет поры и тем самым обеспечивает стабильность размеров прессуемых изделий;

Таблица 1

Состав и свойства порошковых антифрикционных материалов на основе меди

| Марка материала | Пористость, % | Предел прочности σ_b , МПа | | Твердость <i>HV</i> , МПа | Коэффициент трения | Допустимая нагрузка, МПа | Допустимая скорость, м/с | Допустимая рабочая температура, °С |
|-----------------|---------------|-----------------------------------|------------|---------------------------|--------------------|--------------------------|--------------------------|------------------------------------|
| | | при растяжении | при сжатии | | | | | |
| БрОСГр29-1-0,5 | 15÷25 | 45 | 500 | 250 | 0,005 | — | — | — |
| БрОГр10-2 | 15÷20 | 50 | 500 | 250÷500 | 0,004÷0,008 | 4,0 | 5÷10 | 200 |
| БрОС6-6 | 30÷35 | 30 | 300 | 250÷400 | — | — | — | — |

Таблица 2

Химический и гранулометрический состав исходных порошков

| Марка материала | Химический состав, % | Средний размер частиц, мм | Количественное соотношение компонентов, % |
|---|--|---------------------------|---|
| Порошок медный электролитический ПМС-1 (ГОСТ 4960—75) | 0,02Fe; 0,05O ₂ ; 0,1Pb; 0,1Sn Влаги не более 0,05 | 0,007 | 88,5 |
| Олово-порошок ПО-2 (ГОСТ 9723—73) | 0,25Pb; 0,02Fe; 0,03Cu; 0,016S; 0,05Bi; 0,015As; 0,05Sb; 0,5O ₂ | 0,013 | 10 |

Таблица 3

Химический и гранулометрический состав исходных порошков

| Марка материала | Химический состав, % | Средний размер частиц, мм | Количественное соотношение компонентов, % |
|---|--|---------------------------|---|
| Порошок медный электролитический ПМС-1 (ГОСТ 4960—75) | 0,02 Fe; 0,05O ₂ ; 0,1Pb; 0,1Sn. Влаги не более 0,05 | 0,007 | 88,5 |
| Олово-порошок ПО-2 (ГОСТ 9723—73) | 0,25Pb; 0,02Fe; 0,03Cu; 0,016S; 0,05Bi; 0,015As; 0,05Sb; 0,5O ₂ | 0,013 | 10 |

графит улучшает прессуемость заготовок, повышая эрозионные свойства медных изделий;

свинец улучшает антифрикционные свойства изделий и обеспечивает стабильность размеров после спекания.

При изменении количественного состава компонентов материала его физико-технические свойства ухудшаются (табл. 3).

Исследования показали, что приведенный состав порошкового материала на стадии подготовки компонентов шихты для изготовления антифрикционных втулок методом порошковой металлургии

по своим механическим и техническим свойствам может заменить прутковый материал, получаемый методом литья.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ротан О. В., Габриелов И. П.** Справочник по порошковой металлургии. Минск: Беларусь, 1988. 76 с.
2. **Порошковая металлургия** / Под ред. д-ра техн. наук Р. А. Андриевского. М.: Металлургия, 1983. 520 с.
3. **Вязников Н. Ф., Ермаков С. С.** Металлокерамические материалы и изделия. Л.: Машиностроение, 1967. 224 с.

УДК 621.813:534.933

М. И. КУРУШИН, канд. техн. наук, А. М. КУРУШИН
(Самарский государственный аэрокосмический университет), тел. (846) 336-98-52

Способ выравнивания усилий по виткам резьбы, повышения прочности стержня и самоторможения гайки резьбового соединения

При нагружении резьбового соединения гайка не только сжимается в осевом направлении, но одновременно растягивается в окружном и радиальном направлениях и скручивается в осевой плоскости как кольцо. Эффект скручивания гайки можно использовать с помощью конусной или ступенчатой шайбы для выравнивания усилий по виткам резьбы, повышения прочности резьбового участка стержня и увеличения момента сопротивления самоотвинчиванию гайки. При самом простом варианте исполнения шайбы прочность резьбового стержня можно увеличить на 20 %, а момент торможения — почти в 1,5 раза.

Ключевые слова: резьбовые соединения, распределение усилий по виткам резьбы, конусные и ступенчатые шайбы, самоторможение гайки, эквивалентные напряжения, прочность.

At loading of a threaded joint the nut experiences not only the pressing in axial direction, but at the same time it is stretched in circular and radial directions and also is intertwined in the axial plane as a ring. Effect of the nut twine may be used for aligning of the efforts along the threads, enhancement the strength of the threaded rod, and increase the moment of resistance to self-braking of the nut with the help of a conical or stepped washer. Using the washer even of simplest design, one can increase the strength of thread joint by 20 %, and the moment of resistance almost as 1.5 times.

Keywords: threaded joints, distribution of the efforts along the threads, conical and stepped washers, self-braking of the nut, equivalent stresses, strength.

Известно, что усилия по виткам резьбы резьбового соединения распределяются неравномерно: как правило, почти половину нагрузки воспринимает первый виток. В литературных источниках это объясняется разным характером деформаций резьбового стержня и тела гайки: резьбовая часть стержня растягивается и шаги его резьбы увеличи-

ваются, а тело гайки сжимается, и шаги ее резьбы уменьшаются. Это и приводит к неравномерному распределению усилий по виткам резьбы. Но при внимательном рассмотрении характера деформаций в резьбовом соединении можно заметить, что одновременно с этим происходят сжатие резьбовой части стержня в радиальном направлении, растяжение гайки в окружном направлении и, как следствие, увеличение ее размеров в радиальном направлении, а также не менее значимое скручивание в осевой плоскости тела гайки как кольца, которое довольно значительно влияет на характер распределения усилий по виткам резьбы. На рис. 1, а, б показан характер усилий, действующих в осевом сечении гайки. При установке плоской шайбы 3 (см. рис. 1, а) под гайку 1 контактные напряжения по виткам резьбы создают момент, скручивающий тело гайки как кольца относительно центра жест-

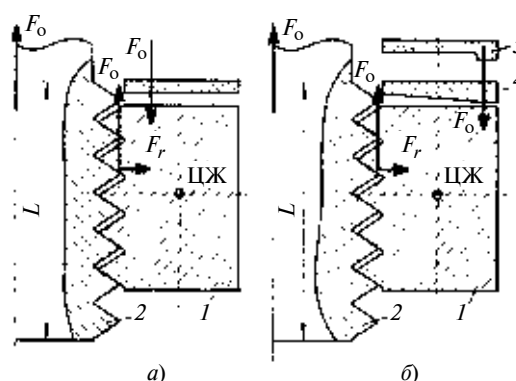


Рис. 1. Равнодействующие силы в осевом сечении гайки при плоской (а) и конусной или ступенчатой (б) шайбах: ЦЖ — центр жесткости поперечного сечения гайки; F_0 , F_r — осевая и радиальная силы; 1 — гайка; 2 — болт; 3, 4, 5 — плоская, коническая и ступенчатая шайбы

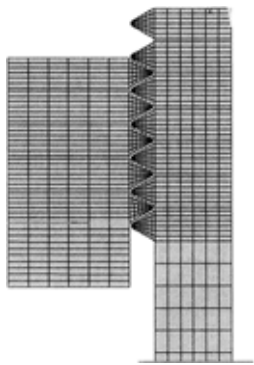


Рис. 2. Плоская осесимметричная элементная модель резьбового соединения с шайбой (сетка — регулярная)

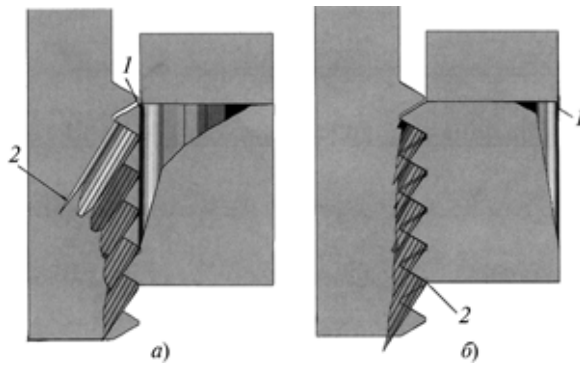


Рис. 3. Распределение контактных напряжений по виткам резьбы и на торце гайки при плоской шайбе (а) и при конусной ($\Delta h = +50$ мкм) или ступенчатой шайбе (б): 1, 2 — максимальные напряжения в контакте гайки с шайбой и в контакте витков резьбы

кости (ЦЖ) по часовой стрелке, что приводит к уменьшению усилия, действующего на первый виток резьбы. Напряжения же между гайкой и шайбой распределяются так, что их равнодействующая деформирует (скручивает) тело гайки, наоборот, против часовой стрелки, что ведет к увеличению усилия на первый виток резьбы. По нашему мнению, применяя конусную 4 (см. рис. 1, б) или ступенчатую 5 шайбу, можно создать момент, скручивающий гайку в ту же сторону, что и усилия, приложенные к виткам резьбы, и тем самым выровнять усилия по всем виткам, уменьшив усилия на первый виток и, таким образом, увеличить прочность резьбового соединения. При этом возрастает и эффект самоторможения гайки, так как радиус приложения равнодействующих сил в контакте гайки с опорной поверхностью шайбы существенно увеличивается.

Ниже приведены результаты исследования стандартного резьбового соединения М10 методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS. Конечно-элементная модель резьбового соединения показана на рис. 2. Ввиду симметрии резьбового соединения в качестве расчетной принята плоская, осесимметричная упругая модель. Винтовая нарезка заменена кольцевыми выступами, на стержне болта — 7 витков, на гайке — 5 витков, которые находятся в контакте. Материал деталей — сталь (модуль упругости — 2000 МПа). Расчетное номинальное напряжение в стержне болта принято равным 300 МПа.

Распределение контактных напряжений по виткам резьбы и в контактах гайки с шайбами показаны на рис. 3. Видно, что в случае плоской шайбы (см. рис. 3, а), усилия по виткам резьбы распределены неравномерно (максимальное значение — на первом витке). Контактные напряжения между шайбой и гайкой также распределены неравномерно: с явной концентрацией их около внутренних

диаметров шайбы и гайки. Моменты от равнодействующих сил, скручивающие тело гайки в осевой плоскости, относительно центра жесткости (ЦЖ), имеют разные направления — момент от усилий в витках резьбы стремится разгрузить наиболее нагруженный первый виток, а момент от сил давления в контакте шайбы с гайкой — наоборот, увеличить эту нагрузку. В исследуемом варианте резьбового соединения скручивающий момент от усилий в витках резьбы больше, чем от сил давления в контакте плоской шайбы с гайкой, и поэтому усилие на первый виток было бы несколько меньше, если

бы гайка не скручивалась. Таким образом, при плоской шайбе скручивание гайки усиливает неравномерность распределения усилий по виткам резьбы.

При установке конусной или ступенчатой шайбы (см. рис. 3, б) все происходит наоборот. На рис. 3, б приведены результаты расчетов для конусной шайбы, толщина которой по наружному диаметру больше, чем по внутреннему на $\Delta h = 50$ мкм (см. рис. 1, б). Из рис. 3, б видно, что напряжения в контакте шайбы и гайки концентрируются по наружному диаметру шайбы и момент от них, скручивающий гайку относительно ЦЖ, направлен в ту же сторону (по часовой стрелке), что и момент от усилий в витках резьбы, т. е. они оба разгружают первые витки. В результате этого витки резьбы могут быть нагружены либо одинаково, либо последние витки даже больше, чем первые. Кроме того, явно видно, что момент сопротивления самоотвинчиванию гайки существенно возрастает по сравнению с вариантом установки под гайку плоской шайбы. Однако нужно отметить, что контактные напряжения в витках резьбы при конусной или ступенчатой шайбе концентрируются в вершинах про-

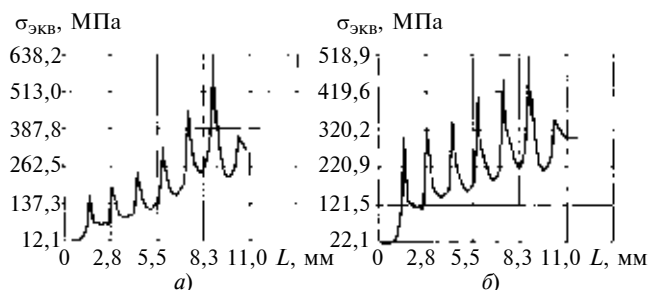


Рис. 4. Изменение эквивалентных напряжений $\sigma_{ЭКВ}$ вдоль образующей по впадинам витков резьбы стержня, начиная от конца стержня, при отсутствии (а) и наличии (б) конусности шайбы (L — длина резьбовой части стержня)

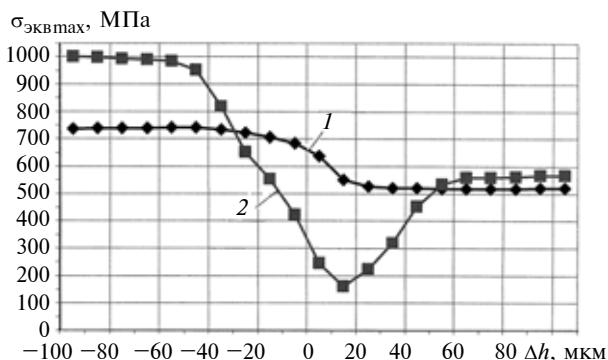


Рис. 5. Изменение максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв.мах}}$ в резьбе стержня (1) и в шайбе (2) в зависимости от разности Δh толщин шайбы по наружному и внутреннему диаметрам

| Δh , мкм | $\sigma_{\text{экв.мах}}$ во впадине первого нагруженного витка резьбы стержня, МПа | $\sigma_{\text{экв.мах}}$ в месте контакта шайбы с гайкой, МПа |
|------------------|---|--|
| -100 | 737,55 | 1000 |
| -90 | 738,54 | 997 |
| -80 | 739,16 | 993 |
| -70 | 739,92 | 989 |
| -60 | 740,68 | 985 |
| -50 | 741,02 | 978 |
| -40 | 732,79 | 817 |
| -30 | 722,20 | 652 |
| -20 | 707,10 | 555 |
| -10 | 685,44 | 424 |
| 0 | 638,23 | 245 |
| +10 | 551,35 | 114 |
| +20 | 525,32 | 223 |
| +30 | 521,86 | 318 |
| +40 | 520,12 | 453 |
| +50 | 518,95 | 556 |
| +60 | 519,10 | 558 |
| +70 | 519,20 | 560 |
| +80 | 519,40 | 563 |
| +90 | 519,66 | 566 |
| +100 | 519,86 | 568 |

филей витков резьбы стержня и у основания профилей витков гайки.

На рис. 4, а, б приведены результаты расчета эквивалентных напряжений (по Мизесу) по образующей впадин витков стержня соответственно для

случаев установки плоской и конусной шайб. В первом случае максимальные эквивалентные напряжения во впадине первого витка $\approx 6,38$ кПа, а во втором случае $\approx 5,19$ кПа. Таким образом, конусная шайба увеличила прочность стержня резьбового соединения в 1,23 раза по сравнению с плоской шайбой; момент сопротивления самоотвинчиванию, судя по рис. 4, также увеличился на 30 %.

В таблице и на рис. 5 представлены результаты расчетов максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв.мах}}$ (по Мизесу) в резьбе и на торце шайбы для рассматриваемого варианта резьбового соединения при различных значениях Δh конусности шайбы. Знак "+" означает, что толщина шайбы по наружному диаметру больше, чем по внутреннему, а знак "-", что меньше. Видно, что при конусности шайбы, соответствующей разности толщин шайбы по наружному и внутреннему диаметрам более +50 мкм, значения $\sigma_{\text{экв.мах}}$ как в резьбе, так и в шайбе достигают минимума и далее практически не меняются при увеличении конусности шайбы. Это очень важно, так как означает, что допуск на конусность шайбы может быть достаточно большим. Из рис. 5 также видно, как допуск параллельности (или конусности) рабочих поверхностей шайбы влияет на напряжение $\sigma_{\text{экв.мах}}$ в резьбе и в шайбе. В зависимости от точности исполнения шайбы для данного варианта резьбового соединения был получен разброс $\sigma_{\text{экв.мах}}$ в резьбе в 1,7 раза, в шайбе — в 7,7 раза. Интересно отметить, что минимальные напряжения в шайбе были получены при ее конусности +15 мкм, а чтобы резьбовая часть стержня была минимально нагружена, конусность шайбы должна быть +50 мкм и более.

Как показали дополнительные исследования, увеличение или уменьшение наружных диаметров гаек практически мало влияет на напряженное состояние резьбовых соединений и распределение усилий по виткам резьбы.

Выставка "Упаковка/Упак Италия—2010"



С 26 по 29 января 2010 г. на территории ЦВК "Экспоцентр" проходила восемнадцатая международная специализированная выставка, на которой демонстрировались машины и оборудование для производства упаковки, упаковочные материалы, тара, вспомогательные упаковочные средства.

Выставка была организована компаниями Мессе Дюссельдорф ГмБХ (Германия) и ООО "Мессе Дюссельдорф Москва" (Россия) при поддержке Правительства Москвы, Подкомитета по развитию индуст-

рии упаковки торгово-промышленной переработки упаковочных материалов (ACTG MA), Ассоциации итальянских производителей упаковочного оборудования (UCIMA) и др. и при содействии ЗАО "Экспоцентр". В выставке приняли участие более 270 компаний из 18 стран мира. В статье приведено краткое описание экспонатов, имеющих отношение к машиностроению.

ОАО "Кропоткинский завод М и ССП" (г. Кропоткин, Краснодарский край) предложило потребителям

машины для выдувки ПЭТ тары и экструзионное оборудование.

Выдувной автомат мод. А-1000-5 для производства ПЭТ бутылок методом вытяжки из разогретых пресс-форм и двухстадийного раздува в двухместной пресс-форме на одной станции выдувки. Автомат состоит из загрузчика, печи инфракрасного нагрева, манипулятора захвата и переноса пресс-форм, а также силовой установки с двухместной пресс-формой. Производительность автомата до 1450 бутылок/ч вместимостью 2÷6 л для газированных и спокойных жидкостей. Диаметр бутылки до 180 мм, диаметр горловины 36, 45 и 47 мм, высота бутылки 380 мм. Питающее напряжение автомата 380 В, потребляемая мощность 16,8 кВт. Площадь, занимаемая автоматом с загрузчиком, 7,3 × 4 м, высота автомата с загрузчиком 2,5 м, общая масса 4,5 т.

Роторный выдувной автомат мод. АВР-6 для производства ПЭТ бутылок методом вытяжки из разогретых пресс-форм и двухстадийного раздува в одностойной пресс-форме на шести станциях выдувки. Автомат состоит из загрузчика, печи инфракрасного нагрева пресс-форм, загрузочной четырехместной карусели, четырехместной карусели выноса готовых бутылок и ротационной карусели с шестью станциями выдувок. Производительность до 7560 бутылок/ч вместимостью 0,25÷2 л для газированных и спокойных жидкостей. Максимальный диаметр бутылки до 115 мм, ее высота 350 мм. Установленная мощность автомата 101 кВт, питающее напряжение 380 В. Площадь, занимаемая автоматом с загрузчиком, 8,3 × 4,2 м, при высоте автомата 3,1 м и загрузчика 3,25 м. Масса роторной карусели с печью 13 т.

Экструдер мод. ЭР-700 для производства рукавной или термоусадочной пленки (двойное полотно) толщиной 0,026÷0,26 мм. Производительность экструдера до 42 кг/ч, питающее напряжение 380 В, потребляемая мощность 11 кВт, габаритные размеры 3940 × 2040 × 3670 мм, масса 2,37 т. Электронный блок нагрева и электропривод узла вытяжки и приемки пленки имеют бесступенчатое регулирование.

Автоматическая экструзионно-выдувная установка мод. ВП-24-А для изготовления пластмассовых полых флаконов вместимостью 0,02÷0,1 л. Исходное сырье — полиэтилен и полипропилен. Автомат выполняет следующие операции: разогрев гранулированного сырья и формирование методом экструзии трубчатой заготовки, раздув заготовки до размеров изделия внутри пресс-формы с последующим охлаждением, разделение готового изделия и облоя, раздельную их выдачу. Производительность установки до 12 000 флаконов/ч, питающее напряжение 380 В, потребляемая мощность 10 кВт. Габаритные размеры установки 2100 × 1200 × 2000 мм, масса 700 кг. Обслуживает установку один оператор.

Производимое заводом оборудование по всем параметрам не уступает зарубежным аналогам, имеет

сертификаты качества и санитарно-эпидемиологические заключения.

Научно-производственная фирма "Интеграл" (г. Казань) предложила на российский рынок оборудование для упаковки и фасовки различной продукции.

Комплекс для упаковки в термоусадочную пленку различной продукции, состоящий из устройства термоусадки УТ-400 и устройства упаковки УУ-02. Устройство можно устанавливать в ряд или под углом друг к другу, а также использовать в составе конвейерной линии. Питающее напряжение устройства термоусадки 380 В, мощность 5,5 кВт, производительность до 1000 упаковок/ч, скорость конвейерной линии 4,5 м/мин, максимальные размеры упаковки 340 × 280 мм. Работает комплекс при температуре 100÷210 °С. Его габаритные размеры 1260 × 505 × 900 мм, масса 85 кг. Питающее напряжение устройства упаковки 220 В, мощность 0,5 кВт, производительность до 300 упаковок/ч. Его габаритные размеры 1618 × 400 × 565 мм, масса 36 кг.

Автомат мод. "Иннак-Эконом" для упаковки сыпучих, гранулированных, мелкоштучных изделий в полиэтиленовую или другую термосвариваемую многослойную пленку и бумагу. Автомат может работать самостоятельно или в составе дозаторов с производительностью до 15 упаковок/мин. Толщина пленки 20÷50 мкм. Питающее напряжение автомата 220 В, мощность 1,6 кВт, габаритные размеры 1550 × 1150 × 1660 мм, масса 90 кг.

Комплекс мод. УУВ-600П для групповой упаковки в термоусадочную пленку стеклянных, пластмассовых, металлических и других изделий как с использованием подложки или поддона, так и без них. Работает комплекс совместно с термотоннелями. Производительность комплекса до 5 упаковок/мин. Наибольшие габаритные размеры упаковываемого предмета 250 × 460 × 365 мм. Питающее напряжение комплекса 220 В, мощность 0,5 кВт. Его габаритные размеры 795 × 750 × 1950 мм, масса 100 кг.

Термотоннель мод. УТ-100 для групповой упаковки в термоусадочную пленку отдельных или нескольких изделий. В комплект устройства входят термотоннель и приемный стол с блоком охлаждения (возможна комплектация устройством для упаковки с термоножом). Пропускная способность термотоннеля до 600 упаковок/ч. Максимальные размеры упаковываемого предмета 940 × 250 мм. Работает термотоннель при температуре 0÷250 °С. Скорость его конвейера 2,3 м/мин. Толщина термоусадочной пленки до 110 мкм. Питающее напряжение термотоннеля 380 В, потребляемая мощность 17 кВт. Его габаритные размеры 2300 × 740 × 1520 мм, масса 250 кг.

Компания "Русская трапеца" (г. Санкт-Петербург) предложила на рынок упаковочные машины и весовые дозаторы.

Технологическая линия мод. РТ-ЛФ для точного дозирования и фасовки труднораспыляемых, порошкообраз-

ных продуктов в готовую тару, уплотнения продукта и транспортировки его на накопительный стол. Линия состоит из шнекового конвейера для загрузки продукта в бункер дозатора в автоматическом режиме; шнекового дозатора с управлением от весового устройства; конвейера, совмещенного с платформой весового дозатора для отвода в автоматическом режиме фасованного продукта из зоны дозирования на вибростол, на котором продукт в таре уплотняется и транспортируется на накопительный стол. Производительность линии до 20 упаковок/ч при массе дозы 100 ÷ 2000 г, допустимое отклонение дозы по массе $\pm 1\%$. Питающее напряжение линии 380/220 В, установленная мощность 3,26 кВт, габаритные размеры 2100 × 2400 × 2400 мм, масса 460 кг.

Горизонтальная упаковочная машина мод. РТ-УМ-ГШ для упаковки штучных изделий больших размеров, бытовых изделий (журналы, книги, альбомы и т. п.), хозяйственных и строительных товаров. Машина состоит из подающего и отводящего конвейеров, механизма формирования и регулирования длины и ширины пакета, системы работы по фотометке, рулонодержателя, механизма протягивания пленки и сварки продольного и поперечного швов пакета с отрезным ножом. Производительность машины до 140 упаковок/мин. Максимальный диаметр рулона пленки 400 мм. Питающее напряжение машины 220 В, установленная мощность 2 кВт, габаритные размеры 3550 × 1130 × 1700 мм, масса 350 кг.

Фасовочно-упаковочный автомат мод. РТ-УМ-31-Ш для дозирования и упаковки труднораспучиваемых, порошкообразных продуктов в трехшовные пакеты в автоматическом режиме. Пакеты формируются из рулонных термосвариваемых материалов. Автомат оснащен вертикальным шнековым дозатором, датчиком фотометки, формирующим устройством, аэродинамическим устройством натяжения пленки, устройствами размотки пленки и отвода готовых пакетов. Дополнительно автомат может быть оснащен устройствами для формирования пакетов разной ширины и пакетов с двойным плоским дном, термопринтером для нанесения информации на пакет, системой отсоса и удаления пыли из зоны сварки швов пакета. Производительность автомата до 90 упаковок/мин. Масса дозы 5 ÷ 2000 г, размеры пакетов: длина 50 ÷ 320 мм, ширина 90 ÷ 260 мм. Вместимость загрузочного бункера 0,026 м³. Питающее напряжение автомата 220 В, установленная мощность 2,1 кВт, габаритные размеры 1900 × 1140 × 2500 мм, масса 450 кг.

Компания "БРОНКО" (г. Санкт-Петербург) предложила потребителям фасовочное и упаковочное оборудование, а также оборудование и материалы для производства этикеток, разработанные за рубежом.

Универсальный высокопроизводительный вертикальный формовочно-упаковочный автомат мод. ВН-600 для точного дозирования и упаковки широкого ассортимента сыпучих, гранулированных, кристалличе-

ских, штучных продуктов в трехшовные пакеты из термосвариваемых материалов (полипропилена, полиэтилена высокого и низкого давления, ламинированной бумаги и фольги и т. п.). Система управления адаптирована для работы с любым типом дозатора. Его производительность 15 ÷ 60 упаковок/мин. Питающее напряжение автомата 220 В, мощность 3 кВт, габаритные размеры 1650 × 1300 × 170 мм, масса 550 кг. Возможна упаковка различных видов продуктов.

Ручной упаковщик-запайщик мод. FM-4030 — компактное многофункциональное устройство для упаковки различных предметов в термопленку. Производительность до 800 упаковок/ч. Питающее напряжение 220 В, потребляемая мощность 3,8 кВт, габаритные размеры 1215 × 590 × 1020 мм, масса 100 кг.

Рулонный водно-клеевой ламинатор мод. GSF-750 для приклеивания металлизированного полипропилена к картонной основе. Максимальные: ширина пленки 680 мм, ширина картона 750 мм.

Одноточечная фальцевально-склеивающая технологическая линия мод. GHH 800A для сгибания склейки стандартных коробок с одним продольным клапаном. Линия может оснащаться секцией предварительной фальцовки. Подача заготовок, продольная фальцовка, прохождение через выводной конвейер осуществляются в автоматическом режиме. Плотность материала 210 ÷ 500 г/м². Питающее напряжение технологической линии 220 В, мощность 4,5 кВт.

Лакировальную машину мод. UV 350 для сплошного лакирования различной полиграфической продукции. Материал подается по одному листу. Лак наносится специальными вальками. Машина имеет ультрафиолетовую сушилку. Лента конвейера сделана из стекловолокна с тефлоновым покрытием. Ширина конвейера 350 мм. Питающее напряжение машины 380 В, мощность 4 кВт, производительность до 1400 л/ч, габаритные размеры 1280 × 900 × 1180 мм, масса 300 кг.

Машина мод. DSP-720A для трафаретной печати, сплошного и выборочного лакирования различной полиграфической продукции в автоматическом режиме. Печать осуществляется специальными металлизированными, флуоресцентными, ультрафиолетовыми и комбинированными красками, а также различными лаками. Можно работать с мягкими материалами (бумага, картон, пластик и т. п.), достигать различной толщины красочного слоя. Скорость подачи 1000 ÷ 3600 листов/ч. Мощность машины 8,23 кВт, масса 3,5 т.

Флексографическая машина Flex-450, выполняющая полный цикл изготовления полноцветных этикеток, наклеек, ярлыков, печати по пленкам, фольге и т. п. методом флексографии. Машина состоит из шести печатных секций и одной секции вырубки-надсечки. Благодаря вертикальному расположению печатных секций занимает площадь до 4 м². Машина подходит для печати средних и малых тиражей. Скорость печати 55 м/мин. Максимальная ширина печати 430 мм.

Габаритные размеры машины 2000 × 1100 × 2200 мм, масса 1,9 т.

ООО "Упаковочные решения" (г. Ивантеевка Московской обл.) предложило маркировочные устройства, разработанные в Англии и Италии.

Маркировщик мод. Linx IJ370, печатающий сообщения высотой до 70 мм оснащен самоочищающейся печатной головкой. Печать осуществляется на различных видах пористой поверхности. Скорость печати 550 мм/с, высота символов 50 мм. Его энергопотребление 90 ÷ 264 В, потребляемая мощность 50 ÷ 140 Вт, рабочая температура 10 ÷ 35 °С, влажность в помещении 10 ÷ 80 %, его масса 5 кг.

Струйный принтер непрерывного действия мод. Linx 4900 выполняет одно- и двустороннюю текстовую маркировку, а также наносит простые графические изображения, в том числе дату, время и смену. Память принтера хранит до 50 сообщений, которые можно выбирать с помощью экрана предварительного просмотра. Его питающее напряжение 230 В, мощность 200 Вт, масса 20 кг.

Промышленный робот-палетоупаковщик мод. Sfera Easy, работающий в автоматическом режиме и применяемый для упаковки нестандартных, крупногабаритных грузов. Он самостоятельно передвигается вокруг паллеты. Каретка поднимается на высоту 2100 мм. Рабочее пространство 1150 мм. Робот работает в автоматическом режиме по двум программам "вверх", "вверх-вниз", может работать в ручном режиме.

Компания Titan (США) продемонстрировала на выставке *бабинорезку мод. Titan ER610* — высокопроизводительную машину с надежной технологией резки для работы с материалами (пленка, ламинаты, бумага и картон) шириной до 1650 мм с максимальной скоростью 450 м/мин. Минимальная ширина реза 50 мм при максимальном диаметре намотки 610 мм на двойных консольных дифференцированных намоточных шпинделях.

В рамках выставки были организованы тематические круглые столы и отраслевые семинары для специалистов.

А. Н. ИВАНОВ, член-корр. АПК

Выставка "MITEH—2009"

На территории ЦВК "Экспоцентр" (г. Москва) с 10 по 13 ноября 2009 г. проходила Международная специализированная выставка инструментов и оборудования. На выставке было представлено около 200 экспонентов из 13 стран. Организатор — ООО "Евроэкспо". В статье приведено краткое описание некоторых экспонатов и предложений предприятий-разработчиков, имеющих отношение к машиностроению.

Промышленно-производственная компания "Калибр" (г. Королев, Московской обл.) демонстрировала на выставке различное оборудование, в том числе для предприятия машиностроения.

Электрическую ударную дрель мод. ДЭМР-1050 ЕРУ с металлическим редуктором. Мощность, потребляемая дрелью 1,05 кВт, число оборотов на холостом ходу до 300 мин⁻¹, тип патрона — ключевой. Максимальный диаметр сверления: дерева 30 мм, металла 13 мм, бетона 10 мм. Габаритные размеры дрели в упаковке 330 × 80 × 300 мм, масса 2,9 кг.

Эксцентриковую шлифовальную машину мод. ЭШМ-420Р мощностью 420 Вт, диаметр шлифовальной поверхности 125 мм, частота вращения на холостом ходу 6000 ÷ 1000 мин⁻¹. Габаритные размеры машины в упаковке 290 × 160 × 190 мм, масса 2 кг.

Фрезер электрический мод. ФЭ-1800Е с регулируемой скоростью. Мощность 1,8 кВт, частота вращения на холостом ходу 6000 ÷ 26000 мин⁻¹, цанга 12 мм, глубина фрезерования до 50 мм. Габаритные

размеры фрезера в упаковке 400 × 170 × 330 мм, масса 8,4 кг.

Электрический рубанок мод. РЭ-2000 мощностью 2 кВт. Число оборотов на холостом ходу до 15000 мин⁻¹, ширина строгания ПО мм и глубина строгания 3,5 мм за один проход. Габаритные размеры рубанка в упаковке 480 × 230 × 205 мм, масса 9 кг.

Электрическое точило мод. ТЭ-150/300Ем⁺ с подсветкой и регулируемой скоростью. Мощность 300 Вт, частота вращения на холостом ходу до 2850 мин⁻¹, диаметр точильного круга 150 мм. Габаритные размеры точила 385 × 340 × 255 мм, масса 14 кг.

Комбинированный металлообрабатывающий токарный станок мод. СТКМ-150. Потребляемая мощность 150 Вт, питающее напряжение 220 В, диапазон частот вращения 100 ÷ 2000 мин⁻¹, диаметр обточки 140 мм, длина обточки 250 мм. На станке можно нарезать метрическую резьбу в диапазоне 0,5 ÷ 1,25 мм с числом ступеней до 5, дюймовую резьбу в диапазоне 16 ÷ 24 шт/1", а также осуществлять сверление и фрезерование. Максимальный диаметр сверления 10 мм при частоте вращения 100 ÷ 300 мин⁻¹, размер Т-образного паза 8 мм. Габаритные размеры станка в упаковке 690 × 420 × 530 мм, масса 40 кг.

Токарный деревообрабатывающий станок мод. СТД-600. Мощность 600 Вт, напряжение питающей сети 220 В, при скорости вращения 750/140/2600 мин⁻¹. Расстояние между рабочими

центрами 1000 мм, максимальный диаметр обрабатываемой заготовки 350 мм. Габаритные размеры станка в упаковке 1450 × 435 × 445 мм, масса 70 кг.

Сварочный аппарат переменного тока мод. СВА-160/230 В (ММА), подключаемый к сети переменного тока напряжением 220/38 В. Ток сварки АС/ДС 230/160 А, мощность на холостом ходу 1 кВт, максимальная мощность АС/ДС 8,4/6,6 кВт, ПВ 10 %, диаметр электрода АС/ДС 2,5 ÷ 5/2 ÷ 4 мм. Габаритные размеры сварочного аппарата 645 × 295 × 425 мм, масса 37 кг.

Долбежно-сверлильный станок мод. ДСС-550, работающий от сети переменного тока напряжением 220 В. Потребляемая мощность 550 В, частота вращения шпинделя станка 2860 мин⁻¹, диаметр сверлильного патрона 13 мм, размер долота 16 мм, максимальная глубина долбления 76 мм. Габаритные размеры станка в упаковке 440 × 315 × 245 мм, масса 22 кг.

Настольный электрический лобзик мод. ЛЭН-85 с напряжением питающей сети 220 В, потребляемая мощность 85 Вт. Максимальная толщина обрабатываемой заготовки 40 мм. Расстояние от полотна до корпуса лобзика 410 мм. Максимальный пропи: при 90° — 40 мм, при 45° — 10 мм. Габаритные размеры: пильного полотна 133 × 2,6 × 0,25 мм, лобзика 615 × 290 × 325 мм. Масса лобзика 14,5 кг.

ООО "ПТК" (г. Санкт-Петербург) показано на выставке оборудование для раскроя металла.

Координатную машину мод. СГ-1000. Устройство представляет собой блок, сопряженный с механизмом перемещения по продольной консоли. Горелка крепится на поперечной консоли блока. Машина выполняет газокислородную или плазменную резку, а также раскрой листов из различных металлов. Перемещение основного блока в продольном направлении обеспечивает длину резки до 10 000 мм, ширина определяется параметрами поперечной консоли, на которой смонтирован резак и составляет 1500 или 2300 мм. Электронное управление резаком обеспечивает высокую точность (до 0,5 мм при плазменной резке) и скорость проведения технологической операции. Использование газокислородного резака обеспечивает скорость резки до 600 мм/мин, применение плазменного сопла увеличивает ее до 2000 мм/мин. Толщина резки: газокислородной 150 мм, плазменной 200 мм. Мощность установки 180 Вт, общая масса 71 кг.

Резаки для газокислородной резки, в ниппелях которых присутствуют встроенные клапаны от обратного удара. Наличие универсальных ниппелей позволяет подсоединять рукава диаметром 9 и 6 мм без использования переходников.

ООО "Каурис альянс" (г. Санкт-Петербург) предложило на российский рынок заточные станки, разработанные за рубежом.

Станок мод. E90i для заточки концевых фрез, главного заднего угла, угла на торце концевых фрез

с одной простой настройкой. Станок укомплектован цангами 8; 10; 12; 16; 20; 25 мм, а также цангами 5С на размеры 1,5 ÷ 27 мм. Абразивные круги СВН на металлической основе гарантируют длительную эксплуатацию. На станке можно затачивать фрезы с числом зубьев 2, 3, 4 и 6 из быстрорежущей стали. Для заточки концевых фрез из твердого сплава используются алмазные шлифовальные круги, фрез с хвостовиками с конусом Морзе — оправки 5С под конус Морзе. Диаметры фрез 1,5 ÷ 52 мм, хвостовика фрез 1,5 ÷ 52 мм, хвостовика фрез 1,5 ÷ 27 мм. Максимальная длина заточки канавки 156 мм. Питающее напряжение станка 220 В, частота вращения ротора двигателя 3450 мин⁻¹. Габаритные размеры 445 × 430 × 275 мм, масса 33 кг.

Заточной станок мод. V391 для спиральных сверл. Станок затачивает вершину сверл диаметром 3 ÷ 19 мм с углом заточки 118 ÷ 140°. Помимо стандартной заточки сверл на станке можно осуществлять заточку с крестообразной подточкой. На станке можно затачивать двухканавочные спиральные сверла, в том числе с укороченными хвостовиками (длина сверл не ограничена). Диаметр затачиваемых сверл 3 ÷ 19 мм. Материал сверл: быстрорежущие стали и твердые сплавы. Шлифовальный круг не требует охлаждающей жидкости и правки. Цикл заточки: сверла Ø 3 мм — 15 с, сверла Ø 19 мм — 60 с, глубина заточки регулируется. Питающее напряжение двигателя станка 220 В, частота вращения ротора 3460 мин⁻¹. Габаритные размеры станка 305 × 280 × 230 мм, масса 11 кг.

Заточной станок мод. ХТ-3000i, обеспечивающий стандартную и крестообразную заточку спиральных сверл с углами при вершинах 118 ÷ 150°. На станке можно затачивать также ступенчатые сверла, зенковки, сверла для деревообработки и тонколистового металла. Цикл заточки одного стандартного сверла — менее 1 мин. Станок имеет два шлифовальных круга (для стандартной и крестообразной заточки). Возможна заточка инструмента из быстрорежущей стали СВН-кругом и из твердого сплава алмазным кругом. Диаметр затачиваемых сверл 3 ÷ 30 мм, при длине от 50 мм до ∞, угол заточки регулируется от 118 до 150°.

Компания СВАРГА (г. Москва) предложила на российский рынок столы для плазменной резки и другое оборудование, изготовленное за рубежом. Приведем краткое описание только двух предложений.

Установка воздушно-плазменной резки мод. GENESIS90 для обработки углеродистой стали, стали с алюминиевым покрытием и оцинкованной стали, коррозионно-стойкой стали, чугуна, алюминия, меди и их сплавов. Она оснащена инверторным выпрямителем нового поколения и может эксплуатироваться в суровых условиях окружающей среды. На установке смонтирован автоматический переключатель "вспомогательная/режущая дуга"

при резке несплошного материала — решеток и профилированных листов металла. Установка выполняет функцию Soft-stop для обработки кромок. Она применима для обработки металлоконструкций, в автомобилестроении, химической промышленности и т. п. Питающее напряжение установки 380 В, толщина резки до 35 мм. Ее габаритные размеры 600 × 220 × 440 мм, масса 25 кг.

Стол плазменной резки мод. СП-50 для удаления сварочных аэрозолей из зоны на рабочей поверхности стола. Силовой каркас выполняет функцию корпуса стола и обеспечивает надежную передачу давления на фундамент. Распределитель воздушного потока служит накопительным элементом, позволяющим собирать образующийся при плазменной резке шлак, песок, отколовшуюся ржавчину и другие отходы. Опорная рама является силовым элементом стола, выполняет функцию фиксации полосовых опор и удерживает на себе массу листов заготовки при резке. Толщина резки на столе 50 мм, высота опор 100 мм, шаг опор 60 : 80 мм, максимальная нагрузка на стол 5 т.

ООО "Парадокс" (г. Санкт-Петербург) демонстрировало на выставке различный электроинструмент, изготовленный в России и за рубежом.

Электроотвертку мод. MIS1 с регулируемым моментом вращения 0,35 ÷ 2 Нм. Переключатель имеет положения: прямое вращение — выключение — обратное вращение. Корпус электроотвертки, изготовленный из усиленного стекловолокном полиамида, имеет большую ударную вязкость. В патроне можно зажимать хвостовики до 6,5 мм. Питающее напряжение отвертки 12 ÷ 18 В. Максимальная потребляемая мощность 50 Вт. Ее муфта имеет 5 ступеней регулирования, шестая ступень, минуя муфту, создает момент ≈ 2 Нм. Длина электроотвертки 200 мм, масса 415 г. Такая дрель подходит и для нарезания резьбы.

Высокоточную бормашину мод. FBS 12/E для высокоточного сверления, шлифования, фрезерования, полирования, зачистки, очистки от ржавчины, гравирования и отрезания. Бормашина укомплектована патроном без ключа (зажимом 0,3 ÷ 3,2 мм). Прецизионные шарикоподшипники исключают осевое биение вала изготовленного из полированной стали. Кнопка блокировки вала заменяет использование ключа. Резьба на валу позволяет использовать стальные цанги. Сбалансированный двигатель постоянного тока регулируемый, с обратной связью (повышение крутящего момента на малых оборотах) 3000 ÷ 15000 мин⁻¹. Корпус изготовлен из усиленного стекловолокном полиамида. Питающее напряжение бормашины 12 ÷ 18 В, потребляемая мощность 100 Вт. Ее длина 185 мм, масса 450 г.

Горячий клеящий пистолет мод. НКР220 для быстрого и надежного склеивания металлов, дерева, пластика (включая плексиглас), стекла, керами-

ки, картона, кожи, полистирола и тканей. "Схватывание" около 2 мин. Питающее напряжение пистолета 220 ÷ 240 В. В его комплект входят 4 клеящих карандаша 7 × 100 мм и три сменных сопла.

Настольный микрофрезерный станок мод. МТ-300 для изготовления профилей, пазов, снятия фасок и т. п. Подходит для обработки краев длинномерных деталей и чистовой обработки небольших профилей. В комплект входят цанговый зажим с тремя трехлепестковыми цангами (2,4; 3 и 3,2 мм) для надежной фиксации режущего инструмента. Глубина резания регулируется юстируемым маховиком (1 деление = 0,05 мм, 1 оборот = 1 мм). Рабочий стол станка имеет размеры 300 × 150 мм, изготовлен из литого под давлением алюминия и оборудован гнездом подключения пылесоса. Питающее напряжение станка 220 ÷ 240 В, максимально потребляемая мощность 100 Вт, масса около 2 кг.

Компания Де WALT (США) кроме прочего инструмента демонстрировала оригинальные гвоздезабиватели.

Гвоздезабиватель мод. Д51856, для гвоздей с круглой шляпкой длиной 50 ÷ 100 мм и диаметром 2,8 ÷ 3,3 мм. Число гвоздей в магазине 90 шт. Глубина забивания гвоздей регулируется. При пустом магазине ударный механизм блокируется. В гвоздезабивателе имеется устройство для удаления застрявших в наконечнике гвоздей без применения инструмента. Длина гвоздезабивателя 507 мм, высота 373 мм.

Гвоздезабиватель мод. Д51321 с барабанным магазином. Глубина забивания гвоздей с круглой шляпкой регулируется. Длина забиваемых гвоздей 19 ÷ 45 мм, диаметр 2,9 ÷ 3,8 мм, число гвоздей в магазине 120 шт. Длина гвоздезабивателя 290 мм, высота 265 мм. Его выключатель оснащен блокировочным устройством.

Угловой обшивочный гвоздезабиватель, мод. Д51275К с пятипозиционным регулятором глубины забивания гвоздей. Также имеется устройство для удаления застрявших гвоздей и магазин на ПО гвоздей. Диаметр забиваемых гвоздей 1,8 мм, длина 32 ÷ 63 мм, режим работы одиночный. Габаритные размеры гвоздезабивателя 89 × 330 × 292 мм, масса 1,75 кг.

Компактный гвоздезабиватель мод. Д51180 для гвоздей длиной 19 ÷ 83 мм и диаметром 10 мм. Для легкой загрузки гвоздей имеется магнитный держатель; удобный кожаный наладонник снижает уровень вибрации и не допускает скольжения. Длина гвоздезабивателя 105 мм, высота 125 мм.

Компания FEIN (Германия) показала на выставке широкий ассортимент профессионального электроинструмента.

Высокопроизводительную двухскоростную ручную дрель мод. DSk 658-1, имеющую высокую точность вращения без радиального биения. Номинальная мощность дрели 720 Вт, частота вращения под на-

грузкой $200 \div 420 \text{ мин}^{-1}$. Она оснащена кабелем длиной 2,5 м со штекером. Диаметр сверления: по стали $13 \div 23 \text{ мм}$, легкие сплавы $20 \div 28 \text{ мм}$, по дереву $30 \div 45 \text{ мм}$. Масса дрели 6,1 кг.

Мощную угловую дрель стержневого типа мод. ASz × 648-1 для работы в труднодоступных участках. Дрель оснащена: высокомоментным двигателем мощностью 740 Вт с мощным проходом для постоянной скорости сверления; захватом КМ1 для универсального инструмента с высокой точностью вращения. Частота вращения под нагрузкой 360 мин^{-1} . Диаметр сверления: стали 15 мм, легких сплавов 19 мм. Дрель укомплектована кабелем длиной 2,5 м со штекером, ее масса 3,6 кг.

Дрель мод. ASge 648 для нарезания резьбы с ускоренным обратным вращением и регулятором частоты вращения. Дрель оснащена: высокомоментным двигателем мощностью 650 Вт; электронным регулятором частоты вращения для точной установки метчика и постоянной скорости резания. Встроенный реверсивный механизм с ускоренным обратным вращением заметно сокращает время работы при нарезании резьбы (частота вращения при нарезании резьбы до 240 мин^{-1} , при обратном ходе до 550 мин^{-1}). Дрель оснащена кабелем длиной 2,5 м со штекером, ее масса 3,7 кг.

Машинку мод. RS 12-70E для шлифования труб и отводов из высококачественной стали. Номинальная потребляемая мощность машинки 1,2 кВт. Скорость частоты вращения рабочего инструмента

на холостом ходу $2700 \div 7000 \text{ мин}^{-1}$, скорость резания 22 м/с. Машинка обрабатывает трубы диаметром $8 \div 80 \text{ мм}$. Она укомплектована кабелем длиной 4 м со штекером. Имеется система блокировки самопроизвольного пуска машинки, ее масса 3,8 кг.

Высечные ножницы мод. BLK 1.6L для трапециевидально-гофрированных листов с повышенной глубиной гофра. Удобство работы с ножницами обусловлено уменьшением охвата рукоятки на 20 % за счет компактной головки редуктора. Поворачиваемый без инструмента матрицедержатель позволяет изменять направление реза на 360° шагами по 45° . Замена инструмента осуществляется системой МКЗ. Машина оснащена защитной решеткой от стружки на вентиляционных целях и кабелем длиной 5 м со штекером. Номинальная потребляемая мощность 350 Вт, скорость резания 1,9 м/мин. Максимальная толщина обрабатываемого материала: сталь 1,6 мм, цветные металлы 2,5 мм. Диаметр врезания с матрицей 24 мм, ширина высекаемой дорожки 5 мм, минимальный радиус кривой: внутренний 65 мм, наружный 70 мм. Масса ножниц 2 кг.

В рамках выставки была проведена конференция "Российский рынок электроинструмента. Состояние и перспективы". Выставка была ориентирована на представителей региональных дилерских и торговых сетей России и ближнего зарубежья.

А. Н. ИВАНОВ, чл.-корр. АПК

Рецензия

Ю. П. ПЛАТОНОВ. Термогазодинамика автоматического оружия.

М.: "Машиностроение", 2009. 356 стр.

При проектировании автоматического оружия основной и весьма сложной является проблема определения расчетно-теоретическими методами механического и термического действия порохового газа при выстреле. Пути решения указанной проблемы помогает найти монография Ю. П. Платонова — начальника теоретического отдела филиала "ГУП КБП" — "ЦКИБ СОО" (г. Тула), написанная по результатам собственных теоретических исследований и многолетнего опыта по термогазодинамическому расчету и проектированию различных образцов автоматического оружия.

В монографии развиты основы термогазодинамики автоматического оружия, заложенные в 40—50-х годах XX столетия в трудах академика А. А. Благоднарова и профессоров Е. Л. Бравина, М. А. Мамонтова, Б. В. Орлова, В. А. Протопова, И. Е. Цибулевского и др. Главное внимание уделе-

но математическому описанию широкого круга термогазодинамических процессов, протекающих как в канале ствола, так и вне его — в боковых и дульных газоотводных устройствах и в околодульном пространстве. Используются методы механики сплошной среды, фундаментальные физические законы сохранения массы, количества движения и энергии, примененные как к элементарной частице газа, так и к обобщенному (изменяемому и полужамкнутому) контрольному объему, содержащему переменное количество элементарных частиц.

Предложен и обоснован новый методический подход к построению математического описания при упрощающем допущении о равномерном распределении плотности газа в обобщенном контролируемом объеме. Это допущение позволяет дать математическое описание нестационарных термогазодинамических процессов с помощью системы

обыкновенных дифференциальных уравнений, отражающих основные законы сохранения, и заменить трудоемкое численное решение системы уравнений газовой динамики простым численным интегрированием системы обыкновенных дифференциальных уравнений. При этом обеспечивается хорошее согласование результатов расчетов, выполненных при указанном допущении, с известными точными решениями классической задачи Лагранжа в широком диапазоне значений отношения массы заряда к массе снаряда.

Второе упрощающее допущение, используемое в монографии при построении математических моделей для расчета течения газа в элементах боковых и дульных газоотводных устройствах, состоит в сведении действительного движения газа к квазистановившемуся. Применение этого допущения и интегральные уравнения основных законов сохранения помогают расчетным путем определить коэффициенты сужения струи и коэффициенты расхода газа при прямоочном истечении через отверстия и щелевые кольцевые каналы (зазоры), при боковом отводе движущего газа из канала, а также сделать проектный расчет различных типов дульных устройств (дульных тормозов, компенсаторов, пламегасителей и т. д.), имеющих малый объем по сравнению с объемом канала ствола.

Подробно рассмотрен вопрос определения теплообмена между пороховым газом и стенкой канала ствола. С применением метода теории подобия и размерности и анализа результатов специальных экспериментальных исследований получена обобщенная формула для определения среднего по поверхности теплообмена значения коэффициента теплоотдачи порохового газа в автоматическом оружии. Путем приближенного решения уравнения теплопроводности установлена зависимость для расчета изменения температуры внутренней поверхности стенки ствола за время выстрела при переменных значениях коэффициента теплоотдачи и температуры газа. Установленные зависимости используются как для прямого учета потерь энергии порохового газа на теплоотдачу при решении задач внутренней баллистики и периода последствия, так и для определения количества тепла, поступающего в ствол за время выстрела.

Впервые дано построение математической модели термогазодинамического процесса формирования дульной волны в околодульном пространстве с учетом влияния различных типов дульных устройств, включая специальные глушители звука выстрела. Эта математическая модель позволяет определить угловую плотность энергии дульной волны, под которой понимается количество энергии, затрачиваемой пороховым газом на образование дульной волны в пределах единичного телесного угла в направлении, определяемым полярным углом, отсчитываемым от вектора количества движе-

ния порохового газа. По найденным величинам угловой плотности энергии с помощью известных решений задачи о точечном взрыве определяются параметры механического действия дульной волны (максимальное избыточное давление, импульс и продолжительность фазы сжатия), которое может причинить вред стрелку (боевому расчету) и объектам, находящимся вблизи дульного среза оружия. При применении в оружии специального дульного глушителя звука выстрела рассчитываются характеристики дульной волны, ослабленной глушителем, с использованием асимптотических зависимостей теории точечного взрыва.

Монография состоит из двух частей. Первая общая теоретическая часть (главы 1—5) посвящена физическим и методическим основам математического описания термогазодинамических процессов, вторая часть (главы 6—10) — взаимосвязанным методам расчета механического и термического действия.

Материалы монографии охватывают основные вопросы теории и содержат совокупность взаимосвязанных методов расчета механического и термического действия порохового газа в автоматическом оружии и в околодульном пространстве. Работоспособность изложенных методов и их математических моделей широко проиллюстрирована большим количеством примеров числовых расчетов реальных образцов автоматического оружия, результаты которых, как правило, сопоставлены с данными эксперимента.

Монография написана на высоком научном и методическом уровне, имеет четкую инженерную направленность на проведение полного термогазодинамического расчета и проектирования различных образцов автоматического оружия. Помимо специалистов, занимающихся проектированием и исследованием образцов автоматического оружия, она может быть полезна преподавателям, аспирантам и студентам вузов соответствующего профиля, а также специалистам по прикладной газовой динамике, работающим в других областях новой техники и занимающихся теоретическим исследованием нестационарных термогазодинамических процессов и расчетами расхода массы газа.

Ю. Н. ДРОЗДОВ, профессор,
д-р техн. наук, лауреат Государственной премии СССР,
Заслуженный деятель науки РФ

Приобрести монографию можно по адресу:

300000, г. Тула,
Красноармейский пр-т, 17
Филиал ГУП "КБП" —
"ЦКИБ СОО"
Отдел 022. Начальник отдела
Шершов Евгений Алексеевич.

Тел. (4872) 320-454
Факс (4872) 320-415
Моб. 8-910-944-75-55
E-mail: tulatskib@tula.net

Факторы, влияющие на скорость и качество лазерной резки тонколистовой стали

Поскольку процессы лазерной резки становятся все более востребованы на рынке металлообработки, повышается и интерес к способам их интенсификации. При этом, помимо возможностей современных станков, следует принимать во внимание характеристики обрабатываемой стали, поскольку именно они зачастую определяют скорость и качество резки, особенно — качество поверхности листа и химический состав металла.

Качество поверхности

Лазерная резка — высокоэффективный способ, позволяющий обрабатывать тонколистовой прокат вне зависимости от пространственного положения обрабатываемой поверхности. Помимо высокой точности (0,076 мм при лазерной резке против 0,38 мм при плазменной) лазер обеспечивает качественный, чистый, безгратовый рез, что позволяет добиться большей перпендикулярности кромок.

Современные установки мощностью свыше 5 кВт способны качественно обрабатывать лист толщиной до 25 мм, что делает применение лазерной резки оптимальным для большинства потребителей. Тем не менее, процесс предъявляет высокие требования к обрабатываемому материалу: в частности, к плоскостности и шероховатости поверхности. Это вызвано соображениями как технологии (скорость раскроя выше при высокой плоскостности), так и безопасности (существует вероятность выхода из строя рабочей головки лазера).

Опыт применения современного оборудования показал, что качество и скорость реза существенно улучшаются при применении специальных "лазерных" сортов, прошедших дрессирующую (корректирующую) предварительную прокатку, при которой листы стали в холодном состоянии обжимаются по всей толщине.

Этот процесс — Dead Flat, — снимает остаточные напряжения и повышает плоскостность. По данным Юкки Хааралла, менеджера по горячекатаной продукции компании Ruukki (ведущий европейский поставщик решений из металла для строительства и машиностроения), где установлена единственная в Европе линия такой прокатки, плоскостность после обработки снижается до 3 мм/м (при европейском стандарте 6 мм/м), а шероховатость, например, для высокопрочных сталей типа Optim 700MC, уменьшается на 20 ÷ 30 %. При этом максимальная ширина листа после Dead Flat составляет от 1600 до 1850 мм, что позволяет без проблем использовать такой прокат для производства большинства металлоизделий при сокращении количества отходов. Обработка также снижает веро-

ятность деформации металла при сварке и обеспечивает постоянство параметров гибки.

По словам Исполнительного директора ООО "Промэкс" Игоря Лосева (компания является одним из лидеров в СЗФО на рынке лазерной резки; раскрой ведется на станках Trumpf (Германия) разной мощности), применение сталей, прошедших обработку Dead Flat, для лазерной резки позволило увеличить скорость раскроя на 25 ÷ 30 % (компания работала со сталями марок Laser и Optim с пределом текучести 355 ÷ 700 МПа). Кроме того, после резки не остается облоя, а шероховатость кромки реза соответствует RZ20 (для непрокатанных листов она достигает RZ40-60), т. е. после раскроя готовая деталь практически не нуждается в дополнительной обработке.

"Важно, что металл после Dead Flat, — говорит Игорь Лосев, — поставляется с отклонениями по толщине не более 0,1 мм (для сравнения: у стандартного проката отклонения в два раза больше). Соответственно, такая однородность не только увеличивает скорость резания, но и позволяет избежать появления конусности при прорезывании отверстий, снизить брак.

Естественно, что за счет увеличения скорости, снижения количества отходов, уменьшения затрат снижается цена готового изделия при заведомо более высоком качестве".

Химический состав

Как известно, механические свойства углеродистой стали в наибольшей степени зависят от количества углерода. С ростом концентрации элемента (приблизительно до 1 %) увеличивается содержание цементита и, соответственно, снижается уровень феррита (повышаются прочность и твердость, и уменьшается пластичность).

Несколько меньшее, но также заметное влияние на свойства стали оказывает и содержание других элементов — как легирующих добавок, так и вредных примесей. Очевидно, что стабильность химического состава не может не сказаться на процессах обработки: в частности, при лазерной резке.

Для лазерной резки металлов, особенно относительно больших толщин, скорость и качество реза часто сильно зависят от содержания в стали углерода и кремния. Считается, что критическим является концентрация $C > 0,6 \%$.

Например, при кислородной лазерной резке высокоуглеродистых сталей в зоне резки образуется переобогащенный углеродом расплав. Это приводит к снижению напряжений поверхности расплава, что облегчает его выдувание из зоны реза струей га-

**Содержание примесей в конструкционных сталях
(по данным Ruukki)**

| Марка стали | Максимальное содержание элементов, % (ковшовая проба) | | | |
|-------------|--|------|-------|-------|
| | C | Si | P | S |
| Laser 355 | 0,12 | 0,03 | 0,020 | 0,015 |
| Laser 420 | 0,12 | 0,03 | 0,020 | 0,015 |
| Optim 500MC | 0,10 | 0,20 | 0,020 | 0,010 |
| Optim 700MC | 0,10 | 0,20 | 0,020 | 0,010 |

за. Таким образом, твердость в зоне термического влияния (ЗТВ) способна превышать 70 HRC (при величине ЗТВ — 0,1 ÷ 0,2 мм). Соответственно, если предполагается последующая механическая обработка контура, может потребоваться дополнительная термическая обработка.

С другой стороны, при лазерной резке малоуглеродистых сталей твердость ЗТВ изменяется незначительно и не влияет на механические свойства деталей. Зона термического влияния при лазерной резке с кислородом малоуглеродистых сталей — 0,1 ÷ 0,2 мм.

Немаловажной является и концентрация в металле кремния, который обязательно добавляется для раскисления металла при выплавке. Практика показала, что содержание элемента не должно превышать 0,04 %. При более высоком его содержании резка затрудняется в связи с образованием тугоплавкого диоксида кремния, повышающего вязкость шлака. Соответственно, нежелательны и заметные колебания его концентрации — это ведет к непредсказуемости скорости и качества резки. Из широко распространенных конструкционных сталей этим требованиям в наибольшей степени отвечают малоуглеродистые и среднеуглеродистые слабо раскисленные кипящие стали (таблица).

По словам Юрия Медведева, специалиста Санкт-Петербургской компании "Электросила" (один из ведущих российских производителей генерирующего оборудования для энергетики), определяющими критериями при выборе стали для них являются стабильность химического состава, особенно по углероду и кремнию, и плоскостные характеристики проката. "Мы используем низкоуглеродистую сталь марки Laser, — говорит Юрий Медведев, — в том числе и потому, что различия в химическом составе от партии к партии пренебрежимо малы. Невысокое содержание кремния определяет отсутствие грата и высокую скорость реза, а значит, меньшие трудозатраты при последующей обработке изделий".

Необходимо заметить, что нержавеющие стали с высокими концентрациями легирующих элементов также могут представлять сложности при кислородной лазерной резке. Добавки, в особенности хром, образуя карбиды и оксиды, отрицательно сказываются на процессах окисления, нагрева и удаления расплава из зоны резки, приводя к образованию грата. При этом ЗТВ при лазерной резке нержавеющих сталей аустенитного класса составляет в среднем 0,1 мм, а твердость материала не изменяется. Кроме того, в зоне расплава (около 10 мкм) изменяется химический состав стали, в результате чего снижаются ее антикоррозионные свойства. Чтобы их восстановить, обычно используют электрохимическое полирование.

Таким образом, при выборе материала для лазерного раскроя необходимо учитывать, что помимо цены и геометрических характеристик нужно обращать самое пристальное внимание на качество поверхности и стабильность химического состава металла от партии к партии. Это поможет сэкономить время и трудозатраты и повысить отдачу станочного парка.

ЕЛЕНА ГРИШИНА

ФЕДЕРАЛЬНОЕ СОБРАНИЕ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ СОВЕТ ФЕДЕРАЦИИ

СЕНАТОРСКИЙ КЛУБ

Секция Международного сотрудничества регионов

Секция "Международного сотрудничества регионов" Сенаторского Клуба Совета Федерации проводит Всероссийский Конкурс "Лучший инвестиционный проект". Конкурс проводится при поддержке Совета Федерации Федерального Собрания Российской Федерации, Торгово-промышленной палаты РФ, Министерства регионального развития РФ. Основная цель Конкурса — привлечение дополнительных инвестиционных ресурсов в реальный сектор экономики России. В Конкурсе могут принять участие как частные, так и юридические лица любой формы собственности.

В ходе проведения Конкурса будет проведен мониторинг правоприменительной практики законодательства РФ

в области инвестиционной деятельности с последующими рекомендациями законодательным органам, а также создана Федеральная унифицированная база инвестиционных проектов России, с которой в дальнейшем смогут работать заинтересованные инвесторы. Итоги Конкурса будут проводиться ежемесячно и по итогам года. В Конкурсную комиссию вошли известные представители органов власти РФ, общественных и коммерческих структур.

Более подробную информацию о Всероссийском Конкурсе "Лучший инвестиционный проект" можно получить на сайте Секции "Международного сотрудничества регионов" Сенаторского Клуба по адресу www.smsr.senclub.ru